

Tecnológico de Costa Rica

Escuela de Ingeniería Electromecánica

Diseño del sistema de acondicionamiento de aire para el Auditorio Judicial

Miguel Blanco Quirós del Organismo de Investigación Judicial



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

Mario José Mata Bonilla

Cartago, noviembre de 2017.



Carrera evaluada y acreditada por:

Canadian Engineering Accreditation Board

Bureau Canadien d'Accréditation des Programmes d'Ingénierie

Profesor guía

Ing. Ignacio Del Valle Granados

Asesor industrial

Ing. Fabián Castro Molina

Tribunal examinador

Ing. Gilbert Bonilla Castillo

Ing. Óscar Monge Ruíz

Información del estudiante

Nombre: Mario José Mata Bonilla.

Cédula: 5-0384-0607.

Carné: 200955717.

Dirección de residencia en época lectiva: Cartago, Barrio INVU Los Ángeles. Del Walmart 300 metros oeste y 125 metros norte, detrás de Capilla Divino Niño, casa 133.

Dirección de residencia en época no lectiva: Cañas, Guanacaste. 75 metros norte del Estadio Municipal de Cañas, en Barrio Los Ángeles.

Teléfono: 8643-0860.

Correo electrónico: mariomatab@gmail.com.

Información de proyecto

Nombre de proyecto: “Diseño del sistema de acondicionamiento de aire para el Auditorio Judicial Miguel Blanco Quirós del Organismo de Investigación Judicial”.

Profesor asesor: Ing. Ignacio Del Valle Granados.

Horario de trabajo del estudiante: lunes, martes, miércoles y viernes de 7:30 a 16:30.

Información de la empresa

Nombre: Sección de Mantenimiento y Construcción del Poder Judicial.

Ubicación: Barrio González Lahmann. Avenidas 6 y 8, Calle 17 del cantón central de la provincia de San José.

Teléfono: 2295-3564.

Dedicatoria

A mi familia, pilar de mi vida.

Agradecimiento

A mi madre Damaris y mi padre Mario por su sacrificio, ejemplo y apoyo, por enseñarme a luchar y esforzarme para cumplir mis objetivos.

A mis hermanos Yohanna, Stephanie y José Pablo, por su apoyo.

A la familia Valverde Soto, por todos estos años de convivencia, por haberme tratado como un miembro más en su familia.

Al Ing. Ignacio Del Valle Granados, por su asesoría y apoyo en todo el proceso del proyecto.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Electromecánica, por sus enseñanzas y ser pieza clave en mi formación como profesional y en especial a los ingenieros Oscar Monge Ruíz, Ignacio Del Valle Granados y Alberto Garro Zavaleta por influir en mi pasión por el área de Termo-fluidos.

Al personal de la Sección de Mantenimiento y Construcción del Poder Judicial por su ayuda, apoyo y buen trato.

Al personal de la Sección de Limpieza y Jardinería del I Circuito Judicial por su colaboración durante el proceso.

Al personal del Departamento de Salud Ocupacional del I Circuito Judicial por su colaboración en el proyecto.

Tabla de contenido

1. Introducción	24
2. Reseña de la Empresa.....	26
2.1. Descripción del proceso productivo	29
3. Planteamiento del problema	30
3.1. Descripción del problema a resolver	30
3.2. Objetivo General	32
3.3. Objetivos Específicos.....	32
3.4. Justificación	33
3.5. Viabilidad	36
4. Marco teórico	37
4.1. Definición de sistema de acondicionamiento de aire	37
4.2. Condiciones de confort	38
4.2.1. Estándar ASHRAE 55	38
4.2.2. Estándar ASHRAE 62.1	40
4.2.3. INTE 31-08-08:2016.....	41
4.3. Aplicaciones.....	45
4.4. Componentes de los sistemas de acondicionamiento de aire	45
4.5. Sistema de agua helada	46
4.5.1. Sistema de bombeo.....	46
4.5.2. Tanque de compresión.....	49
4.5.3. Válvulas.....	54

4.6.	Refrigerantes	54
4.6.1.	Propiedades ambientales globales.....	55
4.7.	Consideraciones en el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire ...	59
4.8.	Consideraciones en la selección de equipos	60
4.8.1.	Localización del equipo y los requerimientos de espacio	60
4.8.2.	Acceso para mantenimiento y reparación	61
4.8.3.	Control de ruido y vibraciones	61
4.8.4.	Sistemas centralizados o sistemas locales	61
4.9.	Planificación y diseño del sistema de acondicionamiento de aire	62
4.10.	Cálculo de la carga térmica	62
4.10.1.	Conducción a través de la estructura exterior	63
4.10.2.	Conducción a través de la estructura interior	64
4.10.3.	Radiación solar a través de vidrios	65
4.10.4.	Ganancia de calor por el alumbrado	66
4.10.5.	Ganancia de calor por las personas.....	66
4.10.6.	Ganancia de calor por los equipos.....	67
4.10.7.	Ganancia de calor por infiltración.....	67
4.10.8.	Transferencia de calor a los alrededores	68
4.11.	Carga de enfriamiento o refrigeración	69
4.11.1.	Ventilación.....	69
4.11.2.	Ganancia de calor en ductos.....	70
4.11.3.	Calor desprendido en ventiladores y bombas	70
4.11.4.	Fugas de aire en ductos.....	71
4.12.	Psicrometría.....	71

4.12.1.	Propiedades del aire	71
4.12.2.	La carta psicrométrica	72
4.12.3.	Localización de la condición del aire en la carta psicrométrica	75
4.12.4.	Determinación de las condiciones del aire de suministro.....	75
4.12.5.	Relación de calor sensible	76
4.12.6.	Línea de proceso del serpentín.....	77
4.12.7.	Análisis psicrométrico completo	78
4.13.	Distribución de aire	79
4.13.1.	Corrientes o patrones de aire.....	80
4.13.2.	Ubicación de los dispositivos de distribución de aire	80
4.13.3.	Tipos de dispositivos de suministro de aire.....	81
4.13.4.	Selección de salidas de aire.....	82
4.13.5.	Tipos de ventiladores	84
4.13.6.	Cálculo de ductos.....	85
4.14.	Tuberías.....	91
4.14.1.	Tuberías de agua	92
4.14.2.	Dimensionamiento de tuberías de agua.....	95
6.	Metodología	105
	Fase 1: Consideraciones iniciales	106
	Fase 2: Reconocimiento del sitio.....	106
	Fase 3: Cálculo de carga térmica	107
	Fase 4: Estudio de ubicación de los equipos.....	107
	Fase 5: Estudio de la red de tuberías.....	108
	Fase 6: Estudio de la red de ductos de aire	108

Fase 7: Análisis de la tecnología a utilizar.....	109
Fase 8: Corroboración de cálculos y realización de entregables.....	109
Fase 9: Desarrollo del trabajo escrito	110
7. Alcance	111
8. Limitaciones	112
9. Desarrollo del proyecto	114
8.1. Reconocimiento	114
8.1.1. Ubicación.....	114
8.1.2. Detalles interiores.....	118
8.1.3. Sistema actual de acondicionamiento de aire	128
8.1.4. Condiciones ambientales de la zona	134
8.2. Toma de datos	145
8.2.1. Áreas y materiales.....	145
8.2.2. Iluminación	149
8.2.3. Equipo	151
8.2.4. Ocupantes	154
8.2.5. Medición de ruido	154
8.3. Cálculo de la carga térmica.....	157
8.3.1. Conducción a través de la estructura exterior	157
8.3.2. Conducción a través de la estructura interior	158
8.3.3. Radiación solar a través de vidrios.....	160
8.3.4. Ganancia de calor por el alumbrado.....	160
8.3.5. Ganancia de calor por las personas	161

8.3.6.	Ganancia de calor por los equipos	162
8.3.7.	Ganancia de calor por infiltración	162
8.3.8.	Transferencia de calor a los alrededores	162
8.3.9.	Carga de enfriamiento	163
8.3.10.	Resultados de cálculo de carga térmica.....	164
8.4.	Cálculo de carga térmica mediante computadora.....	172
8.5.	Análisis psicrométrico	173
8.5.1.	Condiciones de diseño	173
8.5.2.	Relaciones de calor sensible	175
8.6.	Determinación de la capacidad de las manejadoras de aire.....	176
8.7.	Tubería de agua helada	178
8.7.1.	Determinación de diámetros.....	178
8.7.2.	Determinación de la caída de presión en las tuberías.....	185
8.7.3.	Determinación de la presión de la bomba	191
8.8.	Ductos de aire.....	192
8.9.	Selección de equipos	205
8.9.1.	Tipo de tecnología de enfriamiento	205
8.9.2.	Equipo tipo paquete.....	208
8.9.3.	Manejadoras.....	209
8.9.4.	Sistema de tuberías.....	209
8.9.5.	Sistema de bombeo.....	211
8.9.6.	Tanque de compresión.....	211
8.9.7.	Separador de aire.....	215
8.9.8.	Sistema de reposición de agua	216

8.9.9.	Sistema de ductos	218
8.9.10.	Accesorios, válvulas y otros elementos del sistema	220
8.9.11.	Soportes.....	221
8.9.12.	Difusores	221
8.10.	Análisis presupuestario.....	222
8.11.	Análisis de ahorro energético	222
	Consumo eléctrico del Edificio del Organismo de Investigación Judicial.....	226
8.12.	Recomendación de escalera de seguridad para instalación y mantenimiento de red de tuberías	228
8.13.	Recomendación para el aislamiento de ruido	232
9.	Conclusiones	233
10.	Recomendaciones.....	235
22.	Cronograma proyectado del desarrollo del proyecto	238
23.	Bibliografía	239
24.	Apéndices	243
	Apéndice 1. Muestra de cálculo de tuberías.....	243
	Apéndice 2. Muestra de cálculo de ductos	253
	Manejadoras 1 y 2	253
	Manejadora 3.....	255
	Manejadora 4	257
	Manejadora 5.....	259
	Manejadora 6.....	261
	Ducto de unidad paquete	263

Apéndice 3. Selección de válvula de balance.....	265
Manejadoras 1 y 2	265
Manejadoras 3, 4, 5 y 6	266
Manejadoras 7 y 8	267
Apéndice 4. Selección de válvula de triple propósito.....	268
Apéndice 5. Selección de válvula de control de tres vías	269
Apéndice 6. Ubicación de equipos	270
Apéndice 7. Detalle de sistema de tuberías	271
Apéndice 8. Sistema de ductos	272
25. Anexos	273
Anexo 1. Datos climáticos del Instituto Meteorológico Nacional.....	273
Anexo 2. Propiedades del agua.....	274
Anexo 3. Diferencias de temperaturas para cargas de enfriamiento (DTCE) para calcular cargas debidas a techos planos, 1 °F.	277
Anexo 4. Coeficiente global U de transferencia de calor para componentes de edificación.....	278
Anexo 5. Descripción de grupos de construcción de paredes.	280
Anexo 6. Coeficiente global U para el vidrio	281
Anexo 7. Tasas de ganancia de calor debida a los ocupantes del recinto acondicionado	281
Anexo 8. Requisitos de ventilación para ocupantes	282
Anexo 9. Datos de equipos.....	283
Chiller.....	283
Unidad paquete.....	284

Manejadoras 1 y 2	285
Manejadoras 3, 4, 5 y 6	286
Manejadoras 7 y 8	287
Bombas.....	288
Tanque de compresión	289
Separador de aire	290
Válvulas de venteo.....	291
Válvula de triple propósito.....	292
Difusor de succión	293
Válvula reductora de presión	294
Válvula de tres vías.....	295
Anexo 10. Especificaciones de los difusores seleccionados	296
Anexo 11. Propiedades de materiales aislantes a una temperatura media de 24 °C.	305
Anexo 12. Ganancia de calor recomendada para equipos de computadora típicos.	306
Anexo 13. Especificaciones de soporte de gaza tipo Clevis.....	307
Anexo 14. Cotizaciones	308
Proveedor 1	308
Proveedor 2	315
Proveedor 3	319

Índice de figuras

Figura 1. Organigrama General del Poder Judicial.	28
Figura 2. Flujo-grama de proyectos de la Unidad de Contrataciones de la Sección de Mantenimiento y Construcción del Poder Judicial.....	29
Figura 3. Método de la zona de confort de forma gráfica: Rango aceptable de temperatura operativa y humedad.	39
Figura 4. Componentes básicos de un sistema de enfriamiento mediante agua helada.	46
Figura 5. Ejemplo de curva característica de una bomba.	47
Figura 6. Intersección de la curva de bomba con la curva del sistema.	47
Figura 7. Condiciones de operación para una instalación de bombas en paralelo. ...	48
Figura 8. Carta psicrométrica.	73
Figura 9. Construcción de la carta psicrométrica.	74
Figura 10. Registro de suministro de doble deflexión.	81
Figura 11. Difusores de cielorraso.	82
Figura 12. Difusor de ranura.	82
Figura 13. Tipos de aspas de impulsor para ventiladores centrífugos.	84
Figura 14. Ventiladores de flujo axial. De hélice (a), tubo axial (b) y de aspas axiales (c).....	85
Figura 15. Pérdida por rozamiento en conducto redondo.	89
Figura 16. Relación L/Q.	90
Figura 17. Recuperación estática en baja velocidad.....	90
Figura 18. Sistema de tubería de agua con retorno inverso.	94
Figura 19. Sistema de tubería de agua con retorno directo.	94
Figura 20. Pérdidas de presión para el agua en tubería de acero SCH 40.	101
Figura 21. Pérdidas de presión para el agua en tubería de plástico SCH 80.....	101
Figura 22. Fases del proyecto.....	105
Figura 23. Ubicación del Auditorio Judicial.	114
Figura 24. Planos arquitectónicos del auditorio.....	115

Figura 25. Pasillo de salida de la edificación a lado sur.	115
Figura 26. Pasillo al lado este.	116
Figura 27. Tribunales de Justicia al lado oeste.	116
Figura 28. Techo de la estructura.	117
Figura 29. Plaza de la Justicia.	117
Figura 30. Pared norte.	118
Figura 31. Pared sur.	118
Figura 32. Cielorraso del auditorio.	119
Figura 33. Pared este.....	119
Figura 34. Pared oeste.....	120
Figura 35. Entrada principal del auditorio.....	120
Figura 36. Aberturas en la entrada principal del auditorio.....	121
Figura 37. Baño de damas.....	121
Figura 38. Baño de caballeros.	122
Figura 39. Exterior de la cabina de control.....	122
Figura 40. Interior de la cabina de control.	123
Figura 41. Zona detrás del escenario.....	123
Figura 42. Sistema de tuberías que se ubica detrás del escenario.....	124
Figura 43. Manejadora de aire ubicada sobre el escenario dentro del cielorraso. ...	124
Figura 44. Área de vestidores y baños.....	125
Figura 45. Abertura en pared de madera.	126
Figura 46. Patrón de las paredes de madera del auditorio y puerta de acceso a la manejadora.	126
Figura 47. Patrón del cielo raso con luz indirecta.....	127
Figura 48. Abertura en el cielorraso.	127
Figura 49. Datos de placa del <i>chiller</i> actualmente instalado.	128
Figura 50. Ubicación de la manejadora U-1.....	129
Figura 51. Ubicación de la manejadora U-2.....	129
Figura 52. Ubicación de la manejadora U-3.....	130
Figura 53. Ubicación de la manejadora U-4.....	130

Figura 54. Ubicación de la manejadora U-5.....	131
Figura 55. Ubicación de la manejadora U-6.....	131
Figura 56. Ubicación de la manejadora U-7.....	132
Figura 57. Ubicación de la manejadora U-8.....	132
Figura 58. Distancia entre la pared norte y la estructura de la edificación.	136
Figura 59. Casa de máquinas del sistema actual.....	137
Figura 60. Sección entre salientes. Pared oeste de la edificación.	138
Figura 61. Exposición solar en la pared oeste de la edificación (14:10 horas).	138
Figura 62. Exposición solar en la pared oeste de la edificación (14:20 horas).	139
Figura 63. Exposición solar en la pared oeste de la edificación (14:30 horas).	139
Figura 64. Exposición solar en la pared oeste de la edificación (14:40 horas).	140
Figura 65. Exposición solar en la pared oeste de la edificación (14:50 horas).	140
Figura 66. Exposición solar en la pared oeste de la edificación (15:00 horas).	141
Figura 67. Termómetro infrarrojo Fluke® 568.	141
Figura 68. Puntos de medición de temperatura.	143
Figura 69. Medición de la temperatura de los puntos 1 (izquierda) y 2 (derecha) de la Figura 68.....	143
Figura 70. Medición de la temperatura en el interior del auditorio. Pared oeste.	144
Figura 71. Efecto de sombra que provee los Tribunales de Justicia.	144
Figura 72. Estimación del área del auditorio.	146
Figura 73. Volumen estimado del auditorio.	147
Figura 74. Volumen estimado de la cabina de control.	148
Figura 75. Resultados obtenidos en la medición de ruido.....	156
Figura 76. Carta psicrométrica con las condiciones de diseño de sistema.	174
Figura 77. Detalle del volumen del auditorio.	177
Figura 78. Codificación de la red de tuberías.....	179
Figura 79. Detalle de ductos de suministro sobre el escenario.	192
Figura 80. Diagrama de flujo de la instalación de tubería de cobre.	207
Figura 81. Diagrama de conexión del tanque de compresión, separador de aire y sistema de reposición de agua.....	217

Figura 82. Detalle de altura de la red de tuberías en la manejadora 3.....	230
Figura 83. Boceto de escalera de seguridad propuesta.....	231
Figura 84. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.....	243
Figura 85. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.....	244
Figura 86. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.....	245
Figura 87. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.....	246
Figura 88. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.....	247
Figura 89. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.....	248
Figura 90. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.....	249
Figura 91. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.....	250
Figura 92. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.....	251
Figura 93. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.....	252
Figura 94. Uso de nomograma y software para determinar las dimensiones del ducto.	253
Figura 95. Uso de nomograma para la determinación de la velocidad en el siguiente tramo de ducto mediante el método de recuperación estática.....	254
Figura 96. Uso de nomograma y software para determinar las dimensiones del ducto.	255
Figura 97. Uso de nomograma para la determinación de la velocidad en el siguiente tramo de ducto mediante el método de recuperación estática.....	256
Figura 98. Uso de nomograma y software para determinar las dimensiones del ducto.	257
Figura 99. Uso de nomograma para la determinación de la velocidad en el siguiente tramo de ducto mediante el método de recuperación estática.....	258
Figura 100. Uso de nomograma y software para determinar las dimensiones del ducto.	259
Figura 101. Uso de nomograma para la determinación de la velocidad en el siguiente tramo de ducto mediante el método de recuperación estática.....	260
Figura 102. Uso de nomograma y software para determinar las dimensiones del ducto.	261

Figura 103. Uso de nomograma para la determinación de la velocidad en el siguiente tramo de ducto mediante el método de recuperación estática.	262
Figura 104. Uso de nomograma y software para determinar las dimensiones del ducto.	263
Figura 105. Uso de nomograma para la determinación de la velocidad en el siguiente tramo de ducto mediante el método de recuperación estática.	264
Figura 106. Selección de válvula de balance.	265
Figura 107. Selección de válvula de balance.	266
Figura 108. Selección de válvula de balance.	267
Figura 109. Selección de válvula de triple propósito.	268
Figura 110. Ubicación de equipos del sistema. (1) Equipo tipo paquete. (2) Chiller. (3) Manejadora 1, (4) Manejadora 2, (5) Manejadora 3, (6) Manejadora 4, (7) Manejadora 5, (8) Manejadora 6, (9) Manejadora 7, (10) Manejadora 8.	270
Figura 111. Detalle de sistema.	271
Figura 112. Detalle de sistema de ductos.	272

Índice de tablas

Tabla 1. Tasas de ventilación mínimas en zonas de respiración.	41
Tabla 2. Velocidades de entrada de aire en las rejillas.	42
Tabla 3. Número mínimo de cambios de aire por hora requeridos según el uso del local.	43
Tabla 4. Volúmenes mínimos de aire a suplir con instalación de aire acondicionado.	44
Tabla 5. Propiedades ambientales de los refrigerantes.	57
Tabla 6. Propiedades ambientales de mezclas de refrigerantes.	58
Tabla 7. Comparativa del desempeño de refrigerantes por tonelada de refrigeración.	59

Tabla 8. Rangos de metas de diseño interior para control de ruidos en el sistema de acondicionamiento de aire.	83
Tabla 9. Velocidades máximas recomendadas para sistemas de baja velocidad (m/s).	87
Tabla 10. Velocidades máximas recomendadas para sistemas de baja velocidad (FPM).	88
Tabla 11. Materiales recomendados para los tubos y accesorios según las aplicaciones.	92
Tabla 12. Cambios de temperatura de diseño utilizados.	95
Tabla 13. Máxima velocidad aconsejable del agua para reducir la erosión al mínimo	98
Tabla 14. Velocidad recomendable del agua en ft/s.	99
Tabla 15. Velocidad recomendable del agua en m/s.	99
Tabla 16. Velocidad del agua basada en el tipo de servicio.	100
Tabla 17. Velocidad máxima del agua para minimizar la erosión.	100
Tabla 18. Equivalente en metros de tubería para codos de 90°.	102
Tabla 19. Equivalente en codos de 90° para el hierro y el cobre.	102
Tabla 20. Pérdidas de carga en codos y “T” expresados en longitud equivalente de tubo (m). Uniones con extremos roscados, soldados, embridados o cónicos.....	102
Tabla 21. Especificación de tubería de PVC.	104
Tabla 22. SDR de tubería a utilizar.	104
Tabla 23. Especificaciones de las unidades manejadoras actuales.....	133
Tabla 24. Estación automática de la cual se obtuvo los datos.....	134
Tabla 25. Temperaturas promedio mensuales del año 2016.	134
Tabla 26. Condiciones climáticas de la zona.	135
Tabla 27. Temperaturas registradas en las paredes del auditorio y edificación.....	142
Tabla 28. Dimensiones de las paredes del auditorio.....	145
Tabla 29. Área y volumen de auditorio.....	147
Tabla 30. Área y volumen de la cabina.	148
Tabla 31. Dimensiones de las paredes de la cabina de control.	148

Tabla 32. Consumo de las luminarias del auditorio.....	150
Tabla 33. Consumo de las luminarias de la cabina.....	151
Tabla 34. Consumo de los equipos del auditorio.	151
Tabla 35. Consumo de los equipos de la cabina de control (mesa).....	152
Tabla 36. Consumo de los equipos de la cabina de control (estante).....	153
Tabla 37. Límites de niveles de sonido en decibeles.	156
Tabla 38. Conducción a través de la estructura externa en el auditorio (techo).....	158
Tabla 39. Conducción a través de la estructura externa en la cabina de control.	158
Tabla 40. Conducción a través de la estructura interna en el auditorio (Pared norte)	159
Tabla 41. Conducción a través de la estructura interna en el auditorio (Pared sur).	159
Tabla 42. Conducción a través de la estructura interna en el auditorio (Pared este).	159
Tabla 43. Conducción a través de la estructura interna en el auditorio (Pared oeste).	159
Tabla 44. Conducción a través de la estructura interna en la cabina de control.	160
Tabla 45. Ganancia de calor por el alumbrado en el auditorio.....	160
Tabla 46. Ganancia de calor por el alumbrado en la cabina de control.	160
Tabla 47. Ganancia de calor por las personas en el auditorio.	161
Tabla 48. Ganancia de calor por las personas en la cabina de control.....	161
Tabla 49. Ganancia de calor por los equipos en el auditorio.	162
Tabla 50. Ganancia de calor por los equipos en la cabina de control.	162
Tabla 51. Carga por ventilación en el auditorio.	163
Tabla 52. Caudal de aire requerido en el auditorio.	163
Tabla 53. Carga por ventilación en la cabina.	163
Tabla 54. Caudal de aire requerido en la cabina de control.....	164
Tabla 55. Resultados obtenidos del cálculo de carga térmica del auditorio.....	164
Tabla 56. Densidad de carga térmica del auditorio.	164
Tabla 57. Distribución de carga térmica del auditorio.	164
Tabla 58. Resultados obtenidos del cálculo de carga térmica de la cabina.	165

Tabla 59. Densidad de carga térmica de la cabina.	165
Tabla 60. Distribución de carga térmica de la cabina.....	166
Tabla 61. Resultados totales de carga térmica.	167
Tabla 62. Carga térmica del equipo tipo paquete.....	170
Tabla 63. Nueva distribución de carga térmica para el chiller.....	170
Tabla 64. Condiciones de diseño del sistema de acondicionamiento de aire.	173
Tabla 65. Factores de calor sensible del auditorio.....	175
Tabla 66. Factores de calor sensible de la cabina de control.	175
Tabla 67. Distribución de carga térmica en manejadoras de aire.	176
Tabla 68. Distribución de caudal de agua y flujo de aire en las manejadoras.....	178
Tabla 69. Cálculo de diámetro de tuberías mediante el método manual.	181
Tabla 70. Cálculo de diámetro de tuberías mediante el método manual (continuación).	182
Tabla 71. Cálculo de diámetro de tuberías mediante la herramienta <i>PipeSizer</i>	183
Tabla 72. Cálculo de diámetro de tuberías mediante la herramienta <i>PipeSizer</i> (continuación).....	184
Tabla 73. Cálculo de caída de presión.....	186
Tabla 74. Cálculo de caída de presión (continuación).	187
Tabla 75. Cálculo de caída de presión (continuación).	188
Tabla 76. Cálculo de caída de presión (continuación).	189
Tabla 77. Cálculo de caída de presión (continuación).	190
Tabla 78. Caída de presión en los ramales de las unidades terminales.	191
Tabla 79. Altura manométrica de la bomba.	191
Tabla 80. Cálculo de ductos y caída de presión en las manejadoras 1 y 2.....	193
Tabla 81. Cálculo de ductos y caída de presión en las manejadoras 1 y 2 (continuación).....	193
Tabla 82. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 3.	194
Tabla 83. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 3 (continuación).	195
Tabla 84. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 4.	196

Tabla 85. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 4 (continuación).	197
Tabla 86. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 5.	198
Tabla 87. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 5 (continuación).	199
Tabla 88. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 6.	200
Tabla 89. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 6 (continuación).	201
Tabla 90. Cálculo de ductos y caída de presión en las manejadoras 7 y 8.	202
Tabla 91. Cálculo de ductos y caída de presión en las manejadoras 7 y 8(continuación).	202
Tabla 92. Cálculo de ductos y caída de presión para la unidad tipo paquete.	203
Tabla 93. Cálculo de ductos y caída de presión para la unidad tipo paquete (continuación).	204
Tabla 94. Resumen de tuberías del proyecto.	210
Tabla 95. Espesores mínimos para aislamiento de tubería (mm).	210
Tabla 96. Especificaciones de la bomba requerida.	211
Tabla 97. Determinación del volumen de agua del sistema.	212
Tabla 98. Selección de tanque de compresión mediante el método de Steven Taylor para ASHRAE Journal.	214
Tabla 99. Selección de tanque de compresión mediante el método de ASHRAE: HVAC Systems and Equipment.	215
Tabla 100. Selección del tanque de compresión.	215
Tabla 101. Separador de aire seleccionado.	216
Tabla 102. Materiales para el sistema de ductos.	218
Tabla 103. Cálculo de radio crítico.	219
Tabla 104. Accesorios y válvulas.	220
Tabla 105. Otros elementos del sistema.	221
Tabla 106. Difusores seleccionados.	222
Tabla 107. Consumo en potencia del chiller.	223

Tabla 108. Consumo en potencia de manejadoras.....	223
Tabla 109. Consumo en potencia de las bombas.	223
Tabla 110. Consumo en potencia del chiller.	224
Tabla 111. Consumo en potencia del equipo tipo paquete.	224
Tabla 112. Consumo en potencia de manejadoras.....	224
Tabla 113. Consumo en potencia de las bombas.	224
Tabla 114. Consumo total de los sistemas.	225
Tabla 115. Resumen de consumo eléctrico del edificio del OIJ.	226
Tabla 116. Resumen de consumo eléctrico del edificio del OIJ (continuación).	227
Tabla 117. Comparación del consumo eléctrico de ambos sistemas.....	227
Tabla 118. Ahorro asociado al cambio de sistema.....	228
Tabla 119. Determinación de válvula de control de tres vías.....	269

Índice de gráficos

Gráfico 1. Promedio de niveles de ruido medidos por rango de frecuencias.	155
Gráfico 2. Distribución porcentual de carga térmica del auditorio.	165
Gráfico 3. Distribución porcentual de carga térmica de la cabina.	166
Gráfico 4. Distribución porcentual de carga térmica total.....	167
Gráfico 5. Nueva distribución de carga térmica del chiller.	171

Índice de ecuaciones

Ecuación 1. Cálculo de tanque cerrado con interfaz de aire/agua.	50
Ecuación 2. Presión inicial.	52
Ecuación 3. Setpoint la válvula de alivio.	52
Ecuación 4. Presión máxima del tanque.	53
Ecuación 5. Volumen del tanque.....	54
Ecuación 6. Conducción a través de la estructura exterior.	63

Ecuación 7. Cálculo de $DTCE_e$ para paredes y techos.	64
Ecuación 8. Cálculo de $DTCE_e$ para el vidrio.	64
Ecuación 9. Cálculo de la conducción a través de la estructura interior.	65
Ecuación 10. Cálculo de la radiación solar a través de vidrios.	65
Ecuación 11. Cálculo de la ganancia de calor por el alumbrado.	66
Ecuación 12. Cálculo de ganancia de calor sensible debido a las personas.	66
Ecuación 13. Cálculo de ganancia de calor latente debido a las personas.	67
Ecuación 14. Cálculo de ganancia de calor sensible por infiltración.	67
Ecuación 15. Cálculo de ganancia de calor latente por infiltración.	68
Ecuación 16. Cálculo del factor de corrección para la transferencia de calor a los alrededores.	68
Ecuación 17. Cálculo del factor de corrección para la transferencia de calor a los alrededores.	69
Ecuación 18. Cálculo de la ganancia de calor en ductos.	70
Ecuación 19. Principio de conservación de energía.	75
Ecuación 20. Principio de conservación de energía sin cambio de energía.	76
Ecuación 21. Principio de conservación de energía para las condiciones del aire de suministro.	76
Ecuación 22. Relación de calor sensible del recinto.	77
Ecuación 23. Cálculo del calor agregado o el calor eliminado.	77
Ecuación 24. Relación de calor sensible total.	78
Ecuación 25. Área necesaria del ducto.	88
Ecuación 26. Cálculo de pérdida de carga en.	91
Ecuación 27. Cálculo general del caudal en galones por minuto.	95
Ecuación 28. Cálculo del caudal de agua en galones por minuto.	96
Ecuación 29. Variante de cálculo del caudal de agua en galones por minuto.	96
Ecuación 30. Vapor de agua agregado o eliminado.	169
Ecuación 31. Razón de transferencia de calor de un tubo aislado hacia el aire circundante.	218
Ecuación 32. Cálculo de radio crítico.	219

1. Introducción

El presente proyecto tiene como propósito realizar un diseño del sistema de acondicionamiento de aire para el Auditorio Judicial Miguel Blanco Quirós del OIJ, cuyo problema radica en que actualmente, se cuenta con un sistema que no cumple con los aspectos ambientales que el país se ha comprometido a adoptar, además de tener una antigüedad de 15 años cuyo deterioro se ha incrementado con el paso del tiempo, lo que ha causado que el sistema sea objeto de continuas reparaciones.

En procura de solventar el problema mencionado se calculó la carga térmica del recinto, se dimensionó el sistema de tuberías y ductos, se seleccionaron los equipos de generación y las unidades terminales, se dibujaron los planos del diseño y se realizó el análisis de presupuesto del proyecto, todo de conformidad con criterios de diseño de la Norma ASHRAE, así como con el marco legal que rige los aspectos de salud y ambientales en ese tipo de diseños.

Se determinó que la energía que debe compensar el sistema es de 107 001,23 kcal/h (35,36 toneladas de refrigeración) y se verificó su cálculo mediante *software* de cálculo de carga térmica, que el costo del proyecto es de \$133.298 (¢76.294.443,28) y que el ahorro por implementar el proyecto es de un 21,39 %, equivalente a unos ¢275.498,58 mensuales y a ¢3.305.982,93 anuales con respecto al sistema actualmente instalado. Se determinó que el proyecto tiene un valor de \$3.769,64/Ton (¢2.157.589,52/Ton), un costo por área de \$297,89/m² (¢170.500,90/m²) y un costo de \$305,03/ocupante (¢174.586,83/ocupante).

Palabras clave: Aire acondicionado, confort térmico, auditorio, sistema de agua helada.

Abstract

The purpose of this project is to design the air conditioning system for the Miguel Blanco Quirós Judicial Auditorium of the OIJ, whose problem is that there is currently a system that does not comply with the environmental aspects that the country has committed to adopt, in addition to having an age of 15 years whose deterioration has increased over time, which has caused the system to be subject to continuous repairs.

In order to solve the aforementioned problem, the thermal load of the enclosure was calculated, the pipeline and duct system was sized, the generation equipment and terminal units were selected, the design drawings were drawn up and the project budget analysis was carried out, all in accordance with design criteria of the ASHRAE Standard, as well as with the legal framework that governs the health and environmental aspects in this type of designs.

It was determined that the energy to be compensated by the system is 107.001,23 kcal/h (35,36 tons of refrigeration) and its calculation was verified by thermal load calculation software, which the project cost is \$ 133.298 (₡ 76.294.443,28) and that the savings to implement the project is 21,39%, equivalent to about ₡ 275.498,58 per month and to ₡ 3.305.982,93 per year with respect to the system currently installed. It was determined that the project has a value of \$ 3.769,64/Ton (₡ 2.157.589,52/Ton), a cost per area of \$ 297,89/m² (₡ 170.500,90/m²) and a cost of \$ 305,03/occupant (₡ 174.586,83/occupant).

Keywords: Air conditioning, thermal comfort, auditorium, chilled water system.

2. Reseña de la Empresa

El Poder Judicial de Costa Rica, Supremo Poder de la República, tiene la obligación de hacer respetar las leyes y administrar la justicia; objetivo fundamental que le designa la Constitución Política. Está conformado por una estructura dividida y organizada en tres ámbitos diferentes, que dependen de la Corte Suprema de Justicia, a saber: ámbito jurisdiccional, ámbito auxiliar de justicia y ámbito administrativo, tal y como se muestra en la Figura 1.

Dentro del ámbito jurisdiccional, se encuentra la Dirección Ejecutiva, la cual tiene como funciones principales brindar servicios de apoyo a los otros ámbitos; además, de velar por el cumplimiento de los acuerdos del Consejo Superior y Corte Plena en lo administrativo. En dicha Dirección, se encuentra el Departamento de Servicios generales, el cual se encarga de proporcionar servicio de mantenimiento preventivo y correctivo ágil y eficiente en las áreas de construcción, limpieza, jardinería, transporte y alquileres a todas las oficinas del Poder Judicial. Además, supervisa obras de inversión y transporte; se encarga de la inspección, supervisión y recepción de las obras a proveedores externos una vez que el proceso de ha adjudicado.

El Departamento de Servicios Generales está constituido entre otros, por la Sección de Mantenimiento y Construcción, la cual se subdivide en las siguientes unidades informales:

- Unidad Administrativa
- Unidad de Cerrajería
- Unidad de Bodega
- Unidad de Fontanería
- Unidad de Electricidad

- Unidad de Carpintería
- Unidad Metalmecánica
- Unidad de Contrataciones

La Unidad de Contrataciones a su vez, se divide en dos estructuras, a saber: Contrataciones Arquitectónicas y Contrataciones Electromecánicas. Esta última se encarga de los proyectos electromecánicos y de la administración de los contratos de mantenimiento. Los proyectos electromecánicos suelen ser en áreas tales como aire acondicionado, ascensores, plantas eléctricas, portones, estructuras metálicas, sistemas UPS, entre otros. Por otro lado, las contrataciones se dan luego de haber realizado los proyectos de manera que se dé un seguimiento a los mismos, y así garantizar una mayor vida útil de los activos del Poder Judicial.

El presente proyecto se realizará dentro del área de proyectos de la estructura de Contrataciones Electromecánicas de la Unidad de Contrataciones, la cual forma parte de la Sección de Mantenimiento y Construcción.

La Sección de Mantenimiento y Construcción se encuentra ubicada dentro de las instalaciones del Poder Judicial, las mismas en el Barrio González Lahmann Avenidas 6 y 8, Calle 17 del cantón central de la provincia de San José.

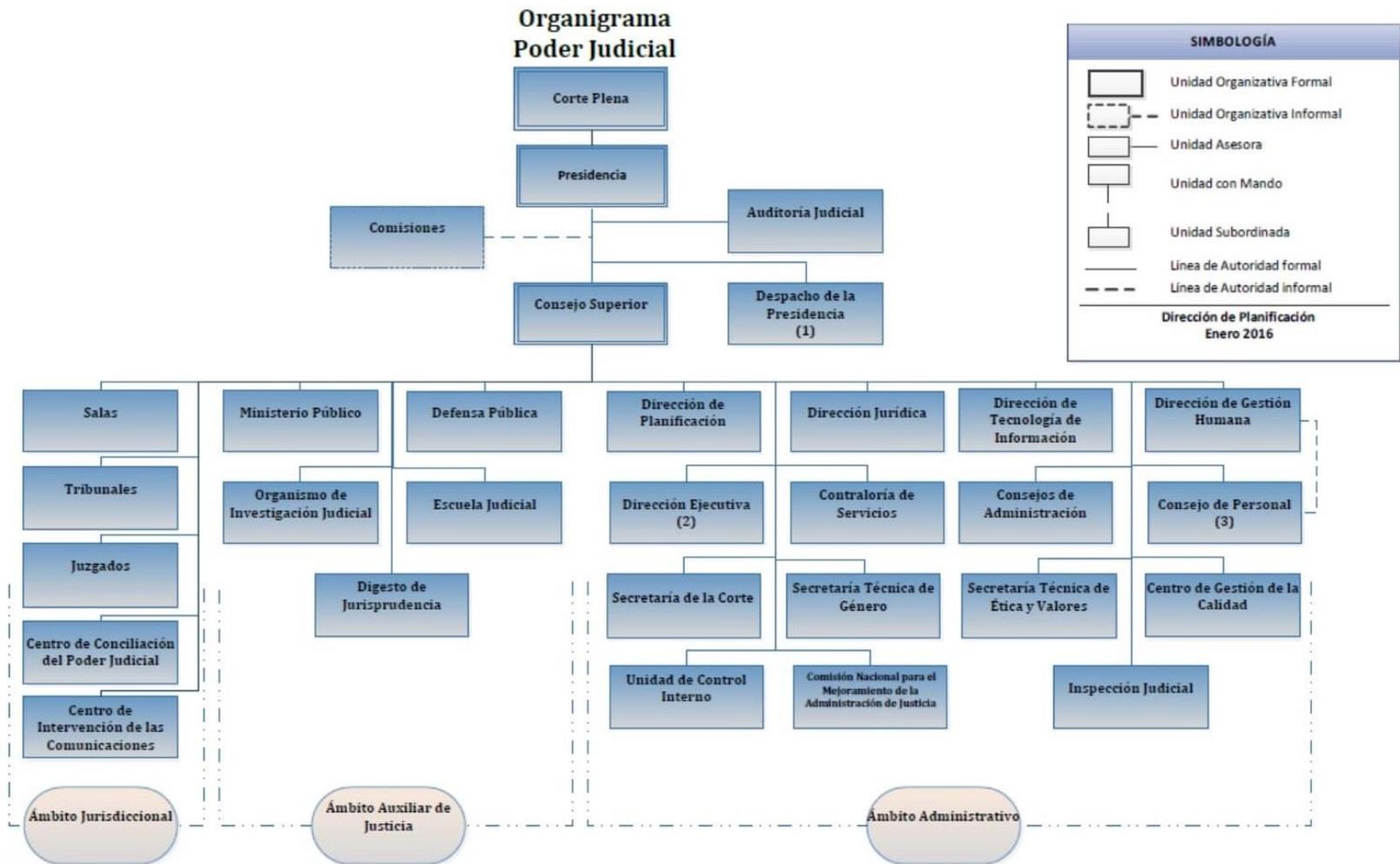


Figura 1. Organigrama General del Poder Judicial.

Fuente: Tomado de la página oficial del Poder Judicial. República de Costa Rica. Mayo de 2017.

2.1. Descripción del proceso productivo

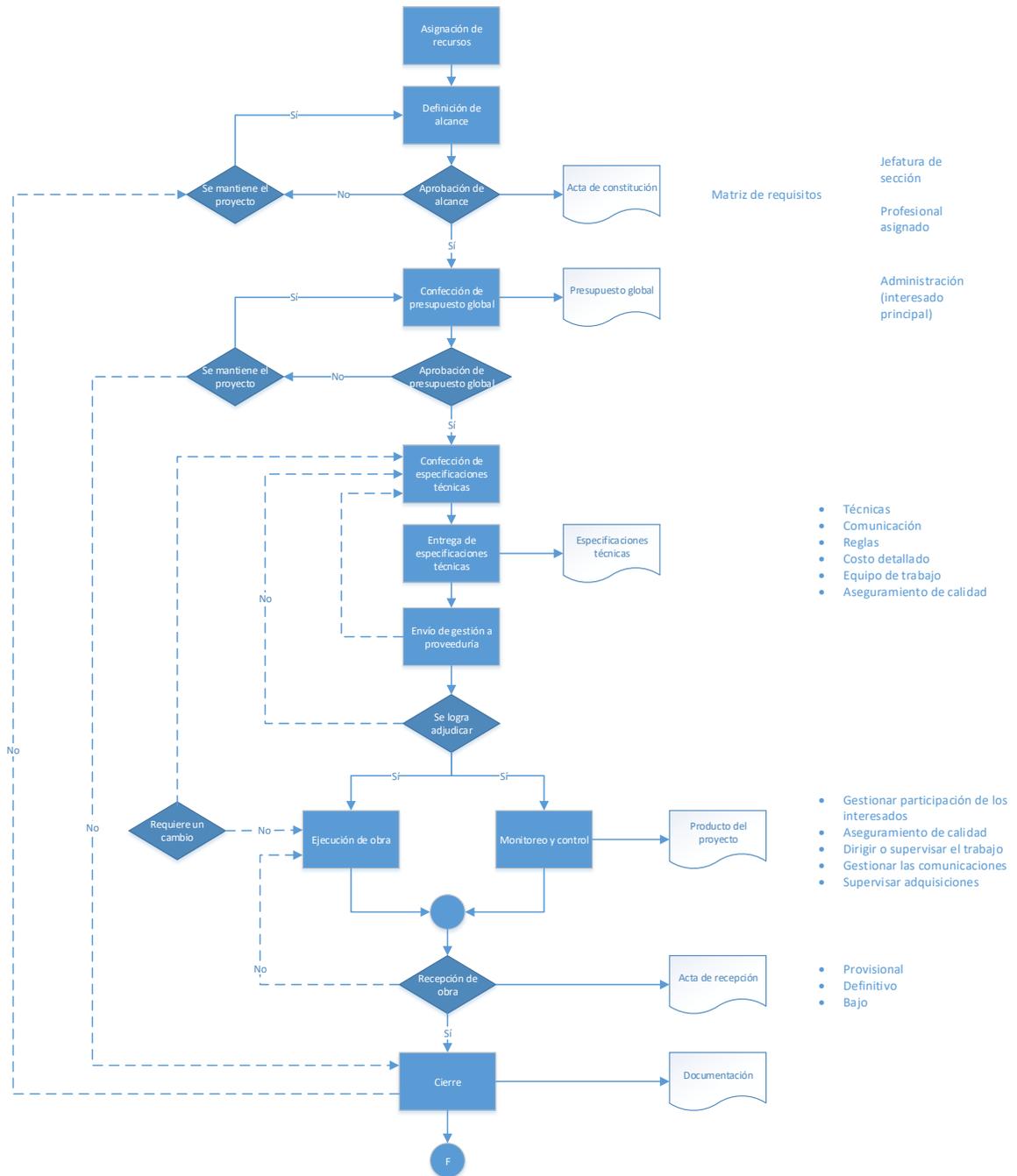


Figura 2. Flujo-grama de proyectos de la Unidad de Contrataciones de la Sección de Mantenimiento y Construcción del Poder Judicial.

Fuente: Información brindada por la Sección de Mantenimiento y Construcción. Elaborado en Microsoft Visio.

3. Planteamiento del problema

3.1. Descripción del problema a resolver

El Auditorio Judicial del Organismo de Investigación Judicial lleva el nombre del ex presidente de la Corte Suprema de Justicia, Lic. Miguel Blanco Quirós y tiene una capacidad para albergar a 437 personas, aproximadamente. El mismo es utilizado en distintos actos de gran trascendencia como lo son las Sesiones Solemnes, ser sede de la Corte Plena, graduaciones de entes como la Cruz Roja Costarricense o el Benemérito Cuerpo de Bomberos de Costa Rica, Ceremonias de Aperturas de Año Judicial y demás actividades que así lo requieran otros entes gubernamentales.

Un sistema de acondicionamiento de aire óptimo es necesario para que pueda suplir los requerimientos de térmicos del auditorio, proporcionando no sólo condiciones de confort, sino también saludables para los ocupantes del mismo. Lo anterior se incumple con el sistema actual puesto que no hay suministro de aire externo para el control de agentes químicos y biológicos y así poder garantizar la salud de los ocupantes del auditorio.

Así mismo, es necesario un sistema de acondicionamiento de aire que sea confiable y esté disponible en cualquier momento que se le necesite aunado al hecho de que las rutinas de mantenimiento que se le deben realizar al sistema deben contemplar el hecho de que el auditorio es un espacio que es solicitado con frecuencia, por lo cual, se deben realizar solicitudes de mantenimiento con al menos dos meses de anticipación. El hecho de que el mantenimiento sea restringido por dicho factor hace que el sistema sea confiable y esté completamente disponible siempre que se solicite la utilización del auditorio.

Dado los convenios internacionales relacionados con la conservación del medio ambiente y que el país ha aprobado y adoptado, se requiere que los sistemas tanto de refrigeración como de aire acondicionado utilicen gases refrigerantes no tengan un impacto negativo en el ambiente, esto es, que dichos refrigerantes tengan un Potencial de Agotamiento de Ozono (PAO) y Potencial de Calentamiento Global (PCG) nulo en el mejor de los casos, previendo el futuro cambio que tendrá el país en materia de refrigerantes desde su control, su paulatina reducción de utilización y hasta su total eliminación de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

El sistema que se encuentra instalado actualmente en el Auditorio Judicial Miguel Blanco Quirós no cumple con el Protocolo de Montreal, aprobado por el país ya que el refrigerante que utiliza es el R-22, refrigerante de tipo hidro-clorofluorocarbono o HCFC, sustancias conocidas por ser destructoras de la capa de ozono.

Así mismo, el sistema actual se encuentra muy deteriorado y ha sido objeto de varias reparaciones, tomando en cuenta que su antigüedad es de 15 años. Otro aspecto que considerar es que las unidades manejadoras de aire producen vibraciones, cuyo ruido originado por las mismas es tienden a crear inconformidad en los ocupantes, tomando en cuenta el contexto que abarca un auditorio y que debe cumplir con el Reglamento para el Control de Contaminación por Ruido vigente del país.

Por tanto, con el desarrollo del presente proyecto se pretenden satisfacer todas las necesidades anteriormente mencionadas, creando un ambiente interno del auditorio térmicamente confortable, saludable, libre de ruidos externos, que esté actualizado tanto desde el punto de vista de eficiencia energética como en materia ambiental utilizando un refrigerante que no represente una amenaza para el medio ambiente.

3.2. Objetivo General

Diseñar el sistema de acondicionamiento de aire del Auditorio Judicial Miguel Blanco Quirós, basado en estándares de ingeniería mundiales y normativas ambientales vigentes.

3.3. Objetivos Específicos

1. Analizar la carga térmica correspondiente al Auditorio Judicial Miguel Blanco Quirós, de manera que se cuantifique la cantidad de energía que deben compensar los equipos para la garantía de las condiciones de confort térmico del mismo.
2. Seleccionar los equipos de generación y unidades terminales de acondicionamiento de aire, de modo que cumplan los requerimientos de carga térmica del Auditorio Judicial.
3. Dimensionar la red de tuberías del sistema, de manera que se garantice el suministro de agua por unidad de tiempo adecuado a las unidades terminales.
4. Dimensionar la red de ductos del sistema de acondicionamiento de aire, de tal forma que permitan el suministro de aire por unidad de tiempo y su renovación requeridos en el recinto.
5. Seleccionar un equipo de enfriamiento cuyo refrigerante cumpla con los requerimientos del diseño y de conformidad con la Ley 7223 sobre la “Aprobación del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias agotadoras de la capa de ozono”.
6. Realizar el estudio presupuestario del proyecto, de modo que se cuantifique el costo económico del sistema de acondicionamiento de aire propuesto.

3.4. Justificación

El Auditorio Judicial Miguel Blanco Quirós del Organismo de Investigación Judicial representa una edificación emblemática para el Poder Judicial.

En dicho auditorio se realizan Sesiones Solemnes, Ceremonias de Aperturas de Año Judicial y demás actividades importantes que tenga no sólo el Poder Judicial, sino también otras entidades tales como la Fuerza Pública cuando se realizan exámenes para aspirantes, en graduaciones de la Cruz Roja Costarricense y el Benemérito Cuerpo de Bomberos de Costa Rica, así como actos de otros entes gubernamentales que así lo soliciten.

Existen otros recintos dentro de las instalaciones del Poder Judicial, sin embargo, cuando se requiere de una asistencia de personas considerablemente alta, es el Auditorio el lugar idóneo para la realización de estos actos.

Debido al proceso de reforzamiento del edificio de la Corte Suprema de Justicia acordado por ese órgano del Poder Judicial, el auditorio se convierte en sede de la Corte Plena para la realización de sesiones solemnes durante el período que tarde dicho reforzamiento.

El sistema de acondicionamiento de aire actual con el que cuenta el auditorio tiene 15 años de antigüedad. El mismo consta de un sistema de *chiller* enfriado por aire del fabricante YORK modelo W1LC530A25A, cuyo refrigerante es el R-22, es decir, de tipo hidro-clorofluorocarbono (HCFC). Dicha familia de refrigerantes es conocida por ser perjudicial para la capa de ozono y de conformidad con el artículo 1 de la Ley 7223 sobre la “Aprobación del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias agotadoras de la capa de ozono” se deben tomar las medidas de control, reducción gradual y preparación de planes de gestión para la eliminación de los HCFC a nivel mundial.

Además, el sistema se encuentra deteriorado a tal grado que los ventiladores del condensador de la planta enfriadora han sido objeto de reparaciones frecuentes. Así mismo, el sistema de bombeo presenta el inconveniente de que no se puede detener una bomba para realizar el mantenimiento a la otra, condición crítica dado que requiere de una coordinación para poder programar los trabajos de mantenimiento del sistema de acondicionamiento de aire. Para poder realizar el mantenimiento del sistema, hay que solicitar el auditorio con más de dos meses de anticipación con al menos tres días de trabajos para darle un mantenimiento adecuado.

Las unidades manejadoras de aire del sistema actual se sitúan a escasos metros del auditorio, por lo que las vibraciones generan ruido, siendo este elemento indeseable para la aplicación que tiene el auditorio, máxime cuando se trata de actos tan importantes como los mencionados anteriormente.

Se pretende mediante la realización del proyecto, no sólo el diseño de un sistema que cumpla con los requerimientos de carga térmica del auditorio, sino también que cumpla con los compromisos del país en materia ambiental y a su vez en materia de eficiencia energética. Además, el Poder Judicial al ser parte el Sector Público quien es el mayor comprador del país, debe ser un ejemplo hacia los otros sectores de consumo en lo que a la obtención de equipos de alta eficiencia se refiere.

Se procura además con el proyecto que se satisfagan las disposiciones del Decreto N°39200-S publicado en el año 2015 sobre el Reglamento para el Control de Contaminación por Ruido, mediante el análisis de la ubicación o disposición de las unidades manejadoras y que de esa manera no sólo se garantice el confort térmico del recinto, sino también el confort acústico y que de esta manera no se perjudiquen los actos realizados en el auditorio.

Así mismo, en el proyecto se seguirán los criterios de diseño de la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE, por sus siglas en inglés), así como la normativa laboral del Poder Judicial en cuanto a condiciones y responsabilidades se refiere.

Otros aspectos a considerar en el marco legal son las disposiciones que indican el Ministerio de Salud, el Reglamento de Construcción, las Normas de INTECO, así como normativas internacionales.

3.5. Viabilidad

Se contará con el apoyo de la Sección de Mantenimiento y Construcción del Poder Judicial, y a su vez con la facilitación de un lugar de trabajo dentro de las instalaciones de la misma para ir desarrollando el proyecto.

Como se mencionó anteriormente, el proyecto se desarrollará dentro de las instalaciones de la Sección de Mantenimiento y Construcción del Poder Judicial, la cual se sitúa cerca del lugar donde se encuentra el Auditorio Judicial Miguel Blanco Quirós del Organismo de Investigación Judicial. Esto favorece enormemente el proyecto, ya que se puede tener acceso a las instalaciones del auditorio para poder tomar las consideraciones necesarias en el diseño, siempre y cuando esté disponible su acceso.

Al desarrollar el proyecto dentro del sector público, se tienen a mano reglamentos, directrices y leyes que rigen en el país y que son necesarias a considerar en el desarrollo del proyecto.

Al manejarse una estructura de proyectos bien planificada dentro del Departamento de Servicios Generales, no hay dificultades para trazar los orígenes de los equipos instalados actualmente, así como el tener la disponibilidad de planos y demás insumos necesarios para la realización del proyecto.

Por parte de la Sección de Mantenimiento y Construcción no hay restricciones en cuanto a la confidencialidad del proyecto, abogando así la política de transparencia que ejecuta el Poder Judicial.

Así mismo, no hay restricciones en cuanto al diseño sobre qué tipo de sistema utilizar. Esto abre un abanico de posibilidades para optar por la mejor opción que permita resolver el problema planteado de la mejor manera tomando en consideración, por supuesto, las normativas que rigen dentro del proyecto.

4. Marco teórico

4.1. Definición de sistema de acondicionamiento de aire

Pita (2002), define el acondicionamiento del aire como un “*proceso de tratamiento del mismo en un ambiente interior con el fin de establecer requerimiento de temperatura, humedad, limpieza y movimiento*” (Pita, 2002).

El autor además menciona que las condiciones anteriormente mencionadas se controlan de la siguiente manera:

- **Temperatura.** Se controla calentando o enfriando el aire, es decir, eliminando calor o adicionando calor al aire.
- **Humedad (contenido de vapor de agua en el aire).** Se controla agregando o eliminando vapor de agua al aire (humidificación o des-humidificación).
- **Limpieza (calidad de aire).** Se controla eliminando los contaminantes indeseables por medio de filtros u otros dispositivos, o mediante ventilación, que es la introducción de aire exterior al espacio interior, con lo cual se diluye la concentración de contaminantes. Con frecuencia, en una instalación dada se usan tanto la filtración como la ventilación.
- **Movimiento (velocidad y a los espacios a los que se distribuye).** Se controla mediante el equipo adecuado para distribución de aire.

El equipo de aire acondicionado de aire puede producir demasiado ruido, necesitando así de dispositivos atenuantes o reductores del sonido (Pita, 2002).

Los sistemas de acondicionamiento de aire que se usan en las construcciones comerciales e institucionales más recientes, así como en los edificios de apartamentos

de lujo, por lo general controlan durante todo el año la mayor parte o todas las variables de acondicionamiento de aire descritas. Por esta razón, se está generalizando el nombre de *sistemas de control ambiental* para los sistemas completos de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire (Pita, 2002).

4.2. Condiciones de confort

4.2.1. Estándar ASHRAE 55

El propósito principal de un sistema HVAC es el de proveer condiciones para el confort térmico humano, *“ese estado mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico”* (ASHRAE, 2010).

La anterior definición deja de forma abierta el concepto de confort dependiendo de un “estado mental” o de “satisfacción” pero correctamente enfatiza que el juicio de confort es un proceso cognitivo que envuelve muchos factores influenciados por procesos físicos, fisiológicos, psicológicos y otros tipos (ASHRAE, 2013 Ashrae Handbook - Fundamentals, 2013).

De acuerdo con ASHRAE (2010), hay 6 factores principales que se deben tomar en cuenta cuando se definen las condiciones de confort térmico:

1. Tasa metabólica.
2. Aislamiento de la vestimenta.
3. Temperatura del aire.
4. Temperatura radiante.
5. Velocidad del aire.
6. Humedad.

La Figura 3 especifica la zona de confort para ambientes donde al menos el 80 % de los ocupantes se sienten cómodos, basado en un criterio de un 10 % de personas con insatisfacción térmica en el cuerpo entero y 10 % con insatisfacción térmica en el cuerpo de forma parcial. En dicha zona la velocidad del aire no debe ser mayor a 0,2 m/s (40 ft/min). Se muestran dos zonas con distintos tipos de aislamiento dependiendo a la vestimenta de los o las ocupantes (ASHRAE, 2010).

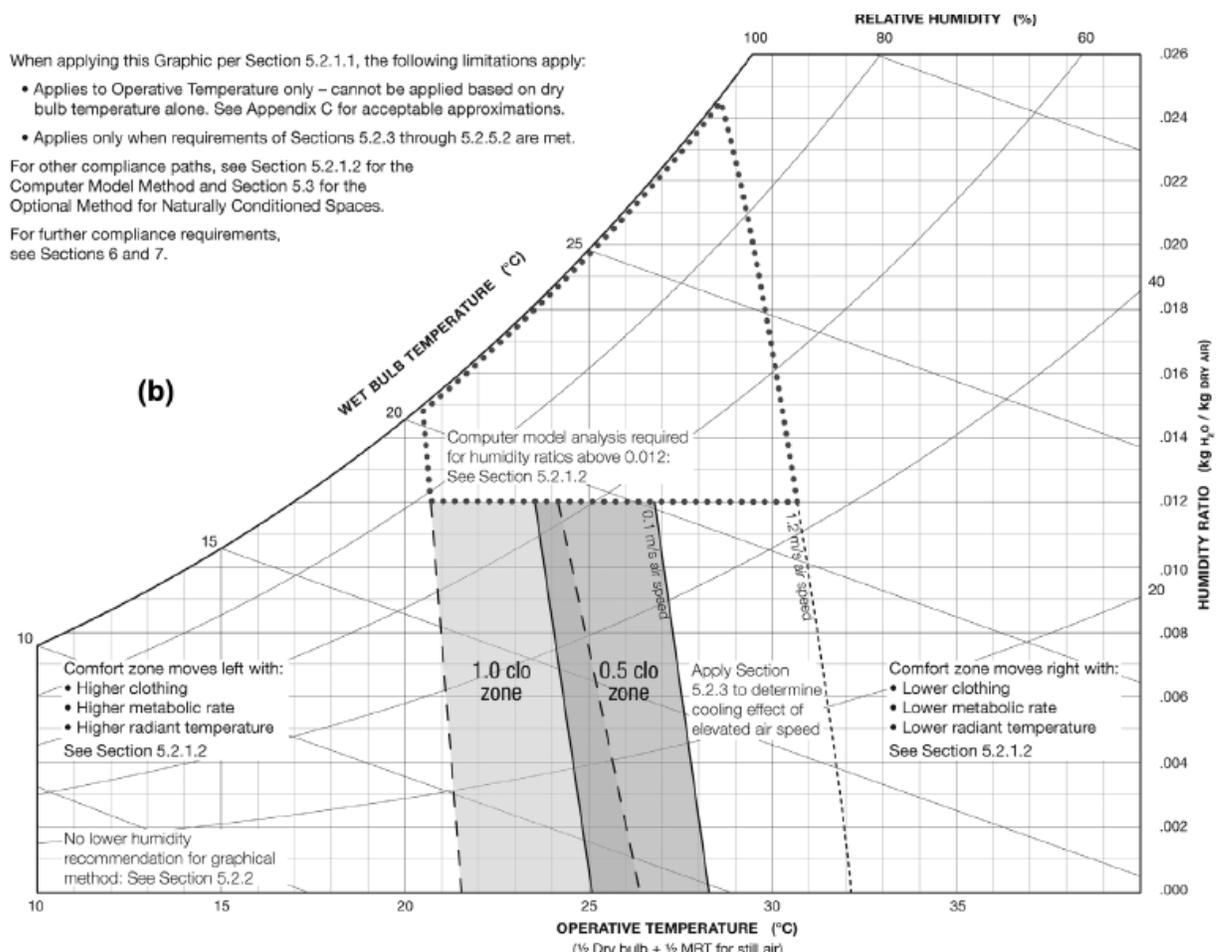


Figura 3. Método de la zona de confort de forma gráfica: Rango aceptable de temperatura operativa y humedad.

Fuente: (ASHRAE, 2010).

4.2.2. Estándar ASHRAE 62.1

ASHRAE (2010), clasifica el aire (retorno, transferencia o escape) de acuerdo con su calidad de la siguiente manera:

1. Clase 1: Aire con baja concentración de contaminantes, baja intensidad de irritación sensorial y olor inofensivo.
2. Clase 2: Aire con moderada concentración de contaminantes, moderada intensidad de irritación sensorial o moderado olor ofensivo.
3. Clase 3: Aire con significativa concentración de contaminantes, significativa intensidad de irritación sensorial u olor ofensivo.
4. Clase 4: Aire con vapores y gases altamente objetables o con partículas, bio-aerosoles o gases potencialmente peligrosos, a concentraciones consideradas como perjudiciales.

En la Tabla 1 se muestra un extracto de los datos tabulados por ASHRAE (2010) en relación con las tasas de ventilación mínimas en zonas de respiración. Se muestran únicamente aquellas relacionadas a espacios públicos.

Tabla 1. Tasas de ventilación mínimas en zonas de respiración.

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a		Notes	Default Values		Air Class	
						Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
	cfm/person	L/s-person	cfm/ft ²	L/s-m ²		#/1000 ft ² or #/100 m ²	cfm/person		L/s-person
Public Assembly Spaces									
Auditorium seating area	5	2.5	0.06	0.3		150	5	2.7	1
Places of religious worship	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8	1
Courtrooms	5	2.5	0.06	0.3		70	6	2.9	1
Legislative chambers	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1	1
Libraries	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Lobbies	5	2.5	0.06	0.3		150	5	2.7	1
Museums (children's)	7.5	3.8	0.12	0.6		40	11	5.3	1
Museums/galleries	7.5	3.8	0.06	0.3		40	9	4.6	1

Fuente: (ASHRAE, 2010).

4.2.3. INTE 31-08-08:2016

En Costa Rica, el Instituto de Normas Técnicas de Costa Rica es el ente encargado de normalizar las condiciones de ventilación. En su norma INTE 31-08-08:2016 establece los parámetros mínimos fundamentales para el diseño, operación, mantenimiento y evaluación de los sistemas de ventilación de los lugares de trabajo de acuerdo con sus fines específicos.

La norma indica que la velocidad de aire producido en los recintos, con fines de ventilación artificial, no debe sobrepasar en más de un 10 % los valores anotados en la Tabla 2.

Tabla 2. Velocidades de entrada de aire en las rejillas.

Altura de las rejillas sobre el nivel del piso (m)	Velocidad del aire en las rejillas m/min
Menos de 2,5	35
Entre 2,5 y 4	75
Entre 4 y 6	150
Más de 6	300

Fuente: (INTECO, 2016).

A su vez, la norma INTE 31-08-08:2016 señala el número mínimo de cambios de aire por hora requeridos de acuerdo con el contexto del local. Dicha información se muestra en la Tabla 3. Las cifras anotadas en la Tabla 3 podrán ser modificadas a juicio de la Autoridad Sanitaria competente, de acuerdo con mediciones especiales y a casos particulares que justificadamente se le presenten.

Por su parte, la Tabla 4 detalla los volúmenes mínimos de aire a suplir con la instalación de aire acondicionado expresados en m³/min y por persona ocupante del local y en m³/min por metro cuadrado de área de piso del local.

Tabla 3. Número mínimo de cambios de aire por hora requeridos según el uso del local.

Local destinado a:	Número mínimo de cambios por hora
Apartamentos en general	5
Archivos	5
Aulas de clase en general	12
Bancos (Oficinas y público)	8
Barberías	15
Bares	25
Billares	25
Boleras (Bowling)	25
Boites	25
Cafeterías	10
Capillas funerarias	15
Cervecerías	25
Cocinas de restaurantes	30
Cocinas de viviendas	30
Comedores	10
Comercios	10
Cuartos y pasillos	5
Cuartos y hoteles	10
Despachos (Oficinas)	8
Depósitos (generales)	10
Discotecas y similares	25
Dormitorios en general	5
Fábricas (ambiente laboral en general)	10
Farmacias (preparación de fármacos)	12
Garajes	12
Gimnasios	20
Laboratorios	10
Oficinas públicas	8
Oficinas privadas	10
Peluquerías	20
Restaurantes	10
Sala de conferencias	10
Salas y recibos	5
Salas de baile	25
Salas sanitarias	8
Salones de belleza	15
Teatros y otros sitios de reunión públicos	10
Tiendas por departamentos	12
Viviendas en general	8

Fuente: (INTECO, 2016).

Tabla 4. Volúmenes mínimos de aire a suplir con instalación de aire acondicionado.

Tipo de local	Metros cúbicos de aire externo a suplir en el local por min y por:	
	Persona	Metro cuadrado de área del local
Apartamentos en general	0,57	
Aulas de clase en general		
Bancos (Oficinas y público)	0,28	
Barberías	0,42	
Bares	0,85	
Billares	0,85	
Boleras (Bowling)	0,85	
Boites	0,85	
Cafeterías	0,34	
Capillas funerarias	0,28	
Cervecerías	0,85	
Cocinas de restaurantes		1,219
Cocinas de viviendas		0,609
Comedores	0,57	
Comercios	1,41	
Cuartos y pasillos		0,076
Cuartos y hoteles	0,85	0,100
Despachos (Oficinas)	1,41	
Depósitos (generales)	0,21	0,015
Discotecas y similares	1,41	
Dormitorios en general		
Fábricas (ambiente laboral en general)	0,28	0,030
Farmacias (preparación de fármacos)	0,28	
Garajes		0,305
Gimnasios	0,85	
Laboratorios	0,57	
Oficinas públicas	0,42	
Oficinas privadas	0,85	0,076
Peluquerías	0,42	
Restaurantes	0,42	
Sala de conferencias	1,41	0,381
Salas y recibos	0,57	
Salas de baile	1,41	
Salas sanitarias		0,609
Salones de belleza	0,28	
Teatros y otros sitios de reunión públicos	0,21	
Tiendas por departamentos	0,21	
Viviendas en general	0,57	

Fuente: (INTECO, 2016).

4.3. Aplicaciones

A menudo, los sistemas de acondicionamiento de aire se usan para dar confort a las personas, o en el control de procesos. Se sabe ya por experiencia que el acondicionamiento de aire aumenta la comodidad. Determinados rangos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento de aire son confortables, otros no (Pita, 2002).

De acuerdo con ASHRAE (2015), los sistemas de acondicionamiento de aire se pueden utilizar en:

1. Aplicaciones de confort
2. Instalaciones industriales
3. Aplicaciones relacionadas con la energía

4.4. Componentes de los sistemas de acondicionamiento de aire

De acuerdo con Pita (2002), la mayor parte de los sistemas de calefacción y enfriamiento tienen como mínimo los siguientes componentes básicos:

1. Una fuente de calefacción que agrega calor a un fluido, el cual generalmente es aire, agua o vapor.
2. Una fuente de enfriamiento que elimina el calor de un fluido.
3. Un sistema de distribución, que es una red de ductos o tubería para transportar aire, agua o vapor hacia los recintos que se van a calentar o a enfriar.
4. Equipo como ventiladores o bombas para mover al aire o al agua.
5. Dispositivos, como radiadores, para transmitir el calor entre el fluido y el recinto.

4.5. Sistema de agua helada

La Figura 4 muestra el esquema de un sistema de enfriamiento mediante agua helada. El agua se enfría en un equipo de refrigeración, que se llama enfriadora de agua (1). Una bomba hace circular el agua helada, y éste pasa a cada recinto a través de tuberías (3) y entra a una unidad terminal (4). El aire caliente del cuarto pierde su calor en el agua fría de la unidad terminal. Como esta agua se calienta, debe regresar a la enfriadora de agua para volver a enfriarse.

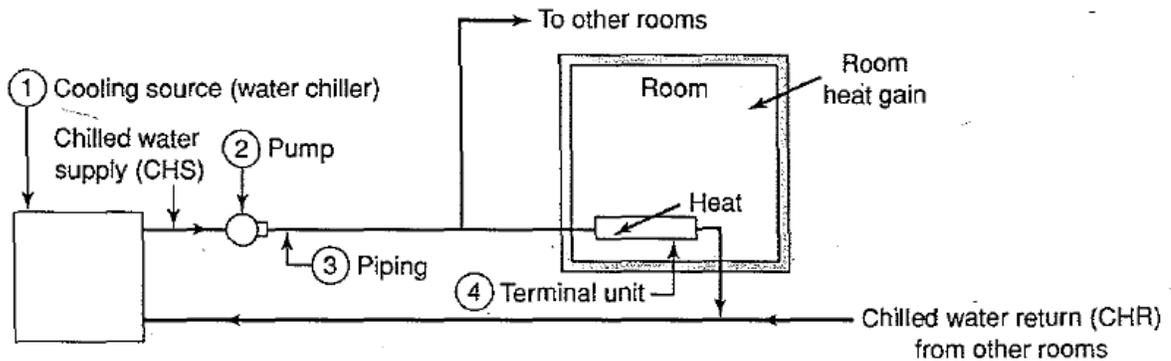


Figura 4. Componentes básicos de un sistema de enfriamiento mediante agua helada.

Fuente: (Pita, 2002).

4.5.1. Sistema de bombeo

El tipo más común de sistemas de enfriamiento mediante agua helada utiliza bombas centrífugas. Las características de desempeño de las bombas centrífugas se describen por curvas en las cuales se grafica la presión, la eficiencia y la potencia en función del flujo (Figura 5). La línea de la presión de succión positiva neta requerida (NPSP, por sus siglas en inglés) o la cabeza de succión positiva neta requerida (NPSH, por sus siglas en inglés) representa la presión de operación de entrada requerida por la bomba para operar satisfactoriamente. La Figura 6 muestra el punto de intersección entre la

curva de una bomba y la curva del sistema, punto en el cual debe operar la bomba para determinada condición.

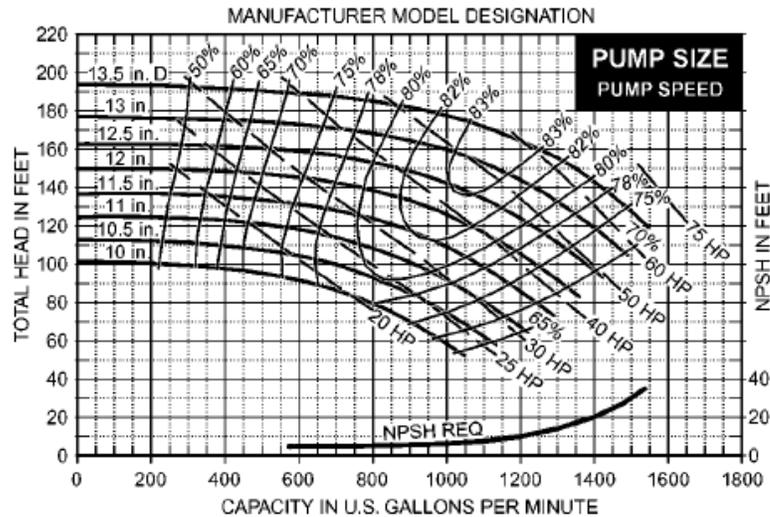


Figura 5. Ejemplo de curva característica de una bomba.

Fuente: (ASHRAE, 2016).

Cuando las bombas se aplican en paralelo, cada bomba opera a la misma presión y proveen el flujo del sistema de forma equitativa a dicha presión (Figura 7). Generalmente, se usan bombas de igual tamaño y la curva de la bomba es establecida doblando el flujo de una sola bomba (con bombas idénticas).

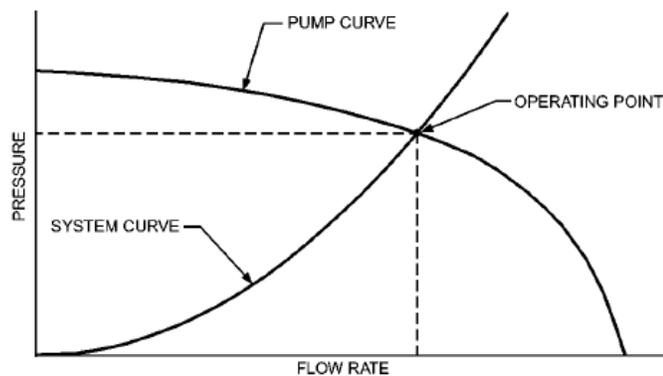


Figura 6. Intersección de la curva de bomba con la curva del sistema.

Fuente: (ASHRAE, 2016).

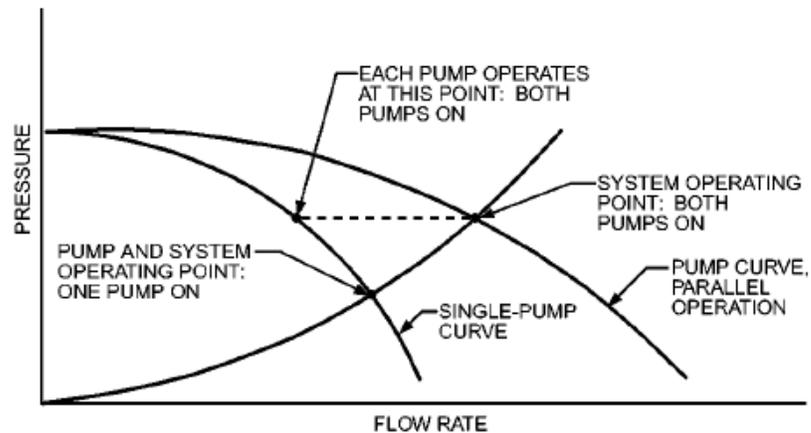


Figura 7. Condiciones de operación para una instalación de bombas en paralelo.

Fuente: (ASHRAE, 2016).

Selección de bombas

De acuerdo con Pita (2002), la bomba debe tener una capacidad igual al flujo del sistema, y una carga igual a la pérdida de presión en el mismo. Así mismo, se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

1. Se debe seleccionar una bomba que trabaje cerca del punto de máxima eficiencia. Este punto cae en general en el rango medio de las capacidades de flujo de la bomba.
2. Para sistemas de enfriamiento mediante agua es preferible seleccionar una bomba que trabaje a 1.750 RPM en lugar de a 3.500 RPM. A esta última velocidad se puede usar una bomba más pequeña, pero la alta velocidad ocasiona mayores niveles de ruido, molestos en áreas ocupadas.
3. No se aconseja seleccionar una bomba que trabaje cerca de su capacidad máxima, aun cuando esto conlleve elegir una bomba más pequeña. Si el flujo del sistema que realmente se requiere es mayor que aquel para el que se diseñó, la bomba no tendrá la capacidad adicional necesaria. Selecciónese una bomba cuya capacidad esté cerca del 50 al 75 % el flujo máximo.

4. La pendiente de las curvas carga-flujo varía entre las bombas centrífugas, dependiendo de su diseño. En los sistemas de enfriamiento mediante agua se recomienda que se usen bombas con curvas características de carga-flujo plana. Si hay una gran variación en el flujo, habrá una variación pequeña concomitante en la carga de la bomba. Esto hace más fácil el balance y control de los flujos.

4.5.2. Tanque de compresión

El tanque de compresión (también llamado cámara de expansión o tanque de expansión), sirve para una función tanto hidráulica como térmica. En su función térmica, el tanque provee de un espacio en el cual el líquido compresible se puede expandir o contraer a medida que el líquido sufre un cambio volumétrico con cambios de temperatura (ASHRAE, 2016).

El tanque de compresión puede tener las siguientes configuraciones:

1. Tanque cerrado: Contiene un volumen capturado de aire comprimido y agua con una interfaz aire/agua (a menudo tan simple como un tanque de acero).
2. Tanque abierto: Abierto a la atmósfera.
3. Tanque de diafragma: Una membrana flexible es insertada entre el aire y el agua.

ASHRAE (2016), indica la forma de calcular la dimensión del tanque de diafragma:

$$V_t = V_s \frac{\left[\frac{v_2}{v_1} - 1 \right] - 3\alpha(t_2 - t_1)}{1 - \frac{P_1}{P_2}}$$

Ecuación 1. Cálculo de tanque cerrado con interfaz de aire/agua.

Fuente: (ASHRAE, 2016).

Donde V_t es el volumen del tanque de expansión en galones (gal), V_s es el volumen de agua en el sistema en galones (gal), t_1 es la temperatura baja del sistema en °F, t_2 es la temperatura alta del sistema en °F, P_1 es la presión a la temperatura baja del sistema en psia, P_2 es la presión a la temperatura alta del sistema en psia, v_1 es el volumen específico de agua a la temperatura baja en ft³/lb, v_2 es el volumen específico de agua a la temperatura alta en ft³/lb, α es el coeficiente lineal de expansión térmica en in/in·°F (6,5 x 10⁻⁶ in/in·°F para el acero, 9,5 x 10⁻⁶ in/in·°F para el cobre y 28 x 10⁻⁶ in/in·°F para el PVC).

Taylor (2003), en su artículo para *ASHRAE Journal* indica que los tanques de expansión se instalan con el propósito de:

1. Aceptar cambios en el volumen de agua del sistema a medida que el agua cambia su densidad en función de la temperatura para mantener la presión del sistema debajo de los límites de presión del equipo y los componentes del sistema de tubería.
2. Mantener una presión positiva en todas las partes del sistema, de modo que se evite la entrada de aire al mismo.
3. Mantener una presión suficiente en todas las partes del sistema para evitar que el agua hierva y que se produzca el fenómeno de la cavitación.
4. Mantener una presión de succión positiva neta requerida (NPSH_r) en la succión de la bomba.

Los últimos dos puntos generalmente aplican en sistemas de agua a alta temperatura. Para la mayoría de las aplicaciones de HVAC, sólo los primeros dos puntos necesitan ser considerados. De lo anterior se tiene que para sistemas de enfriamiento cerrados

de agua helada no es necesario estimar el NPSH_r, dado que las posibilidades de que se produzca el fenómeno de cavitación son bajas. A lo anterior se suma el hecho de que la carga estática del sistema facilita la generación de una presión positiva en el lado de succión.

Cuando el sistema está frío y el agua en el tanque está en el nivel mínimo (puede ser que no haya agua), la presión del tanque está en su condición inicial o presión de precarga (P_i). Conforme el agua del sistema se expande debido a un aumento de temperatura, el agua fluye dentro del tanque y el compartimiento de aire se comprime, incrementando las presiones del agua y del aire (Taylor, 2003).

Cuando el sistema está en su máxima temperatura y el volumen de agua del tanque está en su capacidad de diseño, las presiones del aire y del agua resultantes van a ser iguales o menores a la presión máxima de diseño ($P_{m\acute{a}x}$). Tanto P_i como $P_{m\acute{a}x}$ son predeterminados por el diseñador como parte del proceso de selección del tanque de compresión (Taylor, 2003).

A continuación, se detalla el procedimiento para seleccionar el tanque de compresión descrito por Taylor (2003):

1. Determinar la presión inicial (P_i):
 - a. Encontrar el punto de baja presión (LPP) que casi siempre va a ser el punto más alto de la línea de succión.
 - b. Determinar $P_{m\acute{i}n}$. El valor recomendado es de 4 psig (28 kPa) para agua helada, agua de condensado y agua caliente.
 - c. Localizar la posición del tanque.
 - d. Calcular el aumento de presión estática $\Delta P_{s, LPP \rightarrow tank}$ desde el LPP hasta el punto de conexión del tanque. Es la diferencia de elevación entre ambos puntos.

- e. Calcular la caída de presión por fricción $\Delta P_{f, LPP \rightarrow tank}$ desde el punto de conexión hasta el *LPP* cuando la bomba está encendida. Si el tanque está río abajo del *LPP*, el $\Delta P_{f, LPP \rightarrow tank}$ se ignora y se asume igual a cero.
- f. Calcular la presión del tanque mínima inicial o presión de precarga P_i . Esta presión es frecuentemente seleccionada a un mínimo de 12 psig (83 kPa).

$$P_i = P_{\min} + \Delta P_{s, LPP \rightarrow tank} + \Delta P_{f, LPP \rightarrow tank}$$

Ecuación 2. Presión inicial.

Fuente: (Taylor, 2003).

2. Determinar la presión máxima ($P_{m\acute{a}x}$):
 - a. Determinar la presión máxima permitida del sistema P_{ma} y el punto de presión crítica (*CPP*). El *CPP* es “el punto más débil del sistema”.
 - b. Localizar la válvula de alivio. Típicamente, la mejor ubicación es cercana al *CPP*.
 - c. Calcular la diferencia de presión estática $\Delta P_{s, CPP \rightarrow PRV}$ desde el *CPP* hasta la conexión de la válvula de alivio. Esta es simplemente la diferencia de elevación entre ambos. Puede ser positiva (*CPP* sobre *PRV*) o negativa (*CPP* debajo de *PRV*).
 - d. Determinar la caída de presión por fricción $\Delta P_{f, CPP \rightarrow PRV}$ desde el *CPP* hasta la válvula de alivio cuando la bomba está encendida.
 - e. Calcular el *set-point* para la válvula de alivio P_{rv} :

$$P_{rv} = P_{ma} + \Delta P_{s, CPP \rightarrow PRV} - \Delta P_{f, CPP \rightarrow PRV}$$

Ecuación 3. Setpoint la válvula de alivio.

Fuente: (Taylor, 2003).

- f. Calcular la diferencia de presión $\Delta P_{s, PRV \rightarrow tank}$ estática del punto de conexión de la válvula de alivio hasta el tanque de compresión. Esta es la diferencia de elevación entre ambos. Puede ser positiva (PRV sobre el tanque) o negativa (PRV debajo del tanque).
- g. Calcular la caída de presión por fricción $\Delta P_{f, PRV \rightarrow tank}$ desde la válvula de alivio hasta el tanque. Este valor se ignora si el tanque está aguas arriba de la válvula de alivio porque la presión máxima necesita ser mantenida incluso si la bomba está apagada.
- h. Calcular presión máxima del tanque $P_{m\acute{a}x}$:

$$P_{m\acute{a}x} = P_{rv} + \Delta P_{s, PRV \rightarrow tank} - \Delta P_{f, PRV \rightarrow tank}$$

Ecuación 4. Presión máxima del tanque.

Fuente: (Taylor, 2003).

3. Seleccionar el tanque:

- a. La temperatura mínima del sistema T_c va a ser la temperatura de diseño del agua helada, por ejemplo 40 °F (4 °C).
- b. La temperatura máxima T_h generalmente va ser la que llegue al sistema, cuando este está apagado, por ejemplo 80 °F (27 °C).
- c. El volumen total del sistema V_s incluye todo el sistema de tubería y equipos.
- d. La presión de pre-carga P_i , y la presión máxima $P_{m\acute{a}x}$, determinadas anteriormente.

El volumen del tanque se selecciona con la siguiente ecuación:

$$V_t \geq \frac{V_s \left[\frac{v_h}{v_c} - 1 \right]}{1 - \frac{(P_a + P_i)}{(P_a + P_{m\acute{a}x})}}$$

Ecuación 5. Volumen del tanque.

Fuente: (Taylor, 2003).

Donde v_h y v_c son los volúmenes específicos del agua a las temperaturas máxima (T_h) y mínima (T_c), respectivamente. P_a Es la presión atmosférica.

4.5.3. Válvulas

De acuerdo con Pita (2002), hay muchos tipos y usos en el caso de las válvulas. A continuación, se describen las válvulas de servicio general.

- **De corte de flujo:** Se usan para interrumpir el flujo y así aislar equipos para darle servicio, o para aislar secciones de un sistema con el mismo fin. Para lo anterior se utilizan válvulas de compuerta.
- **Reguladoras de flujo:** Se usan para ajustar el flujo en forma manual a través del equipo y los diferentes circuitos de un sistema. Para ello se pueden usar válvulas de globo, de ángulo, de macho, de aguja y de mariposa.
- **Limitadoras de dirección de flujo:** Permiten el flujo sólo en una dirección. Se les conoce como válvulas de retención o *check*.

4.6. Refrigerantes

Los refrigerantes son los fluidos de trabajo en refrigeración, aire acondicionado y sistemas de bomba de calor. Ellos absorben el calor de un área, como un espacio

acondicionado, y lo rechazan en otro, como el exterior, usualmente a través de la evaporación y la condensación.

4.6.1. Propiedades ambientales globales

Los refrigerantes clorofluorocarbonos (CFCs) e hidrofluorocarbonos (HCFCs) pueden afectar tanto el ozono estratosférico como el cambio climático. Disminuir la liberación de los refrigerantes de los sistemas es importante no sólo por el impacto ambiental, sino también por las pérdidas de carga que llevan a un sistema niveles de carga insuficientes, lo que resulta en una operación no óptima y una baja eficiencia.

Potencial de Agotamiento de Ozono (PAO)

La liberación de CFCs y HCFCs en la atmósfera contribuye al agotamiento de la capa de ozono. La medida de la habilidad de los materiales de agotar la capa de ozono es su Potencial de Agotamiento de Ozono (PAO), un valor relativo a R-11 que es 1.

Potencial Calentamiento Global (PCG)

El Calentamiento global, también llamado el cambio climático global es un asunto preocupante debido al incremento del efecto invernadero causado por el aumento de las concentraciones de GEIs atribuido a las actividades humanas. El Potencial de Calentamiento Global es un índice que describe la habilidad relativa de atrapar la energía radiante comparada con el CO₂, el cual tiene un tiempo de vida en la atmósfera muy largo.

La

Tabla 5 muestra los valores de tiempo atmosférico, PAO y PCG de la última evaluación científica de refrigerantes que han sido reducidos progresivamente debido al Protocolo de Montreal y de los refrigerantes que han sido utilizados para reemplazarlos, solos o componentes de mezclas.

La Tabla 6 muestra los PCG y PAO para mezclas de refrigerantes mezclas calculados en la última evaluación científica.

Tabla 5. Propiedades ambientales de los refrigerantes.

Refrigerant	Atmospheric Lifetime, years ^a	ODP ^a	GWP ₁₀₀ ^a
CFC-11	45	1.000 (1) ^b	4750
CFC-12	100	0.820 (1) ^b	10,900
CFC-13	640	1.000 (1) ^b	14,400
CFC-113	85	0.850 (0.8) ^b	6130
CFC-114	190	0.580 (1) ^b	9180
CFC-115	1020	0.570 (0.6) ^b	7230
HCFC-22	11.9	0.040(0.055) ^b	1790
HCFC-123	1.3	0.010 (0.02) ^b	77
HCFC-124	5.9	0.020(0.022) ^b	619
HCFC-142b	17.2	0.060(0.065) ^b	2220
HE-E170	0.015	0.000	
HFC-23	222	0.000	14,200 (11,700) ^c
HFC-32	5.2	0.000	716 (650) ^c
HFC-125	28.2	0.000	3420 (2800) ^c
HFC-134a	13.4	0.000	1370 (1300) ^c
HFC-143a	47.1	0.000	4180 (3800) ^c
HFC-152a	1.5	0.000	133 (140) ^c
HFC-227ea	38.9	0.000	3580 (2900) ^c
HFC-236fa	242	0.000	9820 (6300) ^c
HFC-245fa	7.7	0.000	1050
HFO-1234yf	0.029	0.000	<4.4
HFO-1234ze(E)	0.045	0.000	6
PFC-116	10,000	0.000	12,200 (9200) ^c
PFC-218	2600	0.000	8830 (7000) ^c
HC-290	0.041	0.000	~20
HC-600	0.018	0.000	~20
HC-600a	0.016	0.000	~20
HC-601a	0.009	0.000	~20
HC-1270	0.001	0.000	~20
R-717	<0.02	0.000	<1
R-744	>50	0.000	1 (1) ^c

^aAtmospheric lifetimes, ODPs, and GWP₁₀₀s from Table 2-1 of UNEP (2010).

^bODP values stipulated for reporting under the Montreal Protocol from Table 2-2 of Calm and Hourahan (2011a).

^cGWP₁₀₀ values stipulated for reporting under the Kyoto Protocol from Table 2-3 of Calm and Hourahan (2011a).

Fuente: (ASHRAE, 2013).

Tabla 6. Propiedades ambientales de mezclas de refrigerantes.

Refrigerant Number	ODP ^a	GWP ₁₀₀ ^a	Refrigerant Number	ODP ^a	GWP ₁₀₀ ^a
401A	0.028	1200	422A	0.000	3100
401B	0.030	1300	422B	0.000	2500
401C	0.024	930	422C	0.000	3000
402A	0.015	2700	422D	0.000	2700
402B	0.024	2400	423A	0.000	2400
403A	0.030	3100	424A	0.000	2400
403B	0.022	4400	425A	0.000	1500
404A	0.000	3700	426A	0.000	1400
405A	0.021	5300	427A	0.000	2100
406A	0.047	1900	428A	0.000	3500
407A	0.000	2100	429A	0.000	20
407B	0.000	2700	430A	0.000	110
407C	0.000	1700	431A	0.000	53
407D	0.000	1600	432A	0.000	16
407E	0.000	1500	433A	0.000	~20
407F	0.000 ^b	1800 ^b	433B	0.000	~20
408A	0.019	3000	433C	0.000	~20
409A	0.038	1600	434A	0.000	3100
409B	0.037	1600	435A	0.000	27
410A	0.000	2100	436A	0.000	~20
410B	0.000	2200	436B	0.000	~20
411A	0.035	1600	437A	0.000	1700
411B	0.038	1700	438A	0.000	2200
412A	0.043	2200	439A	0.000	2000
413A	0.000	2000	440A	0.000	150
414A	0.036	1500	441A	0.000	~20
414B	0.034	1300	442A	0.000 ^c	1900 ^c
415A	0.033	1500	500	0.605	8100
415B	0.010	550	502	0.311	4600
416A	0.008	1100	503	0.599	14,000
417A	0.000	2300	507A	0.000	3800
417B	0.000	3000	508A	0.000	13,000
418A	0.048	1700	508B	0.000	13,000
419A	0.000	2900	509A	0.018	5700
420A	0.007	1500	510A	0.000	3
421A	0.000	2600	511A	0.000 ^b	19 ^b
421B	0.000	3100	512A	0.000 ^c	190 ^c

^aODPs and GWP₁₀₀s from Calm and Hourahan (2011a), except as noted.

^bCalm and Hourahan (2011b).

^cDerived based on weighted average of ODPs and GWP₁₀₀s of blend components, as given in [Table 3](#).

Fuente: (ASHRAE, 2013).

La Tabla 7 muestra el desempeño teórico calculado de un número de refrigerantes para un ciclo estándar de varias temperaturas de evaporación y una condensación a 303 K.

Tabla 7. Comparativa del desempeño de refrigerantes por tonelada de refrigeración.

No.	Refrigerant Chemical Name or Composition (% by mass)	Evaporator Pressure, psia	Condenser Pressure, psia	Compression Ratio	Net Refrigerating Effect, Btu/lb	Refrigerant Circulated, lb/min	Liquid Circulated, gal/min	Specific Volume of Suction Gas, ft ³ /lb	Compressor Displacement, ft ³ /min	Power Consumption, hp	Coefficient of Performance	Compressor Discharge Temp., °F
<i>Evaporator -25°F/Condenser 86°F</i>												
744	Carbon dioxide	195.7	1046.2	5.35	56.8	3.52	0.711	0.457	1.61	2.779	1.698	196.3
170	Ethane	146.8	675.1	4.6	66.0	3.03	1.314	0.878	2.66	2.805	1.681	136.2
1270	Propylene	28.8	189.3	6.57	115.7	1.73	0.416	3.63	6.28	1.637	2.88	120.3
507A	R-125/143a (50/50)	28.8	211.7	7.34	43.5	4.60	0.54	1.52	6.98	1.833	2.573	100.6
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	27.6	206.1	7.46	45.1	4.44	0.521	1.61	7.13	1.817	2.595	102.1
502	R-22/115 (48.8/51.2)	26.5	189.2	7.14	42.1	4.76	0.48	1.48	7.06	1.722	2.739	106.3
22	Chlorodifluoromethane	22.1	172.9	7.81	66.8	3.00	0.307	2.32	6.95	1.589	2.967	149.8
717	Ammonia	16.0	169.3	10.61	463.9	0.43	0.087	16.7	7.19	1.569	3.007	285.6
<i>Evaporator 20°F/Condenser 86°F</i>												
744	Carbon dioxide	421.9	1046.2	2.48	55.7	3.59	0.726	0.203	0.73	1.342	3.514	142.3
170	Ethane	293.6	675.1	2.3	70.1	2.85	1.238	0.421	1.20	1.314	3.588	115.8
32	Difluoromethane	94.7	279.6	2.95	111.2	1.80	0.229	0.902	1.62	0.797	5.924	139.4
410A	R-32/125 (50/50)	93.2	273.6	2.94	73.5	2.72	0.316	0.651	1.77	0.815	5.78	115.8
507A	R-125/143a (50/50)	72.9	211.7	2.9	49.4	4.05	0.476	0.616	2.50	0.848	5.564	93.5
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	70.5	206.1	2.92	51.1	3.92	0.46	0.649	2.54	0.842	5.598	94.3
1270	Propylene	69.1	189.3	2.74	126.6	1.58	0.381	1.58	2.50	0.79	5.975	102.8
502	R-22/115 (48.8/51.2)	66.3	189.2	2.86	47.1	4.25	0.429	0.619	2.63	0.813	5.799	95.8
22	Chlorodifluoromethane	57.8	172.9	2.99	71.3	2.80	0.287	0.935	2.62	0.772	6.105	118.0
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	57.5	183.7	3.19	71.9	2.78	0.296	0.942	2.62	0.795	5.93	111.0
290	Propane	55.8	156.5	2.8	124.1	1.61	0.399	1.89	3.05	0.787	5.987	94.8
717	Ammonia	48.2	169.3	3.51	478.5	0.42	0.084	5.91	2.47	0.754	6.254	179.8
1234yf	2,3,3,3-tetrafluoropropene*	36.3	113.6	3.13	51.8	3.86	0.43	1.15	4.44	0.809	5.835	86.0
134a	Tetrafluoroethane	33.1	111.7	3.37	65.8	3.04	0.307	1.41	4.28	0.778	6.063	94.7
1234ze(E)	Trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene*	24.4	83.9	3.44	60.0	3.33	0.349	1.74	5.81	0.782	6.03	86.0
600a	Isobutane*	17.9	58.7	3.29	119.5	1.67	0.368	4.78	7.99	0.764	6.171	86.0
<i>Evaporator 45°F/Condenser 86°F</i>												
32	Difluoromethane	147.7	279.6	1.89	112.2	1.78	0.223	0.577	1.03	0.445	10.602	116.4
410A	R-32/125 (50/50)	145.0	273.6	1.89	75.2	2.66	0.308	0.416	1.11	0.455	10.379	103.7
502	R-22/115 (48.8/51.2)	102.0	189.2	1.85	49.6	4.03	0.407	0.404	1.63	0.451	10.474	91.8
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	92.8	183.7	1.98	74.7	2.68	0.284	0.588	1.57	0.443	10.655	102.7
22	Chlorodifluoromethane	90.8	172.9	1.9	73.5	2.72	0.279	0.604	1.64	0.433	10.885	104.5
290	Propane	85.3	156.5	1.84	130.7	1.53	0.379	1.26	1.92	0.439	10.743	90.7
717	Ammonia	81.0	169.3	2.09	484.9	0.41	0.083	3.61	1.49	0.421	11.186	137.4
500	R-12/152a (73.8/26.2)	66.5	127.6	1.92	64.7	3.09	0.331	0.725	2.24	0.432	10.925	94.2
1234yf	2,3,3,3-tetrafluoropropene*	58.1	113.6	1.96	55.5	3.61	0.402	0.726	2.62	0.444	10.623	86.0
12	Dichlorodifluoromethane	56.3	107.9	1.92	54.6	3.67	0.34	0.719	2.64	0.429	11.004	91.6
134a	Tetrafluoroethane	54.7	111.7	2.04	69.2	2.89	0.292	0.868	2.51	0.433	10.903	90.6
1234ze(E)	Trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene*	40.6	83.9	2.06	64.1	3.12	0.327	1.07	3.34	0.433	10.899	86.0
600a	Isobutane*	29.2	58.7	2.01	127.4	1.57	0.345	3.01	4.72	0.425	11.084	86.0
600	Butane*	19.5	41.1	2.11	140.5	1.42	0.301	4.57	6.50	0.42	11.226	86.0
123	Dichlorotrifluoroethane	6.5	15.9	2.44	66.9	2.99	0.246	5.3	15.85	0.414	11.397	86.0
113	Trichlorotrifluoroethane*	3.1	7.9	2.57	59.2	3.38	0.26	9.41	31.81	0.413	11.409	86.0

*Superheat required

Source: Data from NIST CYCLE_D 4.0, zero subcool, zero superheat unless noted, no line losses, 100% efficiencies, average temperatures.

Fuente: (ASHRAE, 2013).

4.7. Consideraciones en el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire

El autor Grondzik (2007) en su obra *Air Conditioning System Design Manual* describe detalladamente el proceso de diseño en los sistemas de acondicionamiento de aire.

La fase de diseño se desglosa a menudo en tres sub-fases: diseño conceptual, diseño esquemático y desarrollo del diseño. Los términos diseño esquemático, desarrollo de diseño y documentos de construcción también se usan comúnmente para describir las sub-fases del proceso de diseño (Grondzik, 2007).

La etapa de desarrollo de diseño esquemático o temprano debe incluir la selección preliminar y la comparación de los sistemas HVAC & R apropiados (Grondzik, 2007).

En la etapa de desarrollo de diseño, se selecciona equipo específico (números de modelo y tamaños). Se diseñan ductos y sistemas de tuberías y se finalizan las estrategias de control. Los documentos presentados al propietario al final de esta etapa de diseño incluyen planos completos arquitectónicos, mecánicos, eléctricos y estructurales, especificaciones y estimaciones del costo de construcción (Grondzik, 2007).

4.8. Consideraciones en la selección de equipos

4.8.1. Localización del equipo y los requerimientos de espacio

La ubicación del equipo se rige por:

- Espacio para los componentes del equipo, con espacio adecuado para el mantenimiento, la extracción y la reinstalación.
- Vías para fluidos de transferencia de calor.
- Acceso al aire libre para tomas de aire.
- Espacio libre y soporte para ductos y tuberías.
- Consideraciones acústicas.

4.8.2. Acceso para mantenimiento y reparación

La falta de acceso adecuado a los equipos es un factor importante en el desempeño deficiente del sistema, que va desde el control insatisfactorio del confort hasta la mala calidad del aire y la descomposición del equipo (Grondzik, 2007).

4.8.3. Control de ruido y vibraciones

El objetivo principal del diseño acústico de sistemas y equipos HVAC es asegurar que el ambiente acústico en un espacio dado no se vea afectado de forma inaceptable por el ruido o la vibración relacionados con el sistema HVAC. El sonido y la vibración son creados por una fuente, son transmitidos a lo largo de uno o más caminos, y llegan a un receptor. Se pueden aplicar tratamientos y modificaciones a cualquiera o todos estos elementos para reducir el ruido y la vibración no deseados, aunque generalmente es más eficaz y menos costoso reducir el ruido en la fuente (ASHRAE, 2013).

4.8.4. Sistemas centralizados o sistemas locales

Los sistemas centrales de HVAC generalmente incluyen equipos de fuentes centralizadas (*chillers*, calderas, torres de enfriamiento y quizás unidades manejadoras) y equipo de la zona descentralizada o distribuida. Los sistemas locales incluyen acondicionadores de aire de ventana, bombas de calor de paquete y unidades de paquete unitarias o refrigeradas por agua sin equipo de fuente central. El equipo centralizado requiere unos cuantos espacios grandes, mientras que el equipo descentralizado requiere espacios más pequeños por unidad de equipo, pero más de ellos (Grondzik, 2007).

4.9. Planificación y diseño del sistema de acondicionamiento de aire

Edward Pita (2002), define la metodología para la planificación y el diseño de un sistema de acondicionamiento de aire de agua helada de la siguiente manera:

1. Calcular las cargas de enfriamiento.
2. Seleccionar los tipos y ubicación de las unidades terminales.
3. Elegir el tipo de disposición de las tuberías del sistema. Planificar la distribución de las unidades terminales.
4. Determinar los flujos y temperaturas del agua a través del sistema.
5. Seleccionar los tamaños de las unidades terminales.
6. Determinar los tamaños de los tubos.
7. Planear los trayectos de la tubería en la construcción, y ubicar las válvulas.
8. Seleccionar la bomba.
9. Seleccionar la unidad de enfriamiento.
10. Seleccionar el tanque de compresión.
11. Proporcionar y ubicar los accesorios necesarios para la correcta operación y mantenimiento: ventilas de aire, desagües, uniones, dispositivos de expansión, anclaje, soportes y aislamiento.
12. Seleccionar el sistema de control.
13. Preparar los planos y especificaciones definitivas.

4.10. Cálculo de la carga térmica

Los componentes que contribuyen a la ganancia de calor en el recinto son los siguientes:

1. Conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior.

2. Conducción a través de divisiones internas, cielorrasos y pisos.
3. Radiación solar a través de vidrios.
4. Alumbrado.
5. Personas.
6. Equipos.
7. Infiltración del aire exterior a través de aberturas.

Dichas ganancias se dividen en aquellas cuya fuente es externa al recinto (1, 2, y 3) y aquellas que se generan en el interior del mismo (4, 5 y 6).

4.10.1. Conducción a través de la estructura exterior

La ganancia de calor por conducción a través de paredes, techo y vidrios que dan al exterior se calculan mediante la ecuación:

$$Q = U \times A \times DTCE_e$$

Ecuación 6. Conducción a través de la estructura exterior.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde Q es la ganancia neta el recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio en BTU/, U es el coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios en BTU/h-ft²-°F, A es el área del techo, pared o vidrios en ft² y $DTCE_e$ es la diferencia de temperatura para carga de enfriamiento en °F.

La DTCE es una diferencia de temperatura que toma en cuenta el efecto de almacenamiento de calor y sus valores deben ser corregidos con la siguiente ecuación:

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) \times K + (78 - t_R) + (t_0 - 85) \times f]$$

Ecuación 7. Cálculo de $DTCE_e$ para paredes y techos.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde $DTCE_e$ es el valor corregido de $DTCE$ en °F, $DTCE$ en las temperaturas tabuladas en °F, LM es la corrección para latitud y mes, K es la corrección debido al color de la superficie (1 para superficies oscuras o áreas industriales, 0,5 para techos de color claro en zonas rurales y 0,65 para paredes de color claro en zonas rurales), t_R es a temperatura del recinto en °F, t_0 es la temperatura de diseño exterior promedia en °F y f es el factor de corrección para ventilación del cielorraso (sólo para el techo) y se utiliza 0,75 para ventiladores de entrepiso (techo falso) y en los demás casos se usa un valor de 1.

Para el caso del vidrio se utiliza la siguiente ecuación:

$$DTCE_e = DTCE + (78 - t_R) + (t_0 - 85)$$

Ecuación 8. Cálculo de $DTCE_e$ para el vidrio.

Fuente: (Pita, 2002).

4.10.2. Conducción a través de la estructura interior

La transferencia de calor entre los espacios interiores sin acondicionamiento hasta los espacios acondicionados a través de divisiones, pisos y cielorrasos se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times DT$$

Ecuación 9. Cálculo de la conducción a través de la estructura interior.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde Q es la velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielorraso en BTU/h, U es el coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielorraso en BTU/h-ft²-°F, A es el área de la división, piso o cielorraso en ft² y DT es la diferencia de temperatura entre los espacios si acondicionar y los acondicionados en °F.

De no conocerse la temperatura del espacio sin acondicionar, se emplea con frecuencia una aproximación que consiste en suponer que está a 5 °F menos que la temperatura exterior.

4.10.3. Radiación solar a través de vidrios

La ganancia de calor producto de la energía radiante del sol que pasa a través de los materiales transparentes como el vidrio se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q = FGCS \times A \times CS \times FCE$$

Ecuación 10. Cálculo de la radiación solar a través de vidrios.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde Q es la ganancia neta por radiación solar a través del vidrio en BTU/h, $FGCS$ es el factor de ganancia máxima de calor solar en BTU/h-ft², A es el área del vidrio en ft², CS es el coeficiente de sombreado y FCE es el factor de carga de enfriamiento para el vidrio.

4.10.4. Ganancia de calor por el alumbrado

La ganancia de calor debida al alumbrado se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q = 3,4 \times W \times FB \times FCE$$

Ecuación 11. Cálculo de la ganancia de calor por el alumbrado.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde Q es la ganancia neta de calor debida al alumbrado BTU/h, W es la capacidad del alumbrado en W , FB es el factor de balastro (1,25 es un valor típico para el alumbrado fluorescente y 1 para el incandescente donde no hay pérdidas adicionales) y FCE es el factor de carga de enfriamiento para el alumbrado (no se permite efecto de almacenamiento si el sistema solo trabaja durante las horas de ocupación, si trabaja más de 16 horas o si se permite aumentar la temperatura del recinto durante las horas cuando no se ocupa).

4.10.5. Ganancia de calor por las personas

La ganancia de calor debida a las personas se compone de dos partes: el calor sensible y el calor latente que resulta de la transpiración. Las ecuaciones de ganancias de calor son como sigue:

$$Q_s = q_s \times n \times FCE$$

Ecuación 12. Cálculo de ganancia de calor sensible debido a las personas.

Fuente: (Pita, 2002).

$$Q_l = q_l \times n$$

Ecuación 13. Cálculo de ganancia de calor latente debido a las personas.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde Q_s y Q_l son las ganancias de calor sensible y latente respectivamente, q_s y q_l son las ganancias de calor sensible y latente por persona, n es el número de personas y FCE es el factor de carga de enfriamiento para las personas (1 si el sistema se apaga durante la noche).

4.10.6. Ganancia de calor por los equipos

Esta ganancia se puede calcular en ocasiones en forma directa consultando al fabricante o a los datos de placa considerando o no si su uso es intermitente.

4.10.7. Ganancia de calor por infiltración

La infiltración de aire a través de fisuras en las ventanas o puertas ocasiona una ganancia de calor, tanto sensible como latente, en el recinto. La infiltración tiene un efecto tanto en la ganancia de calor sensible como en la ganancia de calor latente y ambos se calculan de la siguiente manera:

$$Q_s = 1,1 \times CFM \times CT$$

Ecuación 14. Cálculo de ganancia de calor sensible por infiltración.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde Q_s es el calor sensible necesario para del aire de infiltración o ventilación en BTU/h, CFM es la velocidad de infiltración o ventilación del aire en ft^3/min y CT es el cambio de temperatura entre el aire interior y exterior en $^{\circ}F$.

$$Q_L = 0,68 \times CFM \times (W_i' - W_e')$$

Ecuación 15. Cálculo de ganancia de calor latente por infiltración.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde Q_L es el calor latente necesario para el aire de infiltración o ventilación en BTU/h, CFM es la velocidad de infiltración o ventilación del aire en ft^3/min y W_i' y W_e' son las relaciones de humedad interior y exterior respectivamente, expresadas en granos de agua/lb de aire seco (gr w/lb d.a.)

4.10.8. Transferencia de calor a los alrededores

Algo de la ganancia de calor sensible al recinto se transfiere a través de la estructura hacia los alrededores, y nunca aparece como parte de la carga del recinto. La pérdida a asociada a dicho efecto debe ser calculada y corregir las ganancias de calor sensible al recinto por conducción, radiación solar, alumbrado, personas y equipo. Para calcular la corrección para la transferencia de calor a los alrededores se utilizan las siguientes ecuaciones:

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

Ecuación 16. Cálculo del factor de corrección para la transferencia de calor a los alrededores.

Fuente: (Pita, 2002).

$$K = \frac{(U_w A_w + U_g A_g)}{L}$$

Ecuación 17. Cálculo del factor de corrección para la transferencia de calor a los alrededores.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde F_c es el factor para corregir cada ganancia de calor sensible del recinto, K es la conductancia de la unidad de longitud en BTU/h-ft-°F, L es la longitud de la pared exterior en ft, U_w y U_g son los coeficientes de transferencia de calor de la pared y el vidrio respectivamente en BTU/h-ft²-°F y A_w y A_a son las áreas de la pared y del vidrio respectivamente en ft².

4.11. Carga de enfriamiento o refrigeración

Es la carga a la cual se somete el equipo de enfriamiento. Esta carga será mayor que la carga de la construcción porque hay ganancias de calor que pasan al sistema de acondicionamiento de aire desde el exterior y estas pueden ser por ventilación, por la ganancia de calor a los ductos, el calor producido por los ventiladores y bombas del sistema de acondicionamiento de aire y por fugas de aire de los ductos.

4.11.1. Ventilación

El cálculo de las cargas de enfriamiento sensible y latente debidas al aire de ventilación se realiza utilizando la Ecuación 14 y la Ecuación 15 respectivamente.

4.11.2. Ganancia de calor en ductos

Si el ducto pasa por lugares no acondicionados representa una pérdida de calor sensible que se debe sumar a la tasa de ganancia de calor sensible. La ganancia de calor se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times DT$$

Ecuación 18. Cálculo de la ganancia de calor en ductos.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde Q es la ganancia de calor del ducto en BTU/h, U es el coeficiente general de transferencia de calor en BTU/h-ft²-°F, A es la superficie del ducto en ft² y DT es la diferencia de temperatura entre el aire en el ducto y los alrededores en °F.

4.11.3. Calor desprendido en ventiladores y bombas

El calor del ventilador se puede considerar como sigue:

- Para presión de 1 in de agua sumar 2,5 % a la tasa de ganancia de calor sensible.
- Para presión de 2 in de agua sumar 5 % a la tasa de ganancia de calor sensible.
- Para presión de 4 in de agua sumar 10 % a la tasa de ganancia de calor sensible.

El calor de la bomba de agua helada en los sistemas pequeños es poco en general y puede ignorarse, pero para los sistemas grandes puede ser de 1 % a 2 % del calor sensible y se debe sumar a la carga de refrigeración.

4.11.4. Fugas de aire en ductos

Los sistemas de ductos dejan escapar aire en las uniones. Con un trabajo cuidadoso se deben limitar las fugas de aire al 5 % de los CFM totales.

4.12. Psicrometría

El aire atmosférico que nos rodea es una mezcla de aire seco y vapor de agua, a la que se le llama aire húmedo. Debido a que esta mezcla de gases es la que se acondiciona en los sistemas de control ambiental, es necesario comprender cómo se comporta (Pita, 2002).

4.12.1. Propiedades del aire

- **Temperatura de bulbo seco (BS):** Es la temperatura del aire, tal y como la indica un termómetro.
- **Temperatura de bulbo húmedo (BH):** Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada en agua, en el seno de aire en rápido movimiento.
- **Relación de humedad (W):** Se le llama también humedad específica. Es el peso de vapor de agua por libra de aire seco, expresado en lb/lb de aire seco, o en gramos de agua por libra de aire seco.
- **Humedad relativa (HR):** Es la relación de la presión real de vapor de agua en el aire con la presión de vapor de agua si e aire estuviera saturado a la misma temperatura de bulbo seco. Se expresa en porciento.
- **Volumen específico (v):** Es el volumen de aire por unidad de peso de aire seco expresado en ft³/lb de aire seco.

- **Entalpía específica (h):** Es el contenido de calor del aire, por unidad de peso, Se expresa en Btu/lb de aire seco.

4.12.2. La carta psicrométrica

Las propiedades del aire atmosférico se pueden representar en tablas o en forma de gráficas. A la forma gráfica se la llama *carta psicrométrica*. Su empleo es universal porque presenta una gran cantidad de información en forma muy sencilla y porque ayuda a estudiar los procesos de acondicionamiento de aire. La Figura 8 muestra una carta psicrométrica del fabricante Carrier.

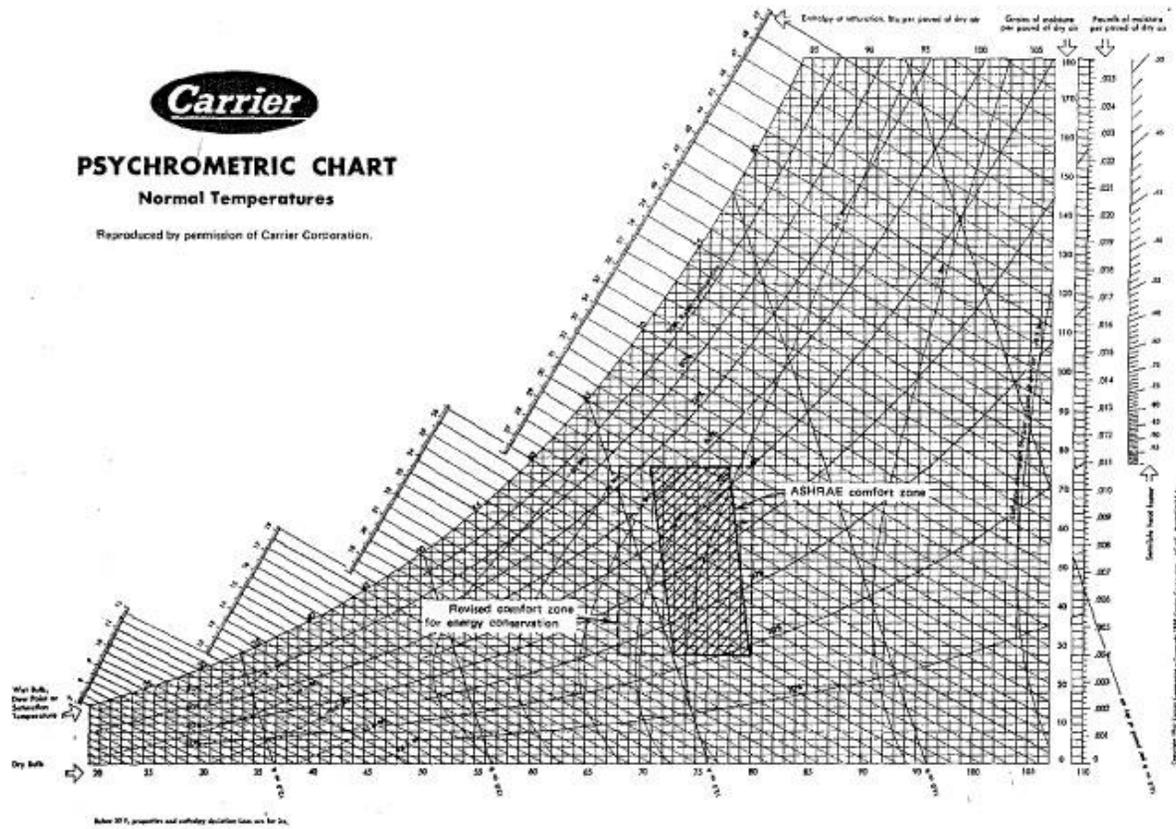


Figura 8. Carta psicrométrica.

Fuente: (Pita, 2002).

La ubicación de las escalas para cada una de las propiedades y las líneas de valor constante para dichas propiedades se muestra en la Figura 9. Cada figura que se muestra es un esquema de las cartas psicrométricas.

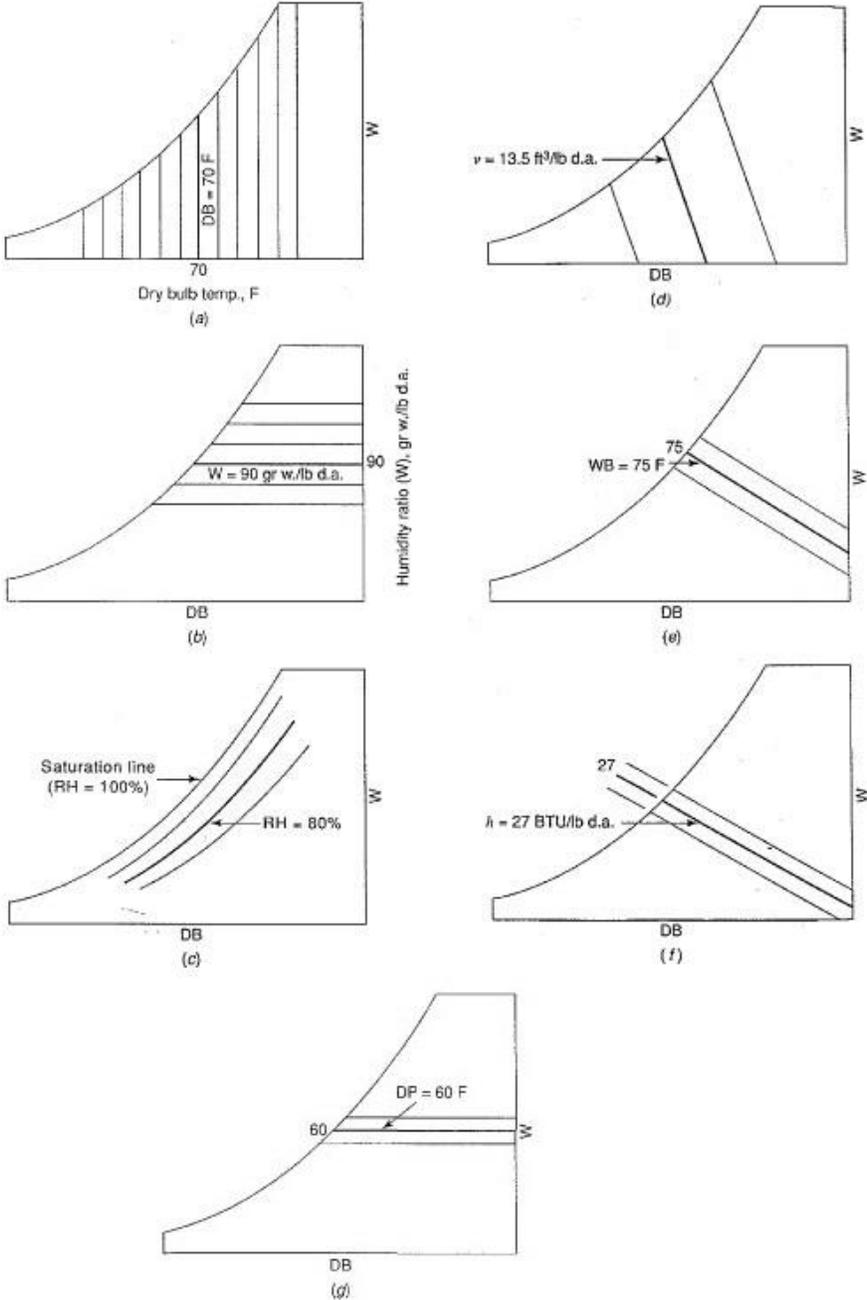


Figura 9. Construcción de la carta psicrométrica.

Fuente: (Pita, 2002).

4.12.3. Localización de la condición del aire en la carta psicrométrica

Cualquier condición de aire se puede representar mediante un punto en la carta. Una vez que se conozcan dos propiedades independientes, se puede ubicar la condición requerida. La intersección de las dos líneas define el punto que representa la condición o estado del aire. Se pueden leer cualquiera de las propiedades adicionales en la carta una vez que se localice el punto de intersección.

4.12.4. Determinación de las condiciones del aire de suministro

Cuando se acondiciona un recinto mediante aire, se logra esta eliminación de calor suministrando aire a una temperatura y humedad menores a las de aire del recinto. Este de aire de suministro debe tener un contenido menor de calor sensible y latente que el aire del recinto, en una cantidad igual a las ganancias netas de calor sensible y latente del recinto, de acuerdo con el principio de conservación de energía (Ecuación 19) para evitar que varíen las condiciones en el recinto.

$$\text{Cambio de energía} = \text{Entrada de energía} - \text{Salida de energía}$$

Ecuación 19. Principio de conservación de energía.

Fuente: (Pita, 2002).

Si se debe evitar que varíen la temperatura y humedad de recinto, esto significa que no debe haber cambio en energía en él y, por lo tanto, la ecuación anterior se simplifica como sigue:

Entrada de energía = Salida de energía

Ecuación 20. Principio de conservación de energía sin cambio de energía.

Fuente: (Pita, 2002).

La ecuación anterior expresada por las ecuaciones de calor sensible y latente tiene como resultado:

$$RSHG = 0.68 \times CFM_{as} \times (W_2' - W_1')$$

Ecuación 21. Principio de conservación de energía para las condiciones del aire de suministro.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde W_1' y W_2' están expresados en grano/lb.

4.12.5. Relación de calor sensible

Al calcular varias condiciones necesarias del aire de suministro para varias cantidades de flujo en (CFM), las condiciones que encontraremos serán diferentes, sin embargo, si estas condiciones satisfactorias de aire se grafican en la carta psicrométrica, todos los puntos quedan en una recta. Cualquier condición del aire de suministro que no quede sobre esta línea no será adecuada. La pendiente de dicha línea se define como la relación de calor sensible del recinto y viene dada por la siguiente ecuación:

$$RSHR = \frac{RSHG}{RTHG} = \frac{RSHG}{RSHG + RLHG}$$

Ecuación 22. Relación de calor sensible del recinto.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde *RSHR* es la relación de calor sensible del recinto, *RSHG* es la ganancia de calor sensible en Btu/h, *RTHG* es la ganancia de calor total del recinto en Btu/h y *RLHG* es la ganancia de calor latente del recinto en Btu/h.

La Línea RSHR se le conoce también como la línea de condiciones.

4.12.6. Línea de proceso del serpentín

Se define como la recta que se traza entre las condiciones del aire que entra y que sale del serpentín. La capacidad de un serpentín se define como el calor sensible, latente y total que elimina del aire que está acondicionando y se puede calcular mediante la ecuación:

$$Q = 4,5 \times CFM \times (h_2 - h_1)$$

Ecuación 23. Cálculo del calor agregado o el calor eliminado.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde *CFM* es la cantidad de flujo de aire y *h₁* y *h₂* son las entalpías del aire en Btu/lb de aire seco inicial y final, respectivamente.

De esta manera, la relación de calor sensible total viene dada por la ecuación:

$$GSHR = \frac{GSHG}{GSHG + GLHG}$$

Ecuación 24. Relación de calor sensible total.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde *GSHR* es la relación de calor sensible del recinto, *GSHG* es la ganancia de calor sensible en Btu/h y *GLHG* es la ganancia de calor latente en Btu/h.

4.12.7. Análisis psicrométrico completo

Las condiciones necesarias del aire de suministro y la capacidad de serpentines de enfriamiento para un acondicionamiento correcto del aire de recinto, se pueden determinar basándose en la siguiente información:

1. Ganancias de calor sensible y latente del recinto.
2. Condiciones de diseño interiores y exteriores.
3. Necesidades de aire de ventilación (exterior).
4. Flujo (CFM) o temperatura de BS del aire de suministro. Se selecciona una de ellas y la otra se determina entonces a partir de la ecuación del calor sensible. Sin embargo, ambas deben estar en un rango que se considera satisfactorio para una "buena práctica".

En general, se escogen los valores de temperatura del aire de suministro de modo que la diferencia de temperaturas entre la del recinto y la del suministro quede entre 15 °F y 30 °F.

4.13. Distribución de aire

Carrier (2012), menciona que los aparatos destinados al tratamiento de aire pueden clasificarse en tres tipos:

1. Climatizadores reconstruidos, en los que la carcasa del equipo se fabrica y monta en la misma obra o cerca de la instalación.
2. Equipo ventilador – batería (*fan-coil*) que se transporta hasta el lugar de la instalación completa o parcialmente montado.
3. Aparatos completos o autónomos que se transportan hasta la instalación completamente ensamblados.

De acuerdo con Pita (2002), una buena distribución de aire en el recinto necesita de las siguientes características para proporcionar confort:

1. Las temperaturas en la zona ocupada del recinto deben estar a ± 2 °F (°C) de a temperatura de diseño. Las fluctuaciones de temperatura mayores a la citada en general ocasionarán incomodidad. La zona ocupada en la mayoría de los recintos se considera desde el piso hasta una altura de 6 ft (1,8 m). Más allá de esta altura se permiten fluctuaciones mayores de temperatura.
2. Las velocidades de aire en la zona ocupada (llamadas velocidades residuales) deben ser de 25 a 35 ft/min (0,12 a 0,17 m/s) para aplicaciones en donde las personas permanezcan sentadas. En aplicaciones en las que a gente se mueve se pueden aceptar velocidades más altas de aire, de 50 a 70 ft/min (0,25 a 0,35 m/s).

4.13.1. Corrientes o patrones de aire

Pita (2002), describe los siguientes comportamientos de aire cuando este suministra a un recinto:

1. Cuando se suministra aire a menor temperatura que la del recinto, el aire desciende.
2. Cuando se suministra aire a mayor temperatura que la del recinto, el aire sube.
3. Cuando se suministra aire en dirección paralela, y cerca de un cielorraso, tenderá a “pegarse” al techo durante alguna distancia. A esto se le conoce como el efecto del cielorraso.
4. El suministro de aire al recinto, llamado aire primario, al distribuirse mediante un dispositivo adecuado, inducirá flujos de aire del recinto, llamado aire secundario, hacia la corriente de aire primario mezclándose así rápidamente el aire de suministro con el aire del recinto.

4.13.2. Ubicación de los dispositivos de distribución de aire

La ubicación de los dispositivos de distribución de aire en el recinto es muy importante para lograr una buena distribución. Pita (2002), recomienda las siguientes ubicaciones:

1. **Alto en la pared:** Es un buen lugar para el enfriamiento porque el aire frío desciende en forma natural y se tendrá una circulación adecuada de aire por la zona ocupada. No es una buena ubicación para la calefacción.
2. **En cielorraso:** Es una ubicación excelente para el enfriamiento, no así para calefacción.

3. **Bajo en la pared:** Es una buena ubicación para calefacción, pero no es adecuada para enfriamiento.
4. **En piso o en umbral de ventana:** Es una excelente ubicación para la calefacción, si se ubica bajo las ventanas. También se puede usar para enfriamiento si se logra una velocidad adecuada de salida, forzando el aire frío a elevarse y a circular.

4.13.3. Tipos de dispositivos de suministro de aire

De acuerdo con Pita (2002), hay cuatro tipos de dispositivos de suministro de aire que se usan para crear una buena distribución en el espacio acondicionado:

1. **Parrillas y registros:** Consisten en un marco y barras paralelas que pueden ser fijas o ajustables. Las parrillas con compuertas de control de flujo detrás de las barras se llaman registros.

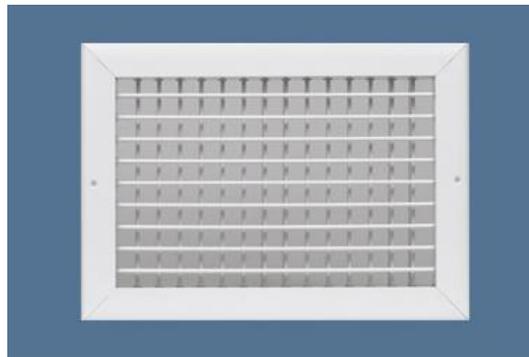


Figura 10. Registro de suministro de doble deflexión.

Fuente: AirGuide.

2. **Difusores de cieloraso:** Consisten, en general, de una serie de anillos concéntricos separados, o persianas con un collarín o cuello para conectarlas con el ducto. Pueden ser redondos, cuadrados o rectangulares.



Figura 11. Difusores de cielorraso.

Fuente: AirGuide.

3. Difusores de ranura. Es una salida larga en forma de banda con una o más aberturas angostas dependiendo del número de barras o persianas.

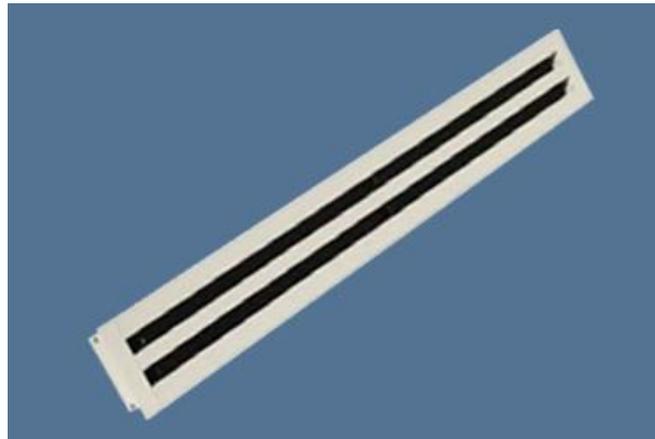


Figura 12. Difusor de ranura.

Fuente: AirGuide.

4. Cámaras plenas de cielorraso. Se consiguen con ranuras o perforaciones en la mayor parte o en la totalidad del cielorraso. El espacio sobre el cielorraso se usa como una gran cámara a través de la cual se suministra aire.

4.13.4. Selección de salidas de aire

La selección de las salidas de aire, según Pita (2002), depende de lo siguiente:

1. Requisitos arquitectónicos.
2. Requisitos estructurales.
3. Diferencias de temperatura.
4. Ubicación.
5. Cantidad.
6. Tamaño.

En la Tabla 8 se muestran los niveles sonoros de los difusores como niveles NC (*Noise Criteria*, criterios de ruido, en inglés)

Tabla 8. Rangos de metas de diseño interior para control de ruidos en el sistema de acondicionamiento de aire.

Tipo de área	Rango de niveles sonoros A, decibeles	Rango de curvas de criterio NC	Tipo de área	Rango de niveles sonoros A, decibeles	Rango de curvas de criterio NC
RESIDENCIAS			IGLESIAS Y ESCUELAS (Continuación)		
viviendas privadas (rurales y suburbanas)	25-35	20-30	Laboratorios	40-50	35-45
viviendas privadas (urbanas)	30-40	25-35	Salas de juegos	40-55	35-50
Edificios de departamentos, unidades de 2 y 3 familias	35-45	30-40	Corredores y vestíbulos	40-55	35-50
			Cocinas	45-55	40-50
HOTELES			EDIFICIOS PÚBLICOS		
Habitaciones individuales o suites	35-45	30-40	Bibliotecas públicas, museos, juzgados	35-45	30-40
Salones de baile o para banquetes	35-45	30-40	Oficinas de correo, zonas bancarias en general, recibidores	40-50	35-45
Vestíbulos y corredores, recibidores	40-50	35-45	Cuartos de lavado y sanitarios	45-55	40-50
Cocheras	45-55	40-50			
Cocinas y lavanderías	45-55	40-50	RESTAURANTES, CAFETERÍAS, CLUBES		
HOSPITALES Y CLÍNICAS			Restaurants	40-50	35-45
Cuartos privados	30-40	25-35	Barras	40-55	35-50
Quirófanos, antesalas	35-45	30-40	Clubes nocturnos	40-50	35-45
Laboratorios, vestíbulos y corredores			Cafeterías	45-55	40-50
Recibidores y salas de espera	40-50	35-45			
Cuartos de lavado y sanitarios	45-55	40-50	TIENDAS DE MENUDEO		
OFICINAS			Tiendas de ropa	40-50	35-45
Sala de consejo	25-35	20-30	Tiendas de departamentos (pisos superiores)		
Salas de conferencias	30-40	25-35	Tiendas de departamentos (planta baja)	45-55	40-50
Oficinas ejecutivas	35-45	30-40	Tiendas pequeñas		
Oficinas de supervisores, salas de recepción	35-50	30-45	Supermercados	45-55	40-50
Oficinas abiertas generales, salas de dibujo	40-50	35-45	ACTIVIDADES DEPORTIVAS BAJO TECHIO		
Vestíbulos y corredores	40-55	35-50	Coliseos	35-45	30-40
Tabulación y computación	45-65	40-60	Pistas de boliche, gimnasios	40-50	35-45
AUDITORIOS Y SALAS DE MÚSICA			Albercas	45-60	40-55
Salas de concierto y ópera			TRANSPORTES (FERROCARRIL, AUTOBÚS, AÉREOS)		
Estudios para reproducción sonora	20-30	15-25	Taquillas de boletos	35-45	30-40
Teatros, salas de uso múltiple	30-35	25-30	Salas de espera y de reposo	40-55	35-50
Cines, salas de TV					
Anfiteatros semi-al aire libre	35-45	30-35	CUARTOS DE MÁQUINAS		
Salas de conferencias, planetarios			Para exposiciones menores de 8 h/día	<90	
Recibidores	40-50	35-45	Para exposiciones menores de 3 h/día (o bien de acuerdo a las normas de la OSHA)	<97	
IGLESIAS Y ESCUELAS					
Iglesias	25-35	20-30			
Librerías	35-45	30-40			
Escuelas y salones de clase	35-45	30-40			

Fuente: (Pita, 2002).

4.13.5. Tipos de ventiladores

Los ventiladores se pueden clasificar en dos grandes grupos: los centrífugos y los de flujo axial, que difieren entre sí en la dirección de flujo de aire que pasa por ellos (Pita, 2002).

Ventiladores centrífugos

En un ventilador centrífugo, se impulsa el aire a lo largo del eje del ventilador, y a continuación es desviado en forma radial de dicho eje. Se pueden clasificar en curvados hacia adelante, radiales, curvados hacia atrás, e inclinados hacia atrás, dependiendo de la forma de las aspas de su impulsor (Pita, 2002).

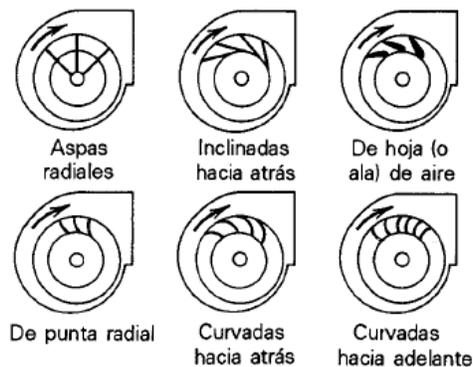


Figura 13. Tipos de aspas de impulsor para ventiladores centrífugos.

Fuente: (Pita, 2002).

Ventiladores axiales

Los ventiladores axiales se pueden clasificar en los tipos hélice, tubo axial y aspas axiales.

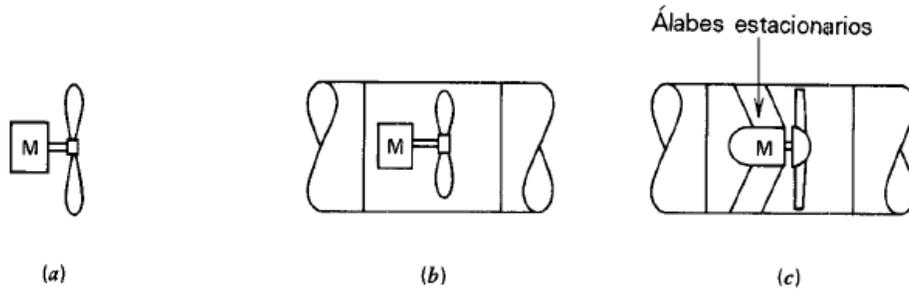


Figura 14. Ventiladores de flujo axial. De hélice (a), tubo axial (b) y de aspas axiales (c).

Fuente: (Pita, 2002).

4.13.6. Cálculo de ductos

De acuerdo con Carrier (2012), en el proyecto de cualquier sistema de ductos, se procura que su tendido sea lo más sencillo posible. El cálculo de un sistema de baja velocidad puede hacerse por uno de los tres métodos siguientes:

1. Reducción de velocidad

Se selecciona una velocidad de salida de descarga del ventilador y se establece arbitrariamente una serie de reducciones a lo largo del ducto. Normalmente, no se utiliza este método porque para resolver el problema con una precisión razonable, se necesita mucha experiencia y conocer perfectamente el cálculo de conductos.

2. Igualdad de pérdidas por rozamiento o pérdidas de carga constante

El procedimiento consiste en elegir una velocidad inicial en el ducto principal próximo al ventilador mediante el uso de tablas. Partiendo del caudal y de la velocidad determinada, se determina la pérdida de carga por unidad de longitud, la cual debe mantenerse constante a lo largo del sistema y se deduce la dimensión de ducto. Este método es difícil de equilibrar porque no tiene en cuenta el equilibrio de caídas de presión en las distintas ramas, ni está provisto de medios para igualar las

caídas de presión o para la misma presión estática en cada boca terminal de impulsión.

3. Recuperación estática

Consiste en dimensionar el ducto de forma que el aumento de presión estática (ganancia debida a la reducción de velocidad) en cada rama o boca de impulsión, compense las pérdidas por rozamiento en la siguiente sección del ducto. De esta forma, la presión estática será la misma en cada boca y al comienzo de cada rama. Para calcular el ducto con este método se selecciona una velocidad inicial para la descarga del ventilador en una tabla (Tabla 9 o Tabla 10 según las unidades) y se dimensiona la primera sección del ducto por medio de datos tabulados. Las demás secciones del ducto se dimensionan por medio de gráficos (Carrier, 2012).

Tabla 9. Velocidades máximas recomendadas para sistemas de baja velocidad (m/s).

Aplicación	Factor de control de nivel de ruido (conductos principales)	Factor de control - Rozamiento en conducto			
		Conductos principales		Conductos derivados	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	3	5	4	3	3
Apartamentos	5	7,5	6,5	6	5
Dormitorios de hotel					
Dormitorios de hospital					
Oficinas particulares	6	10	7,5	8	6
Despachos de directores					
Bibliotecas					
Salas de cine y teatro	4	6,5	5,5	5	4
Auditorios					
Oficinas públicas	7,5	10	7,5	8	6
Restaurantes de primera categoría					
Comercios de primera categoría					
Bancos					
Comercios de categoría media	9	10	7,5	8	6
Cafeterías					
Locales industriales	12,5	15	9	11	7,5

Fuente: (Carrier, 2012).

Tabla 10. Velocidades máximas recomendadas para sistemas de baja velocidad (FPM).

Aplicación	Factor de control de nivel de ruido (conductos principales)	Factor de control - Rozamiento en conducto			
		Conductos principales		Conductos derivados	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	600	1 000	800	600	600
Apartamentos	1 000	1 500	1 300	1 200	1 000
Dormitorios de hotel					
Dormitorios de hospital					
Oficinas particulares	1 200	2 000	1 500	1 600	1 200
Despachos de directores					
Bibliotecas					
Salas de cine y teatro	800	1 300	1 100	1 000	800
Auditorios					
Oficinas públicas	500	2 000	1 500	1 600	1 200
Restaurantes de primera categoría					
Comercios de primera categoría					
Bancos					
Comercios de categoría media	1 800	2 000	1 500	1 600	1 200
Cafeterías					
Locales industriales	2 500	3 000	1 800	2 200	1 500

Fuente: (Carrier, 2012).

Luego de determinar la velocidad inicial se procede a determinar el área requerida para suplir los requerimientos de flujo (Q) y de velocidad (V) en el ducto. Dicha área se determina mediante la ecuación:

$$A = \frac{Q}{V}$$

Ecuación 25. Área necesaria del ducto.

Fuente: (Carrier, 2012).

Una vez calculada el área, se determinan las dimensiones del ducto mediante los datos tabulados sobre áreas y medidas del ducto tanto en dimensiones rectangulares como circulares.

Una vez determinada la sección y las dimensiones del ducto, se procede a determinar la caída por rozamiento con la ayuda del nomograma de la Figura 15. El procedimiento siguiente dependerá del método de cálculo de ductos seleccionado.

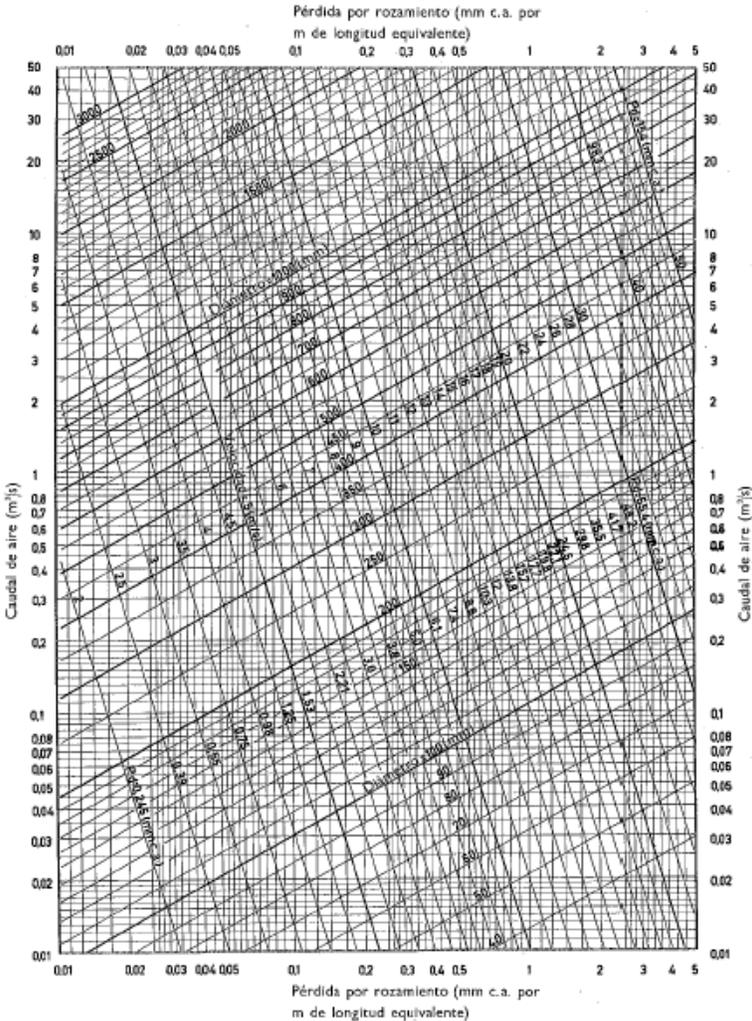


Figura 15. Pérdida por rozamiento en conducto redondo.

Fuente: (Carrier, 2012).

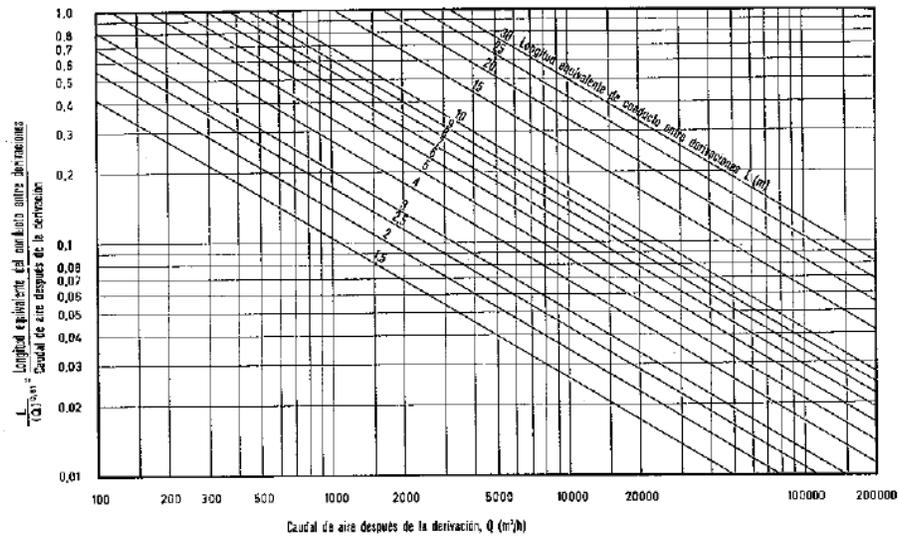


Figura 16. Relación L/Q.

Fuente: (Carrier, 2012).

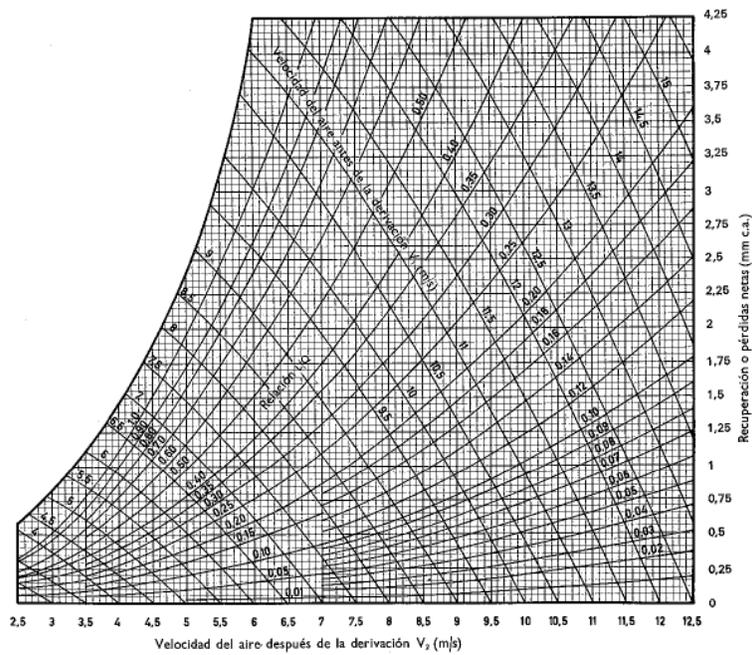


Figura 17. Recuperación estática en baja velocidad.

Fuente: (Carrier, 2012).

Para determinar las pérdidas de presión en accesorios se procede a utilizar los datos tabulados dependiendo del tipo de accesorio y conexiones de ductos. Así

mismo, se debe calcular la pérdida de presión en los dispositivos terminales de aire, como es el caso de los difusores. Dichas pérdidas se pueden calcular mediante el método de longitud equivalente, o bien, mediante el método de coeficiente de pérdidas utilizando la siguiente ecuación:

$$H_f = C \times H_v = C \times \left(\frac{V}{4\,000} \right)^2$$

Ecuación 26. Cálculo de pérdida de carga en

Fuente: (Pita, 2002).

Donde H_f es la pérdida total de presión a través de la conexión (in c.a.), C es el coeficiente de pérdidas, H_v es la presión de velocidad en la conexión (in c.a.) y V es la velocidad (ft/min).

4.14. Tuberías

Los materiales más utilizados en los sistemas de tubería son:

1. Acero - negro y galvanizado.
2. Hierro forjado - negro y galvanizado.
3. Cobre - blando y duro.

La Tabla 11 detalla los materiales recomendados en función de su uso.

Tabla 11. Materiales recomendados para os tubos y accesorios según las aplicaciones.

APLICACIONES		TUBO	ACCESORIOS
REFRIGERANTES R-12 R-22 R-500	Conducto de aspiración	Cobre duro- Presión de servicio 21 kg/cm ² **	Cobre o latón matizado o latón moldeado y estañado
		Acero de espesor normal Sin soldadura para diám. > 60,3	Acero maleable, roscado o soldado. Presión de trabajo 15 kg/cm ²
	Tubería o conducto de líquido	Cobre duro- Presión de servicio 21 kg/cm ² **	Cobre o latón matizado o latón moldeado y estañado
		Acero Espesor reforzado para diám. ≤ 48,3 Espesor normal para diám. > 48,3 Sin soldadura para diám. > 60,3	Acero maleable roscado o soldado. Presión de trabajo 30 kg/cm ²
	Conducto de gas caliente	Cobre duro- Presión de servicio 21 kg/cm ² **	Cobre o latón matizado o latón moldeado y estañado
		Acero de espesor normal Sin soldadura para diám. > 60,3	Acero maleable, roscado o soldado. Presión de trabajo 30 kg/cm ²
AGUA REFRIGERADA		Acero negro o galvanizado **	Acero negro, galvanizado, soldado o de fundición ***
		Cobre duro **	Latón moldeado-Cobre o latón matizado
AGUA SUPLEMENTARIA O DE CONDENSACIÓN		Acero galvanizado **	Acero negro, galvanizado, soldado o de fundición ***
		Cobre duro **	Latón moldeado-Cobre o latón matizado
LÍNEAS DE CONDENSADO O DRENAJE		Acero galvanizado **	Galvanizado para drenaje o vaciado-Acero maleable o de fundición
		Cobre duro **	Latón moldeado-Cobre o latón matizado
VAPOR Y CONDENSADO		Acero negro **	Acero soldado o de fundición ***
		Cobre duro **	Latón moldeado-Cobre o latón matizado
AGUA CALIENTE		Acero negro	Acero soldado o de fundición ***
		Cobre duro **	Latón moldeado-Cobre o latón matizado

* Se puede utilizar tubo recocido (presión de servicio 21 kg/cm²) para los diámetros inferiores o iguales a 7/8", salvo para los diámetros 1/4" y 3/8" para los cuales se tomará tubo recocido con una presión de servicio de 28 kg/cm².

** En general, el tubo de acero de espesor corriente y el tubo de cobre duro (presión de servicio 28 kg/cm²) son adecuados para las aplicaciones de acondicionamiento de aire. No obstante habrá que cerciorarse de que los espesores son suficientes teniendo en cuenta las temperaturas y presiones de funcionamiento previsible.

*** En general las uniones de fundición y acero para presiones 15 kg/cm² son adecuadas para las instalaciones de acondicionamiento de aire. No obstante habrá que cerciorarse de que los espesores son suficientes teniendo en cuenta las temperaturas y presiones de funcionamiento previsible.

Nota. En España consultar norma UNE 19 002 sobre presiones en las tuberías.

Fuente: (Carrier, 2012).

4.14.1. Tuberías de agua

De acuerdo con Carrier (2012), los sistemas de tubería de agua pueden clasificarse de la siguiente manera:

1. Circulación del agua.
 - a. Una sola vez: El agua pasa a través del aparato solamente una vez y es descargada.

- b. Agua recirculada: El agua no se descarga, sino que circula en un circuito repetidor desde el intercambiador de calor hasta el aparato de refrigeración, volviendo al intercambiador.
2. Tipo de sistema.
- a. Abierto: Es aquel que el agua circula por el interior de un depósito en comunicación con la atmósfera.
 - b. Cerrado: Es aquel en el que el caudal de agua no está expuesto en ningún punto a la atmósfera. Este sistema contiene normalmente un vaso de expansión.
3. Retorno.
- a. Tubería de retorno inverso: Recomendable en la mayoría de las instalaciones de sistema cerrado donde las unidades tienen la misma, o casi la misma, caída de presión a través de ellas. Su ventaja es que raras veces es necesario equilibrarlo (Figura 18).
 - b. Tubería de retorno directo: Necesaria en los sistemas abiertos, y recomendable en algunos sistemas cerrados donde las unidades requieren válvulas auxiliares y tienen diferentes caídas de presión. Siempre es un sistema desequilibrado y exige de válvulas auxiliares o bocas y elementos para medir la caída de presión al objeto de poder medir el caudal de agua (Figura 19).
 - c. Colector de retorno inverso, con tramos verticales de retorno directo.

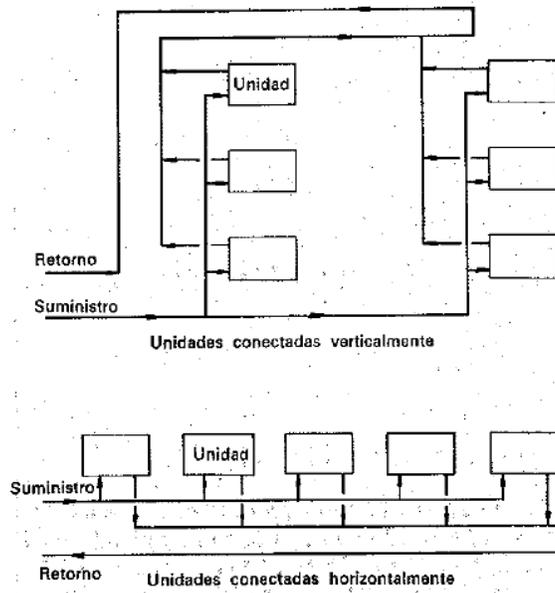


Figura 18. Sistema de tubería de agua con retorno inverso.

Fuente: (Carrier, 2012).

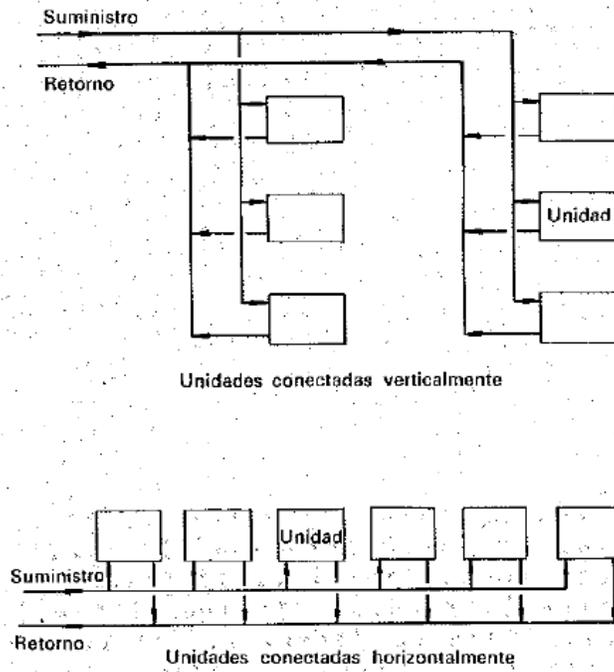


Figura 19. Sistema de tubería de agua con retorno directo.

Fuente: (Carrier, 2012).

4.14.2. Dimensionamiento de tuberías de agua

Una vez determinada la carga térmica, se debe calcular el caudal de agua que debe ser trasegado. El caudal es función de la ganancia (o pérdida en el caso de la calefacción) de calor del edificio y del cambio de temperatura del agua a medida que fluye a través del sistema de agua helada. Este cambio de temperatura es conocido comúnmente como ΔT y la selección de este parámetro dependerá de la aplicación. La Tabla 12 muestra valores de ΔT utilizados en el diseño. Estos valores sólo son típicos y comúnmente utilizados en la industria de HVAC. Para aplicaciones de HVAC específicas, el ΔT requerido puede estar fuera de los rangos de la tabla.

Tabla 12. Cambios de temperatura de diseño utilizados.

ΔT de diseño (°F)		
Sistemas de calefacción	Sistemas de enfriamiento	Torres de enfriamiento
20, 30 o 40	8, 10 o 12	10

Fuente: (Fluid Handling Inc).

Dicho caudal se determina mediante las siguientes ecuaciones:

$$GPM = \frac{\frac{Btu}{h}}{500 \times SG \times SH \times \Delta T}$$

Ecuación 27. Cálculo general del caudal en galones por minuto.

Fuente: (Fluid Handling Inc).

Donde SG es la gravedad específica del fluido (1 para el agua), SH es el calor específico del fluido (1 para el agua).

Para el caso del agua, la ecuación anterior se reduce de la siguiente manera:

$$GPM = \frac{\frac{Btu}{h}}{500 \times \Delta T}$$

Ecuación 28. Cálculo del caudal de agua en galones por minuto.

Fuente: (Fluid Handling Inc).

De la misma manera, se puede utilizar su equivalente partiendo del dato de toneladas de refrigeración, sabiendo que una tonelada de refrigeración equivale a 12 000 Btu/h.

$$GPM = 24 \times \frac{Ton}{\Delta T}$$

Ecuación 29. Variante de cálculo del caudal de agua en galones por minuto.

Fuente: (Fluid Handling Inc).

En cualquier tubo por el que circule agua, hay una pérdida de presión, la cual depende de los siguientes factores:

1. Velocidad del agua.
2. Diámetro del tubo.
3. Rugosidad de la superficie.
4. Longitud del tubo.

Pita (2002), señala el siguiente procedimiento basado en el método de igual fricción para el dimensionamiento de los sistemas de tubería de agua:

1. Preparar un esquema del sistema de tubería.
2. Calcular el flujo en cada sección del tubo sumando los flujos necesarios para cada unidad terminal, desde la última unidad hasta el cabezal de la bomba.

3. Elegir un valor de pérdidas por fricción desde el cabezal de la bomba basándose en los siguientes hechos:
 - a. La pérdida por fricción debe ser entre 1 y 5 ft de agua por cada 100 ft de tubo.
 - b. La velocidad en el cabezal no debe ser mayor de 4 a 6 ft/s en los sistemas mayores. La velocidad en los recintos ocupados no debe ser mayor de 4 ft/s, para evitar ruidos.
4. Seleccionar un diámetro de tubo para el cabezal de la bomba mediante las gráficas de pérdidas por fricción basado en los límites anteriores. Si hay más de una alternativa, elegir entre el diámetro menor y el mayor si los costos de operación son más críticos.
5. Continuar a lo largo del circuito que se eligió, seleccionando los diámetros de tubería de cada tramo de acuerdo con las siguientes guías:
 - a. Cuando el flujo se reduce de manera apreciable, seleccionar el diámetro de tubo inmediato inferior en la gráfica, para que la pérdida por fricción sea aproximadamente igual al valor escogido en la sección inicial (igual fricción).
 - b. No permitir que la velocidad descienda de 1,5 a 2 ft/s, para evitar el asentamiento de tierra o acumulación de aire en las tuberías.
6. Seleccionar los tamaños de tubo para los ramales de otros circuitos. Si un circuito no es demasiado corto, se usan las mismas tasas de pérdida por fricción. Para un circuito extremadamente corto, este procedimiento ocasionaría una caída total de presión mucho menor que la del circuito más largo, y originaría problemas en el balanceo del flujo. Por lo tanto, se seleccionan diámetros menores de tubo en estos ramales para crear mayores caídas de presión. Este problema no se presenta en un sistema del tipo de retorno inverso.
7. Verificar cuál circuito será el más largo, o tendrá la mayor longitud equivalente. Calcular la caída de presión en el circuito más largo.

Carrier (2012), da la siguiente orientación en relación de la práctica de tuberías:

1. Las válvulas de cierre se instalan en las tuberías de entrada y salida de los aparatos, siendo generalmente de compuerta.
2. En sistemas con juntas roscadas, soldadas con autógena o con estaño necesitan uniones que permitan el desmontaje para el mantenimiento o reposición.
3. Los filtros, termómetros y manómetros están situados normalmente entre los aparatos y las válvulas de compuerta utilizadas para cerrar el paso del agua.

Carrier (2012), sugiere las siguientes velocidades del agua en los sistemas de tubería de agua.

Tabla 13. Máxima velocidad aconsejable del agua para reducir la erosión al mínimo

Funcionamiento normal (h)	Velocidad del agua (m/s)	Velocidad del agua (ft/s)
1500	3,65	11,97
2000	3,5	11,48
3000	3,35	10,99
4000	3	9,84
6000	2,75	9,02
8000	2,45	8,04

Fuente: (Carrier, 2012).

Tabla 14. Velocidad recomendable del agua en ft/s.

Servicio o aplicación	Velocidad (ft/s)	
	Mínima	Máxima
Descarga de la bomba	8	12
Aspiración de la bomba	4	7
Línea o tubería de desagüe	4	7
Colector o tubería principal	4	15
Montante o tubo ascendente	3	10
Servicio general	5	10
Suministro de agua de ciudad	3	7

Fuente: (Carrier, 2012).

Tabla 15. Velocidad recomendable del agua en m/s.

Servicio o aplicación	Velocidad (ft/s)	
	Mínima	Máxima
Descarga de la bomba	2,44	3,66
Aspiración de la bomba	1,22	2,13
Línea o tubería de desagüe	1,22	2,13
Colector o tubería principal	1,22	4,57
Montante o tubo ascendente	0,91	3,05
Servicio general	1,52	3,05
Suministro de agua de ciudad	0,91	2,13

Fuente: (Carrier, 2012).

ASHRAE (2013) por su parte, indica las siguientes recomendaciones para el dimensionamiento de las tuberías de agua:

1. Limitar la velocidad del agua de 4 ft/s (1,2 m/s) para tubería de un diámetro de 2 in (50 mm) o menores.
2. Limitar la caída de presión a 4 ft/100 ft de tubería (400 Pa/m) para un diámetro mayor a 2 in (50 mm).
3. Otras pautas son con base en el tipo de servicio (Tabla 16), o bien, de acuerdo con la cantidad de horas de operación para minimizar la erosión y el ruido (Tabla 17).
4. La velocidad no debería exceder en cualquier caso los 15 ft/s (4,6 m/s).

5. El rango general para el diseño es de 1 a 4ft/100 ft de tubería (100 a 400 Pa/m).
6. En la ausencia de ventilación, el agua puede ser arrastrado en el agua a velocidades de flujo de 1,5 a 2 ft/s (0,5 a 0,6 ft/s) en tuberías de 2 in (50 mm) y menores. Se recomiendan velocidades mínimas de 2 ft/s (0,6 m/s).
7. Para tuberías de 2 in (50 mm) o mayores, se suele utilizar una pérdida de carga de 0,75 ft/100 ft de tubería (75 Pa/m).

Tabla 16. Velocidad del agua basada en el tipo de servicio.

Type of Service	Velocity, m/s	Reference
General service	1.2 to 3.0	a, b, c
City water	0.9 to 2.1	a, b
	0.6 to 1.5	c
Boiler feed	1.8 to 4.6	a, c
Pump suction and drain lines	1.2 to 2.1	a, b

^aCrane Co. (1976).

^bCarrier (1960).

^cGrinnell Company (1951).

Fuente: (ASHRAE, 2013).

Tabla 17. Velocidad máxima del agua para minimizar la erosión.

Normal Operation, h/yr	Water Velocity, m/s
1500	4.6
2000	4.4
3000	4.0
4000	3.7
6000	3.0

Source: Carrier (1960).

Fuente: (ASHRAE, 2013).

La Figura 20 muestra las pérdidas de presión en tubería de acero SCH 40, y la Figura 21 para el caso de tubería de plástico SCH 80 en agua a 60 °F (20 °C).

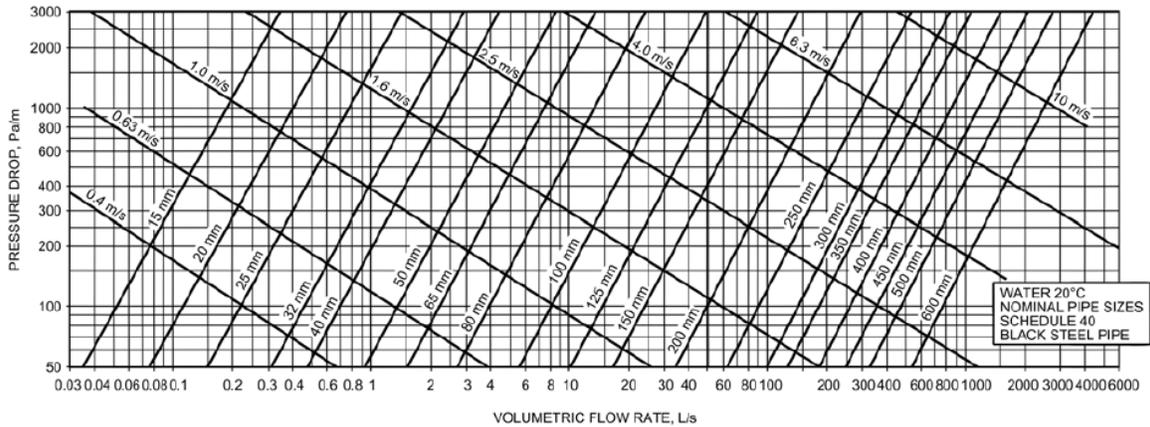


Figura 20. Pérdidas de presión para el agua en tubería de acero SCH 40.

Fuente: (ASHRAE, 2013).

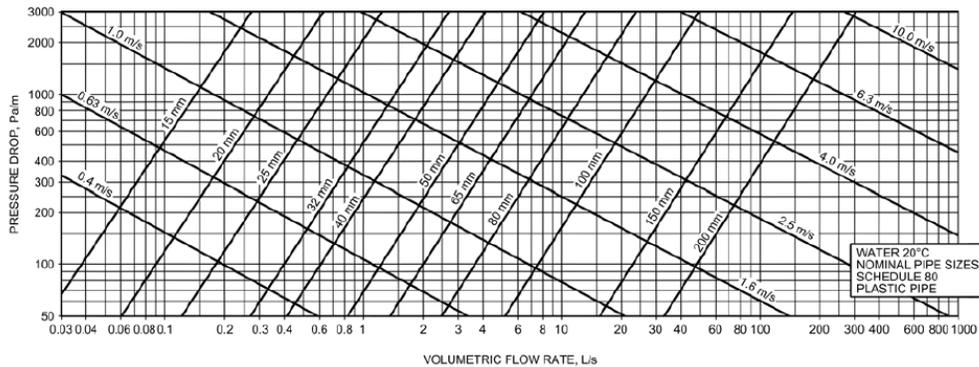


Figura 21. Pérdidas de presión para el agua en tubería de plástico SCH 80.

Fuente: (ASHRAE, 2013).

Para efectos de proyectar correctamente un sistema de tubería, no sólo se debe evaluar la pérdida por rozamiento en el tubo, sino también a pérdida a través de las válvulas, acoplamientos y demás elementos (Carrier, 2012).

Para efectos de determinar las caídas de presión en las válvulas y en los accesorios de la tubería, se puede hacer uso de los datos tabulados en la literatura, o bien, utilizar los datos proporcionados por el fabricante, en caso de que haya la facilidad de obtener dichos datos. La pérdida en los accesorios, como es el caso de los codos de 90° se suele presentar como un equivalente en tubería recta, tal y como se ve

en la Tabla 18. Para el caso de los otros accesorios, la caída de presión se puede presentar como un equivalente en codos de 90° (Tabla 19), o bien, la pérdidas de todos los tipos de accesorios pueden aparecer listadas en longitud equivalente de tubería, tal y como se muestra en la Tabla 20.

Tabla 18. Equivalente en metros de tubería para codos de 90°.

Velocity, m/s	Pipe Size, mm													
	15	20	25	32	40	50	65	90	100	125	150	200	250	300
0.33	0.4	0.5	0.7	0.9	1.1	1.4	1.6	2.0	2.6	3.2	3.7	4.7	5.7	6.8
0.67	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.5	1.8	2.3	2.9	3.6	4.2	5.3	6.3	7.6
1.00	0.5	0.6	0.8	1.1	1.3	1.6	1.9	2.5	3.1	3.8	4.5	5.6	6.8	8.0
1.33	0.5	0.6	0.8	1.1	1.3	1.7	2.0	2.5	3.2	4.0	4.6	5.8	7.1	8.4
1.67	0.5	0.7	0.9	1.2	1.4	1.8	2.1	2.6	3.4	4.1	4.8	6.0	7.4	8.8
2.00	0.5	0.7	0.9	1.2	1.4	1.8	2.2	2.7	3.5	4.3	5.0	6.2	7.6	9.0
2.35	0.5	0.7	0.9	1.2	1.5	1.9	2.2	2.8	3.6	4.4	5.1	6.4	7.8	9.2
2.67	0.5	0.7	0.9	1.3	1.5	1.9	2.3	2.8	3.6	4.5	5.2	6.5	8.0	9.4
3.00	0.5	0.7	0.9	1.3	1.5	1.9	2.3	2.9	3.7	4.5	5.3	6.7	8.1	9.6
3.33	0.5	0.8	0.9	1.3	1.5	1.9	2.4	3.0	3.8	4.6	5.4	6.8	8.2	9.8

Fuente: (ASHRAE, 2013).

Tabla 19. Equivalente en codos de 90° para el hierro y el cobre.

Fitting	Iron Pipe	Copper Tubing
Elbow, 90°	1.0	1.0
Elbow, 45°	0.7	0.7
Elbow, 90° long-radius	0.5	0.5
Elbow, welded, 90°	0.5	0.5
Reduced coupling	0.4	0.4
Open return bend	1.0	1.0
Angle radiator valve	2.0	3.0
Radiator or convector	3.0	4.0
Boiler or heater	3.0	4.0
Open gate valve	0.5	0.7
Open globe valve	12.0	17.0

Fuente: (ASHRAE, 2013).

Tabla 20. Pérdidas de carga en codos y “T” expresados en longitud equivalente de tubo (m). Uniones con extremos roscados, soldados, embridados o cónicos.

DIÁMETRO EXTERIOR		CODOS						T				
Acero	Cobre	Radio pequeño 90° *	Radio grande 90° **	Mécho Hembra 90° *	Radio pequeño 45° *	Macho Hembra 45° *	Radio pequeño 180° *	Cambio de dirección	PASO DIRECTO			
									Sin reducción	Reducción 1/4	Reducción 1/2	
17,2	1/2	0,42	0,27	0,70	0,21	0,33	0,70	0,82	0,27	0,36	0,42	
21,3	5/8	0,48	0,30	0,76	0,24	0,40	0,76	0,91	0,30	0,43	0,48	
26,9	7/8	0,61	0,42	0,98	0,27	0,49	0,98	1,2	0,42	0,58	0,61	
33,7	1 1/8	0,79	0,51	1,2	0,39	0,64	1,2	1,5	0,51	0,70	0,79	
42,4	1 3/8	1,0	0,70	1,7	0,51	0,91	1,7	2,1	0,70	0,95	1,0	
48,3	1 5/8	1,2	0,80	1,9	0,64	1,0	1,9	2,4	0,80	1,1	1,2	
60,3	2 1/8	1,5	1,0	2,5	0,79	1,4	2,5	3,0	1,0	1,4	1,5	
73	2 5/8	1,8	1,2	3,0	0,98	1,6	3,0	3,6	1,2	1,7	1,8	
88,9	3 1/8	2,3	1,5	3,6	1,2	2,0	3,6	4,6	1,5	2,1	2,3	
101,6	3 5/8	2,7	1,8	4,6	1,4	2,2	4,6	5,4	1,8	2,4	2,7	
114,3	4 1/8	3,0	2,0	5,1	1,6	2,6	5,1	6,4	2,0	2,7	3,0	
141,3	5 1/8	4,0	2,5	6,4	2,0	3,3	6,4	7,6	2,5	3,6	4,0	
168,3	6 1/8	4,9	3,0	7,6	2,4	4,0	7,6	9,1	3,0	4,2	4,8	
219,1	8 1/8	6,1	4,0	-	3,0	-	10,4	10,7	4,0	5,4	6,1	
273	-	7,7	4,9	-	4,0	-	12,8	15,2	4,9	7,0	7,6	
323,9	-	9,1	5,8	-	4,9	-	15,3	18,3	5,8	7,9	9,1	
355,6	-	10,4	7,0	-	5,4	-	16,8	20,7	7,0	9,1	10,4	
406,4	-	11,6	7,9	-	6,1	-	18,9	23,8	7,9	10,7	11,6	
457,2	-	12,8	8,8	-	7,0	-	21,4	26,0	8,8	12,2	12,8	
508	-	15,3	10,4	-	7,9	-	24,7	30,5	10,4	13,4	15,2	
609,6	-	18,3	12,2	-	9,1	-	28,8	35,0	12,2	15,2	18,3	

Fuente: (Carrier, 2012).

Para la determinación de la caída de presión de todo el sistema, se deben agregar las pérdidas de carga en los demás elementos de la tubería de agua helada, tales como manejadoras, enfriadora (chiller), entre otros. Estos datos se pueden obtener de las especificaciones técnicas de cada equipo suministradas por su respectivo fabricante.

La tubería de PVC se suele utilizar para efectos de facilidad de instalación y mantenimiento, así como por su costo. El procedimiento para su dimensionamiento es el mismo que para el caso de la tubería de acero, sin embargo, también se debe tomar en cuenta un término muy importante, el SDR. El SDR (Standard Dimensión Ratio), o relación que existe entre el diámetro nominal y el espesor de la tubería, se puede seleccionar de manera que se cumplan los siguientes criterios suministrados por el Ing. Alberto Garro Zavaleta (2015):

1. La presión de trabajo dentro de la tubería deber ser mayor a la presión de ariete en al menos 1 bar (Tabla 22).
2. Disponibilidad de diámetros (en el mercado costarricense).

3. Aplicaciones para los distintos SDR (por ejemplo, SDR 32,5 y 41 para aguas negras y pluviales)
4. Costo (entre menor SDR, mayor será el costo económico).

Tabla 21. Especificación de tubería de PVC.

Diam. Nominal		SDR	Diám. externo medio mm	Diám. interno medio mm	Espesor mínimo mm	Presión Trabajo		Presión Ruptura		Largo m
mm	Pulg.					bar	mH ₂ O	bar	mH ₂ O	
12	½	13.5	21.34	18.20	1.57	22.1	225	70.2	7.16	6
18	¾	17	26.67	23.53	1.57	17.6	180	56.2	57.3	6
25	1	17	33.40	29.48	1.96	17.6	180	56.2	57.3	6
31	1¼	17	42.16	37.18	2.49	17.6	180	56.2	57.3	6
38	1½	17	48.26	42.58	2.84	17.6	180	56.2	57.3	6
50	2	17	60.33	53.21	3.56	17.6	180	56.2	57.3	6
62	2½	17	73.03	64.45	4.29	17.6	180	56.2	57.3	6
75	3	17	88.90	78.44	5.23	17.6	180	56.2	57.3	6
100	4	17	114.30	100.84	6.73	17.6	180	56.2	57.3	6
150	6	17	168.28	148.46	9.91	17.6	180	56.2	57.3	6
200	8	17	219.08	193.28	12.90	17.6	180	56.2	57.3	6
25	1	26	33.40	30.36	1.52	11.2	114	35.1	35.8	6
31	1¼	26	42.16	38.90	1.83	11.2	114	35.1	35.8	6
38	1½	26	48.26	44.56	1.85	11.2	114	35.1	35.8	6
50	2	26	60.33	55.71	2.31	11.2	114	35.1	35.8	6
62	2½	26	73.03	67.45	2.79	11.2	114	35.1	35.8	6
75	3	26	88.90	82.04	3.43	11.2	114	35.1	35.8	6
100	4	26	114.30	105.52	4.39	11.2	114	35.1	35.8	6
150	6	26	168.28	155.32	6.48	11.2	114	35.1	35.8	6
200	8	26	219.08	202.22	8.43	11.2	114	35.1	35.8	6
250	10	26	273.05	252.07	10.49	11.2	114	35.1	35.8	6
300	12	26	323.85	298.95	12.45	11.2	114	35.1	35.8	6
38	1½	32.5	48.26	45.22	1.52	8.8	90	28.1	28.7	6
50	2	32.5	60.33	56.63	1.85	8.8	90	28.1	28.7	6
62	2½	32.5	73.03	68.55	2.24	8.8	90	28.1	28.7	6
75	3	32.5	88.90	83.42	2.74	8.8	90	28.1	28.7	6
100	4	32.5	114.30	107.28	3.51	8.8	90	28.1	28.7	6
150	6	32.5	168.28	157.92	5.18	8.8	90	28.1	28.7	6
200	8	32.5	219.08	205.62	6.73	8.8	90	28.1	28.7	6
250	10	32.5	273.05	256.23	8.41	8.8	90	28.1	28.7	6
300	12	32.5	323.85	303.93	9.96	8.8	90	28.1	28.7	6
38	1½	41	48.26	45.88	1.19	7.0	71	22.1	22.5	6
75	3	41	88.90	84.58	2.16	7.0	71	22.1	22.5	6
100	4	41	114.30	108.72	2.79	7.0	71	22.1	22.5	6
150	6	41	168.28	160.08	4.10	7.0	71	22.1	22.5	6
200	8	41	219.08	208.42	5.33	7.0	71	22.1	22.5	6
250	10	41	273.05	259.75	6.65	7.0	71	22.1	22.5	6
300	12	41	323.85	308.05	7.90	7.0	71	22.1	22.5	6

Fuente: (Garro Zavaleta, 2015).

Tabla 22. SDR de tubería a utilizar.

1 m/s	SDR	Pariete (bar)	P _{trabajo} (bar)	2,0 m/s	SDR	Pariete (bar)	P _{trabajo} (bar)
	13,5	4,51	22,1		13,5	9,02	22,1
17	4,02	17,6	17	8,04	17,6		
26	3,22	11,2	26	6,44	11,2		
32,5	2,89	8,8	32,5	5,78	8,8		
41	2,57	7	41	5,14	7		

2,5 m/s	SDR	Pariete (bar)	P _{trabajo} (bar)	3,0 m/s	SDR	Pariete (bar)	P _{trabajo} (bar)
	13,5	11,28	22,1		13,5	13,53	22,1
17	10,05	17,6	17	12,06	17,6		
26	8,05	11,2	26	9,66	11,2		
32,5	7,23	8,8	32,5	8,67	8,8		
41	6,43	7	41	7,71	7		

Fuente: (Garro Zavaleta, 2015).

5. Metodología

La metodología por seguir en el proyecto se dividirá en 8 fases, las cuales se muestran en la Figura 22.

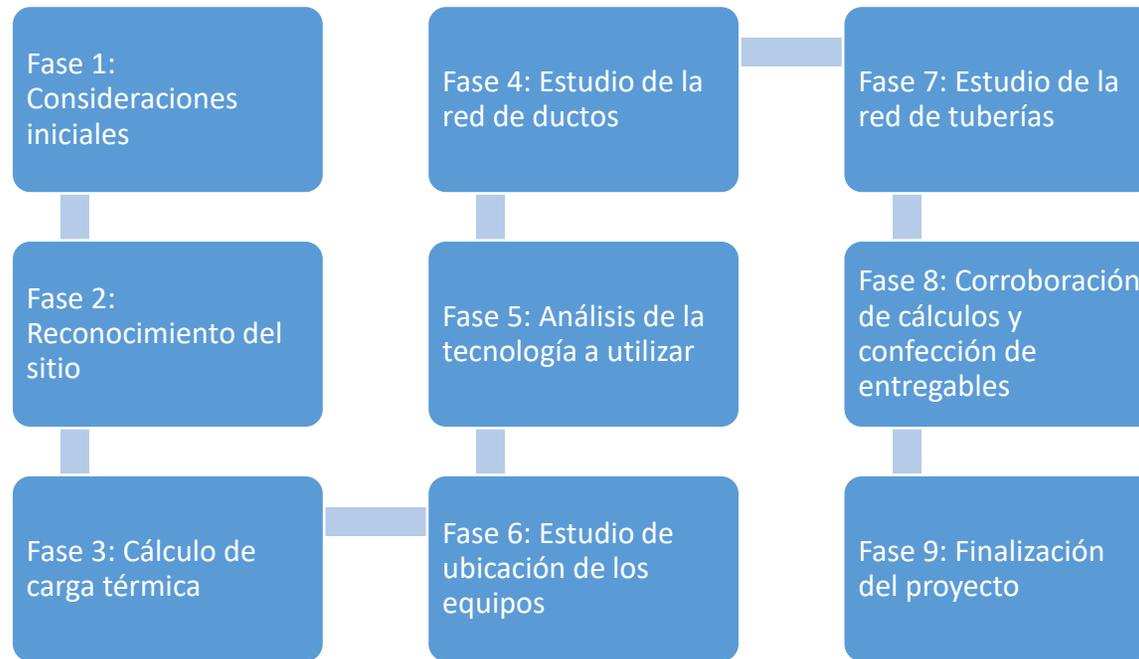


Figura 22. Fases del proyecto.

Fuente: Elaboración propia en Microsoft Office Word 2016.

Fase 1: Consideraciones iniciales

Finalidad

1. Estudiar las normas que intervienen en el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire, así como las leyes, normativas y reglamentos vigentes del país que dictan pautas para regular el diseño.
2. Realizar un primer acercamiento con los posibles proveedores que puedan cooperar en el estudio financiero del proyecto.

Actividades:

1. Estudio de normativa y los criterios de diseño de ASHRAE.
2. Estudio de marco legal del país en cuanto al diseño de sistemas de acondicionamiento de aire.
3. Contacto de posibles proveedores.

Fase 2: Reconocimiento del sitio

Finalidad

1. Realizar un reconocimiento profundo de la arquitectura del auditorio.
2. Estudiar el sistema de acondicionamiento de aire actualmente instalado.
3. Realizar toma de datos de las condiciones arquitectónicas del auditorio y su entorno.

Actividades

1. Estudio de planos arquitectónicos.
2. Estudio de planos *As-Built* del sistema instalado.
3. Toma de notas de área, materiales, formas, espacios, entorno.

Fase 3: Cálculo de carga térmica

Finalidad

1. Realizar cálculo de carga térmica de manera que se cuantifique la cantidad de energía requerida para la garantía de las condiciones de confort térmico del mismo.

Actividades

1. Análisis de la cubierta y las paredes del recinto.
2. Análisis las fuentes generadoras de carga térmica.
3. Estudio del comportamiento del clima en la zona.
4. Análisis psicrométrico.
5. Determinación de indicador de carga por unidad de área.

Fase 4: Estudio de ubicación de los equipos

Finalidad

1. Estudiar la ubicación de los equipos de acuerdo con las condiciones arquitectónicas del auditorio.

Actividades

1. Estudio del espacio comprendido en el cielorraso y el cuarto de máquinas.
2. Análisis de las distancias máximas y la distancia óptima.
3. Estudio de la alimentación eléctrica.
4. Contemplar de espacio para inspección y mantenimiento.

Fase 5: Estudio de la red de tuberías

Finalidad

1. Diseñar la red de tuberías del sistema de acondicionamiento de aire.

Actividades

1. Trazo de diagrama unifilar.
2. Contemplar pasantes, cambios de dirección y soportes.
3. Contemplar espacio para inspección y mantenimiento.
4. Cálculo de tuberías.

Fase 6: Estudio de la red de ductos de aire

Finalidad

1. Diseñar la red de ductos del sistema de acondicionamiento de aire.

Actividades

1. Contemplar pasantes, vigas, estructuras, registros.
2. Analizar los elementos de soporte.
3. Contemplar espacio para inspección y mantenimiento.
4. Cálculo de ductos de aire.

Fase 7: Análisis de la tecnología a utilizar

Finalidad

1. Analizar la tecnología óptima a utilizar en el diseño del sistema de acondicionamiento de aire.

Actividades

1. Consulta sobre equipos a proveedores.
2. Selección del equipo óptimo para el sistema.
3. Contemplar eficiencia energética.
4. Contemplar leyes y reglamentos para la conservación del ambiente.

Fase 8: Corroboración de cálculos y realización de entregables

Finalidad

1. Corroboración mediante *software* industrial para reforzar los cálculos realizados.
2. Realización de los entregables del proyecto.

Actividades

1. Corroborar cálculos mediante software industrial.
2. Especificaciones técnicas.
3. Análisis presupuestario.
4. Diseño de los planos constructivos.

Fase 9: Desarrollo del trabajo escrito

Finalidad

1. Redactar el informe del proyecto

Actividades

1. Redacción de informe del proyecto.

6. Alcance

El alcance del proyecto consta de las siguientes consideraciones.

- Diseño del sistema de acondicionamiento de aire para el Auditorio Judicial Miguel Blanco Quirós.
- Selección de los equipos necesarios para suplir los requerimientos de aire.
- Como entregables se requieren:
 - Juego de planos constructivos
 - Especificaciones técnicas del sistema de acondicionamiento de aire
 - Realización de estudio financiero de manera que se cuantifique el presupuesto requerido para el sistema de acondicionamiento de aire.
 - Comparación del sistema actual con el sistema propuesto para cuantificar los beneficios de la implementación del proyecto a desarrollar.
- Gestión para buscar una simulación o una corroboración con *software* de tipo industrial para reforzar el cálculo ingenieril del sistema.

El proyecto se desarrollará regido por la normativa y los criterios de diseño de la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE, por sus siglas en inglés), así como las normas y leyes vigentes del país que involucre el diseño.

7. Limitaciones

A continuación, se enumeran las limitaciones detectadas en la realización del proyecto:

1. Inexperiencia en diseño de sistemas de acondicionamiento de aire acondicionado.
2. La necesidad de contar con manuales, normas y demás criterios de diseño.
3. Diseño regido por leyes y reglamentos del país.
4. Se utilizarán así mismo como base del diseño, los insumos del curso de Aire Acondicionado, consultas a profesores de la Escuela de Ingeniería Electromecánica del Tecnológico de Costa Rica, consultas al personal de la Sección de Mantenimiento y Construcción del Poder Judicial.
5. Se podría requerir de equipos de medición, cuya disponibilidad se debe prever.
6. Las condiciones climatológicas podrían ser un inconveniente para la toma de datos en el exterior del auditorio donde se encuentra la casa de máquinas del sistema de acondicionamiento de aire actual.
7. La arquitectura, antigüedad y estado actual de la edificación del Auditorio Judicial Miguel Blanco Quirós condicionan el diseño del sistema que se pretende desarrollar, siendo de esta manera inadmisibles, los procedimientos invasivos, que puedan originarse producto de una distribución de la red de tuberías y ductos y que los mismos puedan comprometer la infraestructura del lugar.
8. El Auditorio Judicial Miguel Blanco Quirós ya cuenta con un sistema de acondicionamiento de aire cuyas trayectorias de tuberías y ductos están claramente definidos, lo cual puede condicionar el diseño en cuanto a las rutas que se puedan optar para la disposición de las tuberías y ductos del diseño.

9. El Auditorio Judicial Miguel Blanco Quirós es un lugar cuyo uso es frecuente, por lo que su acceso para la toma de datos podría ser restringido en ocasiones. De esta manera se deben programar las visitas que se crean necesarias para la obtención de datos.

8. Desarrollo del proyecto

8.1. Reconocimiento

8.1.1. Ubicación

El Auditorio Judicial se encuentra dentro de las instalaciones del Poder Judicial (Figura 23) y lleva el nombre del ex presidente de la Corte Suprema de Justicia, Lic. Miguel Blanco Quirós. Se encuentra en el Barrio González Lahmann del cantón central de la provincia San José.

El área del Auditorio Judicial de 437,75 m² ocupa dos pisos, planta baja y sótano (Figura 24). Al norte lo circundan una soda (planta baja) y las oficinas de la Sección de Mantenimiento y Construcción (sótano), al sur lo circunda un pasillo de salida del edificio (planta baja) (Figura 25) y un comedor y el taller de carpintería (sótano). En el este lo circunda un pasillo (Figura 26) y en el oeste se encuentran los Tribunales de Justicia (Figura 27). El techo es plano y de concreto (Figura 28) y sobre él se encuentra la Plaza de la Justicia, la cual alberga el conjunto escultórico más alto, ancho y largo de Costa Rica y se considera uno de los espacios urbanos de mayor simbolismo de identidad nacional (Figura 29).



Figura 23. Ubicación del Auditorio Judicial.

Fuente: Google Maps (2017). Agosto de 2017.

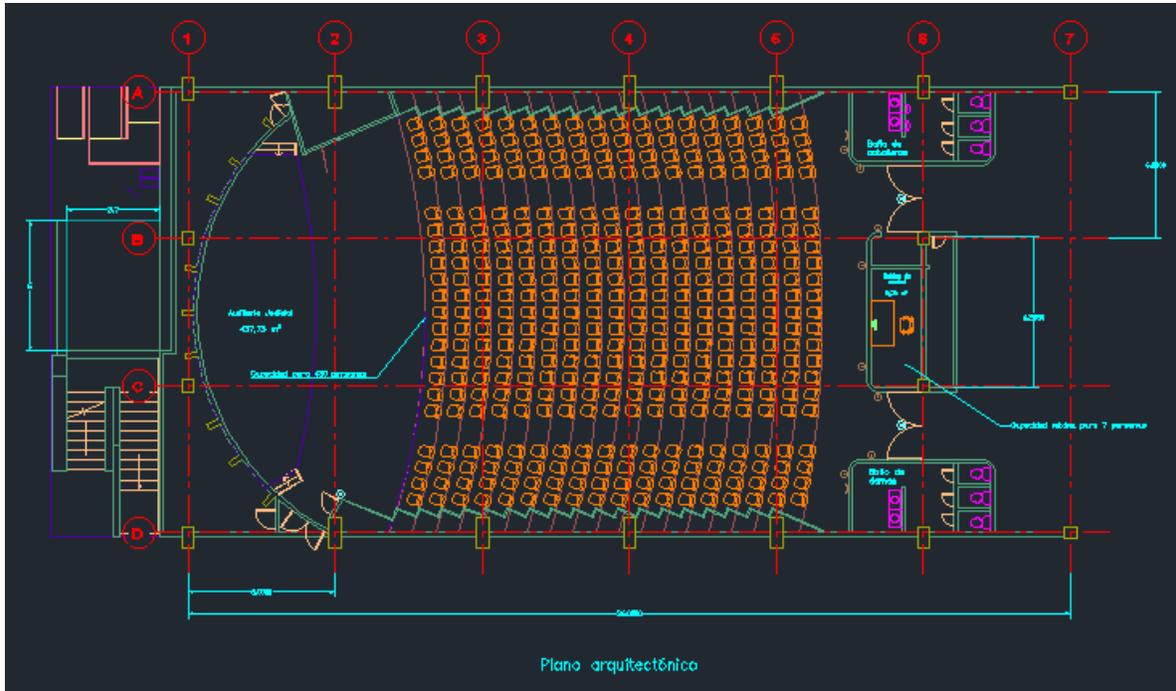


Figura 24. Planos arquitectónicos del auditorio.

Fuente: Elaboración propia. Autodesk Revit 2017.



Figura 25. Pasillo de salida de la edificación a lado sur.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 26. Pasillo al lado este.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 27. Tribunales de Justicia al lado oeste.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 28. Techo de la estructura.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 29. Plaza de la Justicia.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

8.1.2. Detalles interiores

Al entrar al auditorio se aprecia una arquitectura que denota una construcción con considerable antigüedad, tomando en cuenta que el conjunto de edificios del Primer Circuito Judicial se empezó a construir en 1961. El auditorio posee paredes (norte y sur) (Figura 30 y Figura 31) y cielorraso de madera de Cristóbal (Figura 32), concreto (este y oeste) (Figura 33 y Figura 34).



Figura 30. Pared norte.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 31. Pared sur.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 32. Cielorraso del auditorio.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 33. Pared este.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 34. Pared oeste.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

El auditorio posee dos entradas principales en el pared este, compuestas de puertas de vidrio (Figura 35) con marco de aluminio en las cuales se pueden apreciar ciertas aberturas donde se pueden presentar infiltraciones del aire (Figura 36). En la misma pared este en el interior del auditorio se colinda con los baños para damas y caballeros (Figura 37 y Figura 38) en las dos esquinas y en el centro se tiene la cabina de control de iluminación y sonido (Figura 39), tanto de iluminación del auditorio como del sistema de sonido del mismo. Dicha cabina posee paredes de concreto y cielorraso suspendido, colinda al norte, este y oeste con el auditorio, y al este con un pasillo. La Figura 40 muestra el interior de la cabina de control.



Figura 35. Entrada principal del auditorio.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 36. Aberturas en la entrada principal del auditorio.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 37. Baño de damas.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 38. Baño de caballeros.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

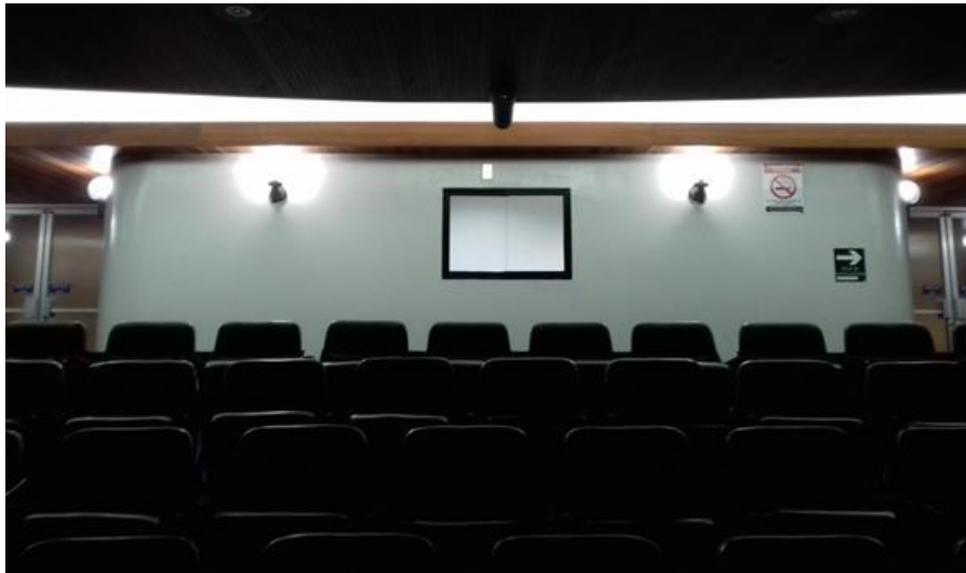


Figura 39. Exterior de la cabina de control.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 40. Interior de la cabina de control.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

Al oeste por su parte, se tienen dos puertas en las que se tiene acceso a la zona detrás del escenario (Figura 41), espacio que se utiliza para poder acceder al sistema de tuberías (Figura 42), sistema eléctrico y el espacio sobre el cielorraso donde se encuentran dos manejadoras de aire (Figura 43). Así mismo, una de las puertas da a la zona de servicios sanitarios, vestidores y bodega (Figura 44). Las puertas de igual manera están fabricadas con madera de Cristóbal.



Figura 41. Zona detrás del escenario.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 42. Sistema de tuberías que se ubica detrás del escenario.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 43. Manejadora de aire ubicada sobre el escenario dentro del cielorraso.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 44. Área de vestidores y baños.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

En las paredes norte y sur se tienen las paredes compuestas de madera de Cristóbal y están dispuestas en un patrón de *zig-zag* (Figura 46), donde en las caras más estrechas la madera se encuentra dispuesta en forma de rejas con aberturas únicamente cubiertas por una malla, espacios en los que se pueden presentar infiltraciones de aire (Figura 45). En cada pared se tienen pequeñas puertas para poder acceder a las manejadoras de aire (dos en cada lado) del sistema de acondicionamiento de aire actual (Figura 46Figura 47).



Figura 45. Abertura en pared de madera.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 46. Patrón de las paredes de madera del auditorio y puerta de acceso a la manejadora.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

El cielorraso del auditorio fabricado con madera de Cristóbal tiene un patrón que sigue los niveles de las butacas, esto es, en cascada y con aberturas que contienen iluminación indirecta (Figura 47). En cada progresión se tienen aberturas de 20 centímetros por 20 centímetros, espacios que de igual manera pueden admitir infiltraciones de aire (Figura 48).



Figura 47. Patrón del cielo raso con luz indirecta.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

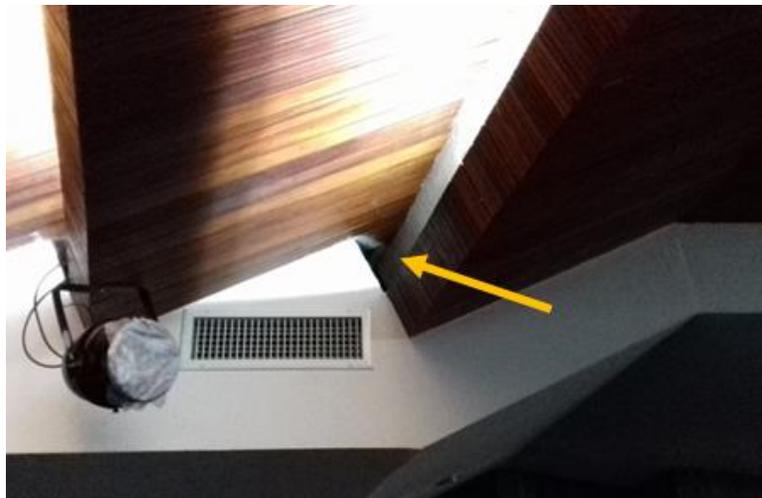


Figura 48. Abertura en el cielorraso.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

8.1.3. Sistema actual de acondicionamiento de aire

El sistema de acondicionamiento de aire con el que cuenta el auditorio actualmente consta de un sistema tipo *chiller* enfriado por aire del fabricante YORK, modelo W1LC530A25A, con dos sistemas cargados de fábrica con refrigerante R-22 y siete ventiladores (Figura 49).



Figura 49. Datos de placa del *chiller* actualmente instalado.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

El sistema además cuenta con 8 manejadoras de aire ubicadas en los espacios disponibles entre la estructura del edificio y el auditorio, esto es, unidades manejadoras U-1 y U-2 en el oeste justo encima del escenario en el espacio entre el cielo raso y el techo plano de concreto (Figura 50 y Figura 51). Las unidades U-3 y U-4 se encuentran en el sur detrás de la pared de madera (Figura 52 y Figura 53), las unidades U-5 y U-6 en el norte detrás de la pared de madera (Figura 54 y Figura 55) y por último, las unidades U-7 y U-8 al este justo encima de la cabina de control de iluminación y sonido (Figura 56 y Figura 57).



Figura 50. Ubicación de la manejadora U-1.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 51. Ubicación de la manejadora U-2.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 52. Ubicación de la manejadora U-3.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 53. Ubicación de la manejadora U-4.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 54. Ubicación de la manejadora U-5.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 55. Ubicación de la manejadora U-6.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 56. Ubicación de la manejadora U-7.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 57. Ubicación de la manejadora U-8.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

La Tabla 23 resume las especificaciones de las unidades manejadoras con las que cuenta el sistema.

Tabla 23. Especificaciones de las unidades manejadoras actuales.

N°	Aire				Capacidad		Agua			Motor		Referencia
	Total	Exterior	P.E. Ext.	T. Entrada BS/BH	Total	Sensible	T.E.	Caudal	A.P.	HP	V/f/f	YORK
	m ³ /h	m ³ /h	mm (aprox.)	°C / °C	Kcal/h	Kcal/h	°C	L/s	m			
U-1	5 100	-	3	24/19,5	22 500	18 000	7,22	1,14	-	1 1/2	208/1/60	YAH 090
U-2	5 100	-	3	24/19,5	22 500	18 000	7,22	1,14	-	1 1/2	208/1/60	YAH 090
U-3	3 400	-	3	24/19,5	15 000	12 000	7,22	0,75	-	1 1/2	208/1/60	YAH 090
U-4	3 400	-	3	24/19,5	15 000	12 000	7,22	0,75	-	1 1/2	208/1/60	YAH 090
U-5	3 400	-	3	24/19,5	15 000	12 000	7,22	0,75	-	1 1/2	208/1/60	YAH 090
U-6	3 400	-	3	24/19,5	15 000	12 000	7,22	0,75	-	1 1/2	208/1/60	YAH 090
U-7	2 040	2 040	4	26/-	9 000	4 500	7,22	0,45	-	1/2	208/1/60	RMB 1200
U-8	2 040	2 040	4	26/-	9 000	4 500	7,22	0,45	-	1/2	208/1/60	RMB 1200

Fuente: Especificaciones de sistema de acondicionamiento de aire actual del auditorio. Ing. Guy Vincenti Salaza

8.1.4. Condiciones ambientales de la zona

El auditorio, como se mencionó anteriormente, se encuentra dentro de las instalaciones del Primer Circuito Judicial en el cantón central de la provincia de San José, zona que según los datos del Instituto Meteorológico Nacional en los últimos 20 años ha experimentado temperaturas promedio entre los 16,4 °C y 26,3 °C (Tabla 26), no obstante las condiciones climáticas de la zona para el año 2016 presenta una temperatura promedio de 26,7 °C (Tabla 25), por lo tanto, se utilizará esta temperatura como la temperatura exterior de diseño.

Tabla 24. Estación automática de la cual se obtuvo los datos.

Estación	Estación Meteorológica IMN, Aranjuez
Cantón	San José
Latitud	09°56'11" N
Longitud	84°04'11" O
Altitud	1 172 msnm

Fuente: Instituto Meteorológico Nacional (2017).

Tabla 25. Temperaturas promedio mensuales del año 2016.

Mes	Temperatura media (°C)	
	Mínima	Máxima
Enero	16,8	24,4
Febrero	16,8	23,6
Marzo	17,9	25,8
Abril	18,3	26,7
Mayo	18,8	26,7
Junio	18,1	26,1
Julio	18,1	24,8
Agosto	18,2	26,3
Septiembre	17,9	25,8
Octubre	17,7	25,9
Noviembre	17,4	24,4
Diciembre	17,2	23,6

Fuente: Instituto Meteorológico Nacional (2017).

Tabla 26. Condiciones climáticas de la zona.

ESTACION : 84 141 IMN, ARANJUEZ			Latitud: 09 ° 56 ' N Longitud: 84 ° 04 ' O Altitud. 1181 m.s.n.m														
Elementos	Periodos		Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Oct.	Nov.	Dic.	Prom.	Total	
LLUVIA	1996	2016	9.9	11.9	10.6	47.5	229.0	238.7	173.5	206.5	309.1	297.9	143.8	35.2	142.8	1713.7	
TEM.MAX.	1996	2016	22.9	23.4	24.5	25.5	26.1	26.2	25.3	25.8	26.3	25.5	24.1	23.2	24.9		
TEM.MIN.	1996	2016	16.4	16.4	16.8	17.5	18.1	18.1	18.0	17.9	17.6	17.6	17.3	16.9	17.4		
TEM.MED.	1996	2016	19.6	19.9	20.6	21.5	22.1	22.1	21.6	21.9	22.0	21.5	20.7	20.1	21.1		
HUMEDAD	1996	2016	74.4	73.2	72.2	72.6	77.9	79.1	77.5	77.9	79.9	81.3	79.3	76.2	76.8		
VIENTO VEL.	1996	2016	13.7	13.5	13.3	11.9	8.8	7.7	9.0	8.2	6.8	6.9	9.4	12.0	10.1		
RADIACION	1996	2016	12.7	14.6	16.9	17.0	13.3	11.2	11.5	12.3	12.4	11.3	9.7	10.8	12.8		
PRESION	1998	2017	882.5	882.5	882.3	882.1	882.1	882.2	882.4	882.2	882.3	882.0	881.8	882.2	882.2		
VIENTO DIR. PREDOMINANTE			3	2	3	2	3	3	3	3	3	3	3	3			Total
Promedio días con lluvia >= 0.1 mm.			4	3	3	8	20	21	20	22	23	25	18	8	177		

Fuente: Instituto Meteorológico Nacional (2017).

La edificación donde se encuentra el auditorio posee paredes de concreto pesado, puesto que se tienen cuatro pisos y un sótano. La fachada se encuentra cubierta principalmente de mármol travertino con espesor de 2 cm, material formado por depósitos de carbonato de calcio y que se utiliza con frecuencia como piedra ornamental en construcción y concreto con una capa de pintura en secciones menores.

La exposición que tiene el auditorio al ambiente externo es prácticamente escasa a excepción del techo que a su vez es parte de la Plaza de la Justicia, debido a que tres de sus paredes (norte, sur y este) se encuentran contenidas dentro de la estructura del edificio, existiendo espacios entre sus paredes y el edificio mismo, además de que las zonas adyacentes a estas paredes se encuentran dentro de la misma edificación evitando aún más la exposición al ambiente externo. La pared que se encuentra lo más cercano a la exposición del ambiente externo, es la pared oeste, no obstante, hay un espacio entre la pared del auditorio (122 centímetros) y de la estructura del edificio (Figura 58), no deja de ser considerable el efecto que puede tener el soleamiento en esta zona. Sin embargo, detrás de dicha pared se evidencia un efecto de sombra producido por unas escaleras que permiten el acceso tanto al piso 2 de la edificación como a la Plaza de la Justicia. Así mismo, se tiene el cuarto de máquinas del sistema de acondicionamiento de aire actual cuyo cerramiento enmallado le provee cierta sombra (Figura 59).



Figura 58. Distancia entre la pared norte y la estructura de la edificación.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 59. Casa de máquinas del sistema actual.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

Se realizó seguimiento de la exposición solar que tiene la cara oeste de la edificación en donde se evidenció que la hora en la que se da mayor exposición solar se da entre las 14:00 y las 15:00 horas, esto para el período del año en que se realizó la toma de datos (agosto). La zona más crítica es una pared (Figura 60) que se encuentra entre dos salientes de concreto de cm de espesor más baldosas de mármol travertino de 2 cm de espesor. Dicha pared del lado interno está en dirección del cielorraso a una distancia de aproximadamente tres metros y medio de la esquina noroeste del auditorio. Después de las 15:00 es notorio el efecto de sombra que tiene la edificación de los Tribunales de Justicia.



Figura 60. Sección entre salientes. Pared oeste de la edificación.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

Las siguientes figuras muestran el transcurrir de la exposición del sol sobre la cara oeste del edificio en un período comprendido entre las 14:00 y las 15:00 horas.



Figura 61. Exposición solar en la pared oeste de la edificación (14:10 horas).

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 62. Exposición solar en la pared oeste de la edificación (14:20 horas).

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 63. Exposición solar en la pared oeste de la edificación (14:30 horas).

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 64. Exposición solar en la pared oeste de la edificación (14:40 horas).

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 65. Exposición solar en la pared oeste de la edificación (14:50 horas).

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 66. Exposición solar en la pared oeste de la edificación (15:00 horas).

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

De igual manera se midió con la ayuda de un termómetro infrarrojo Fluke® 568 (Figura 67).



Figura 67. Termómetro infrarrojo Fluke® 568.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

Los datos recopilados se muestran en la Tabla 27.

Tabla 27. Temperaturas registradas en las paredes del auditorio y edificación.

Temperaturas (°C)												
Hora	Pared oeste del auditorio (arco)		Pared Externa (frente a los Tribunales de Justicia)						Pared sur (pasillo de salida)	Pared este (pasillo)	Techo plano	
	Interior	Exterior	Interior	Sección entre salientes	Saliente superior	Detrás de escalera derecha	Saliente inferior	Detrás de escalera izquierda			Plaza	Pasillo techado
09:30	24,1	23,7	23,6	23,6	23,9	23,6	23,2	22,9	24,2	24,7	40,3	25,9
10:30	24,1	23,6	23,7	23,8	24,7	23,7	23,4	22,6	24,5	25,1	34,7	25,5
11:30	24,3	23,7	23,5	23,3	23,6	23,4	23,1	22,7	24,5	25,2	32,1	25,6
Medio día												
13:00	24,2	23,7	23,8	24,0	25,1	23,9	23,8	22,9	24,6	25,1	30,6	26,4
14:00	24,2	23,8	23,7	27,8	30,6	24,0	24,9	25,7	24,5	25,3	33,2	26,6
14:15	24,1	23,7	23,7	29,4	31,8	23,9	25,2	25,7	24,5	25,2	33,6	26,7
14:30	24,1	23,7	23,7	28,0	27,9	24,4	24,1	23,6	24,5	25,2	34,1	27,1

Promedio (°C)	24,2	23,7	23,7
Promedio (°F)	75,5	74,7	74,6

Fuente: Elaboración propia. Mediciones realizadas en el sitio.

En la Tabla 27 se aprecia que las temperaturas en las paredes en la parte externa del auditorio (Figura 68, Punto 1) y la parte interna de la edificación (Figura 68, Punto 2) permanecen ligeramente constantes en un período comprendido entre las 9:30 y las 14:30. Esto puede deberse al efecto de sombra que le proporcionan la casa de máquinas, las escaleras tanto izquierda como derecha, el espesor de la pared de la estructura misma, así como la sombra que le proporciona la edificación de los Tribunales de Justicia (Figura 71).

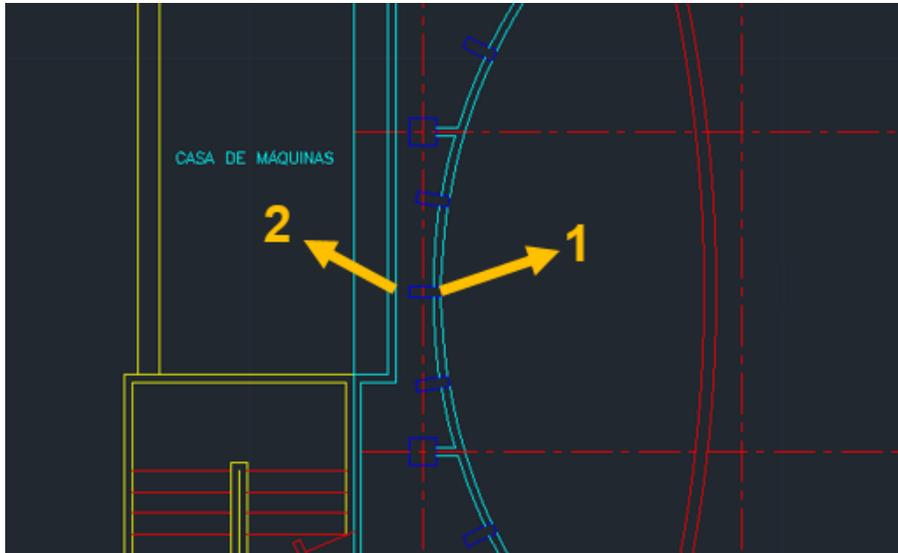


Figura 68. Puntos de medición de temperatura.

Fuente: Planos arquitectónicos. Departamento de Servicios Generales.



Figura 69. Medición de la temperatura de los puntos 1 (izquierda) y 2 (derecha) de la Figura 68.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 70. Medición de la temperatura en el interior del auditorio. Pared oeste.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Figura 71. Efecto de sombra que provee los Tribunales de Justicia.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

De lo anterior se tiene que el efecto del sol sobre el interior del auditorio es despreciable, y que las condiciones de temperatura de los espacios no acondicionados adyacentes permanecen casi constantes. De esta manera, se asumirá una temperatura de los espacios no acondicionados de 25 °C para efectos de calcular la carga térmica a través de la estructura interna.

8.2. Toma de datos

8.2.1. Áreas y materiales

Se procedió a tomar los datos de distancias en cada una de las paredes internas del auditorio y el detalle de su respectivo material. En la Tabla 28 se detalla la información al respecto.

Tabla 28. Dimensiones de las paredes del auditorio.

Pared norte			
Sección	Área total (m ²)	Observaciones	U (BTU/h-ft ² -°F)
Madera	98,63	Cristóbal con espesor de 12 mm y acabado de barniz.	0,22
Ventanas de vidrio	4,68	Vidrio de 3 mm de espesor de visión unilateral	0,73
Concreto	1,59	Espesor de 18 cm y acabado de pintura.	0,49
Pared sur			
Sección	Área total (m ²)	Observaciones	U (BTU/h-ft ² -°F)
Madera	100,73	Cristóbal con espesor de 12 mm y acabado de barniz.	0,22
Concreto	1,57	Espesor de 18 cm y acabado de pintura.	0,49
Pared este			
Sección	Área total (m ²)	Observaciones	U (BTU/h-ft ² -°F)
Madera	3,74	Puertas de Cristóbal con espesor de 35 mm y acabado de barniz.	0,61
Concreto	25,04	Espesor de 18 cm, pintura en el interior del auditorio y azulejo dentro del baño.	0,49
Puertas de vidrio	11,99	Espesor de 8 mm, liso por una cara y rugoso en la otra.	0,73
Vidrio de ventanas	0,56	Espesor de 6 mm y liso.	0,73
Pared oeste			
Sección	Área total (m ²)	Observaciones	U (BTU/h-ft ² -°F)
Madera	2,86	Puerta de Cristóbal con espesor de 46 mm y acabado de barniz.	0,61
Concreto	51,28	Espesor de 24 cm y acabado de pintura en el interior y expuesto en el exterior.	0,49

Fuente: Elaboración propia. Mediciones realizadas en el sitio.

Mediante el uso del programa Autodesk AutoCAD 2018 se estimó el área y el volumen del auditorio y de la cabina de control mediante un modelado en tres dimensiones (3D). Esto debido a la geometría irregular que los mismos presentan, lo cual hacía difícil estimar dichos parámetros mediante los métodos convencionales.

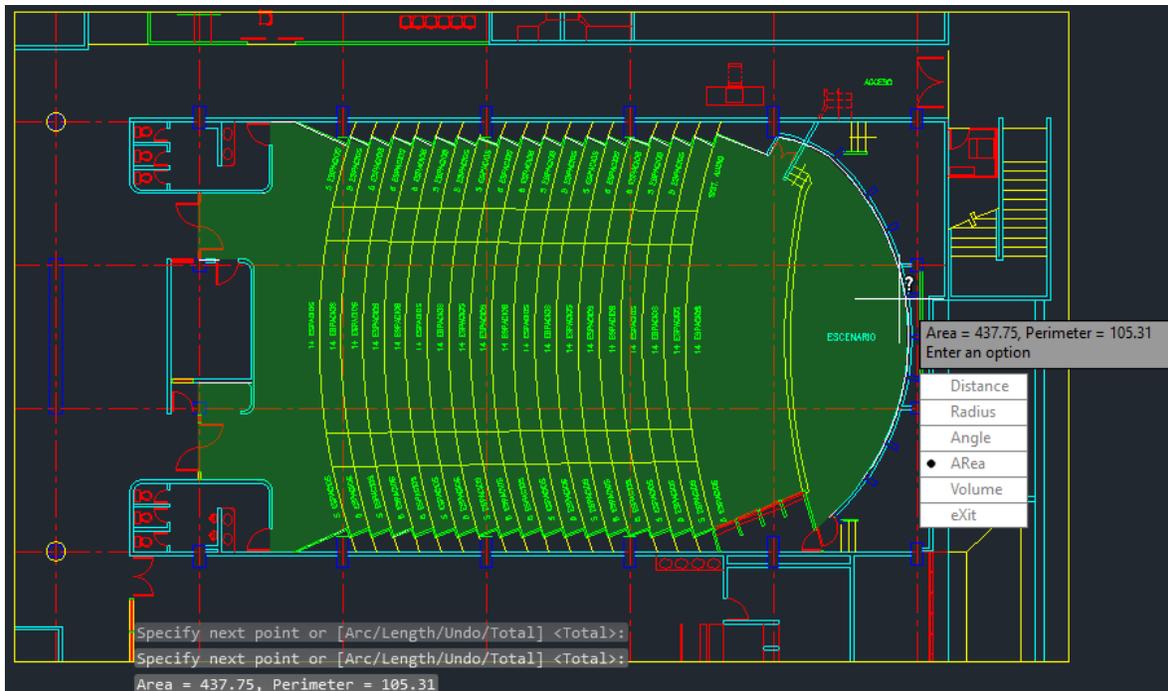


Figura 72. Estimación del área del auditorio.

Fuente: Planos arquitectónicos suministrados por el Departamento de Servicios Generales del Poder Judicial.

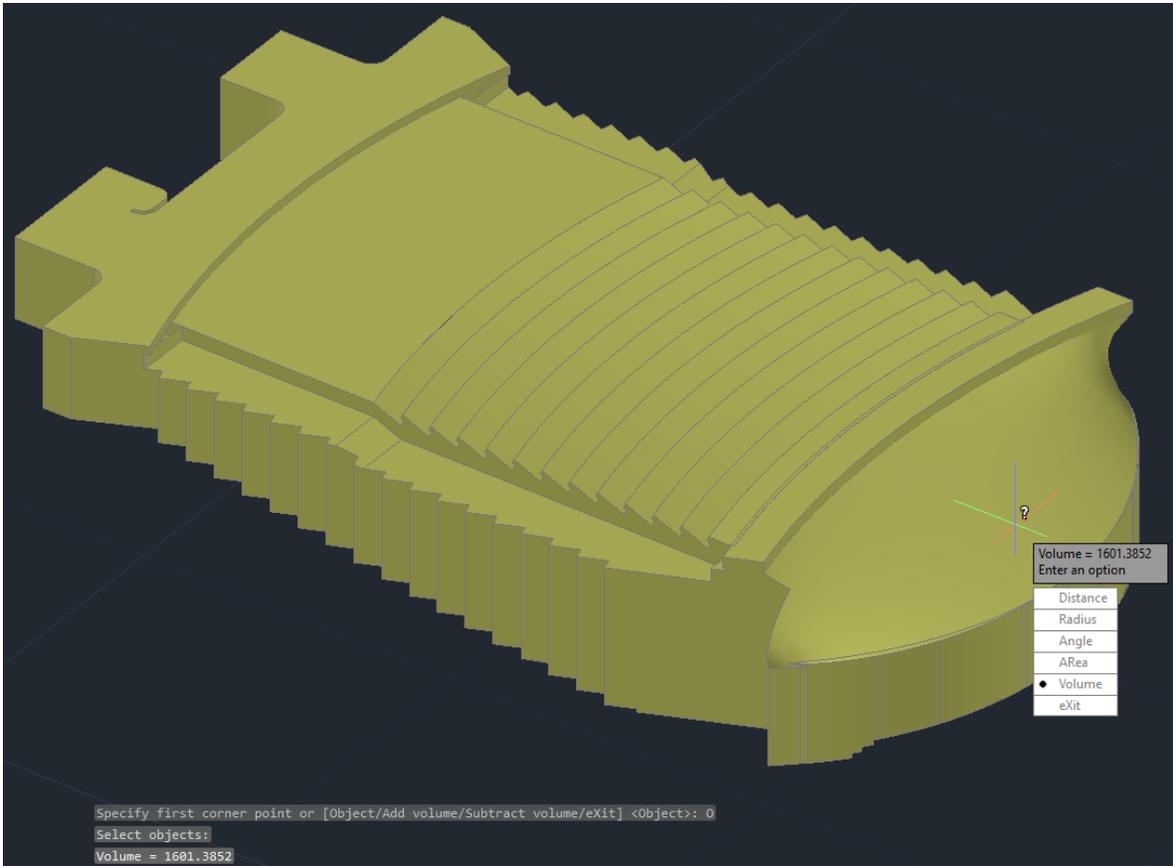


Figura 73. Volumen estimado del auditorio.

Fuente: Elaboración propia. Autodesk AutoCAD 2018.

Tabla 29. Área y volumen de auditorio.

Área de auditorio	
m ²	ft ²
437,75	4 711,90

Volumen de auditorio	
m ³	ft ³
1 601,39	56 552,39

Fuente: Elaboración propia. Basado en mediciones realizadas en Autodesk AutoCAD 2018.

La Tabla 31 por su parte, muestra el detalle de las dimensiones de la cabina de control de iluminación y sonido. Cabe resaltar que se tomó en cuenta únicamente las dimensiones de la pared este, debido a que las demás paredes colindan con el interior del auditorio, el cual se va a encontrar a la misma temperatura que la cabina.

Lo anterior hace que la diferencia de temperatura entre ambos lugares tienda a cero, reduciendo así la conducción de calor entre ambos recintos.

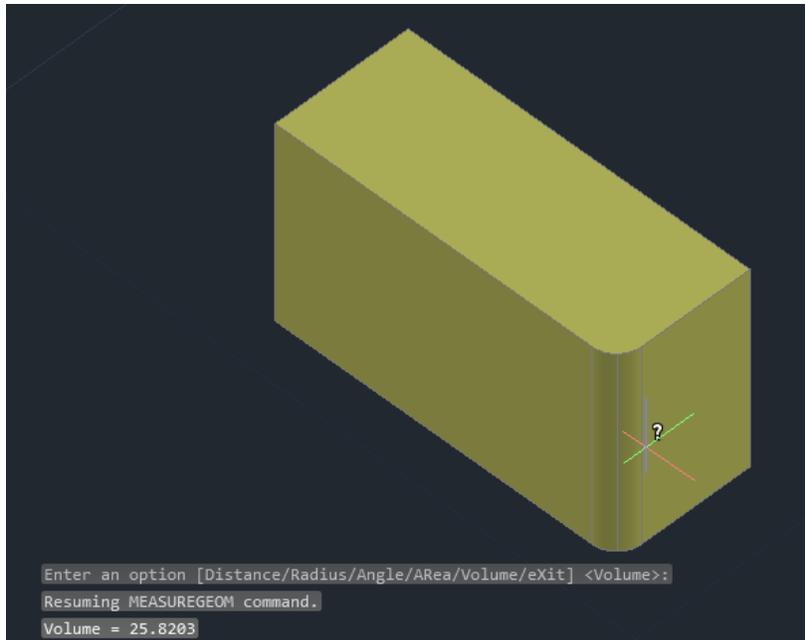


Figura 74. Volumen estimado de la cabina de control.

Fuente: Elaboración propia en Autodesk AutoCAD 2018.

Tabla 30. Área y volumen de la cabina.

Área de cabina	
m ²	ft ²
9,72	104,65

Volumen de cabina	
m ³	ft ³
25,82	911,82

Fuente: Elaboración propia. Basado en mediciones realizadas en Autodesk AutoCAD 2018.

Tabla 31. Dimensiones de las paredes de la cabina de control.

Sección	Área total (m ²)	Observaciones	U (BTU/h-ft ² -°F)
Concreto	12,47	Espesor de 50 cm con acabado de pintura.	0,421

**Se tomó la medición únicamente de la pared este. Esto debido a que las demás paredes colindan con el auditorio, datos irrelevantes debido a que el DT = 0 para dichas paredes.*

Fuente: Elaboración propia. Mediciones realizadas en el sitio.

8.2.2. Iluminación

Se realizó la toma de datos de las potencias consumidas por cada una de las luminarias con las cuales cuenta el auditorio y la cabina de control. Se destaca que en la cabina de control únicamente se tienen luminarias de tipo fluorescente y en el auditorio se presenta mayor diversidad de luces, entre las cuales se puede mencionar luminaria de tipo LED, de tipo fluorescente, incandescente, de tipo *fresnel*, focos de iluminación, lámpara halógena, entre otras tecnologías.

Los datos se muestran en las siguientes tablas.

Tabla 32. Consumo de las luminarias del auditorio.

Equipo	Descripción - Marca - Modelo - Serie	Voltaje (V)	Corriente (A)	Potencia (W)
Bombilla fluorescente (8)	Sylvania 20 W 6500 K 3000 h 120 V - 127 V 50 Hz-60 Hz 260 mA	-	-	160
Lámpara de emergencia	AT-108	120	-	8
Lámpara de emergencia	Tecno-luces AT-108	120	-	8
Lámpara LED de 3 ledes (6)	-	-	-	16
Foco de iluminación LED redondo (8)	LED PAR LAN LED-PAR64-A-36	100-240 V AC	-	480
Foco de iluminación LED cuadrado (20)	LED WAL WASHER LWW-1B-36P LENS: 30°	100-240 V AC	-	1 100
Foco de iluminación largo	Foco de iluminación	120	-	1 725
Luz de salida de emergencia	Multilux 14-15-20W	-	-	20
Lámpara de halógeno	Lámpara de halógeno	-	-	500
Proyector Fresnel	Proyector Fresnel	-	-	500
Luminaria LED sobre escenario	UL517 2 SMD2 2340L 120V 48	120	-	470
Luminaria de 18 ledes (32)	LED WALL WASHER LWW-5-18P LENS: 30° 120-240V	-	-	896
Luz indirecta en cielorraso (110)	LED T8 TUBE-L1200 LED-T8A-280/3528 120-240V 13-17W	120-240	-	1 870
Lámpara fluorescente en cielorraso (2)	ILUKON	-	-	36
Luminaria de 6 ledes (13)	-	-	-	26
Luminaria del podio de conferencia de 6 ledes	-	-	-	1
Luz indirecta en cielorraso (21)	LED T8 TUBE-L1200 LED-T8A-280/3528 120-240V 13-17W	120-250	-	357
Luz indirecta del escenario (16)	LED T8 TUBE-L1200 LED-T8A-280/3528 120-240V 13-17W	120-250	-	272
Potencia total (W)				8 445

Fuente: Elaboración propia. Toma de datos realizada en el sitio.

Tabla 33. Consumo de las luminarias de la cabina.

Equipo	Descripción - Marca - Modelo - Serie	Voltaje (V)	Corriente (A)	Potencia (W)
Luminaria fluorescente (4)	Sylvania F32W - T8 - 6500 K - 2100 lm	-	-	128
Luminaria fluorescente (2)	Sylvania FO32W/T8/765	-	-	64
Potencia total (W)				192

Fuente: Elaboración propia. Toma de datos realizada en el sitio.

8.2.3. Equipo

Del mismo modo, se identificaron cada uno de los equipos que puedan incidir en la generación de calor, tanto en el auditorio como en la cabina de control. Cabe resaltar que la mayoría de ellos se encuentran dentro de la cabina de control, donde se tienen varios equipos electrónicos para el monitoreo de las luces, el audio y el vídeo del auditorio. La Tabla 34 muestra el consumo de los equipos presentes en el auditorio y la Tabla 35 por su parte, detalla el consumo que tienen los equipos de la cabina de control.

Tabla 34. Consumo de los equipos del auditorio.

Equipo	Descripción - Marca - Modelo - Serie	Voltaje (V)	Corriente (A)	Potencia (W)
Cámara de red (3)	Sony IPELA SNC-RZ25P o SNC-RZ25N *	12 VDC o 24 VAC	-	51
Transformador	Tecno Lite Electronic LED Converter 110 V - 130 V / 12 V 0,5 W - 5 W	-	-	5
Proyector	CASIO XJ-H1700 100-240V 5,1-2,2A	120	-	5,1
Laptop (430 personas)	-	-	-	15 228
Potencia total (W)				15 289

Fuente: Elaboración propia. Toma de datos realizada en el sitio.

Tabla 35. Consumo de los equipos de la cabina de control (mesa).

Mesa				
Equipo	Descripción - Marca - Modelo - Serie	Voltaje (V)	Corriente (A)	Potencia (W)
Mezclador de vídeo. Panel de control	Sony DFS-300 DME Switcher	120	-	80
Transformador . Cargador de laptop	Toshiba	19	4,74	90,06
Mezclador de vídeo	Sony DFS-300 DME Switcher	120	-	80
Monitor	HP L1506	120	1,5	180
Cargador de Splitter VGA	Monoprice MSV-102	9	0,5	4,5
Data solution box	Sony	19,5	1	19,5
Regleta de 6 enchufes		-	-	
Mezclador	Yamaha MG124cx	17,5	0,9	15,75
Transformador . Cargador de mezclador	Yamaha MG124cx 120 V - 40 VA / 17,5 V - 0,9 A	120	-	40
Laptop (7 personas)	Toshiba Satellite	-	-	252
Potencia total (W)				761,81

Fuente: Elaboración propia. Toma de datos realizada en el sitio.

Tabla 36. Consumo de los equipos de la cabina de control (estante).

Equipo	Descripción - Marca - Modelo - Serie	Voltaje (V)	Corriente (A)	Potencia (W)
UPS	Tripp-Lite AVR750U	120	-	450
Presentation Switcher/Scaler	Kramer VP-719XL	120	0,35	42
Sistema de videoconferencia	Sony PCS-G70S	19,5	5	97,5
Adaptador de sistema de conferencia	Sony VGP-AC19V15	120	1,6	192
Power amplifier	Yamaha Power amplifier P700S	120	-	650
Power amplifier	Yamaha Power amplifier P700S	120	-	650
Convertor de exploración	Extron Super Emotia	5	3	15
Fuente de poder de convertor de exploración	ITE power supply 100 V - 250 V 0,9 A / 5 V 3 A	120	0,9	108
-	Power Station PS4x4Pro	120	15	1 800
-	Audia Flex BIAMP - BIAMP Systems Model TI-2* o T1	100 - 240	-	150
-	Audia Exxo	24	-	25
-	Shure SLX4	12 - 18	0,16	2,88
-	Shure SLX4	12 - 18	0,16	2,88
-	Power Station PS4x4Pro	120	15	1 800
Power amplifier	Yamaha Power amplifier P700S	120	-	650
Power amplifier	Yamaha Power amplifier P700S	120	-	650
Power amplifier	Yamaha Power amplifier P700S	120	-	650
-	CPA 650 BIAMP	120	-	1 500
Interfaz ISDN	Sony ISDN Unit PCSA-B384S	19,5	0,3	5,85
Cámara	Sony PCSA-CG70	19,5	1	19,5
Control de iluminación DMX		120	12	1 440
Control de iluminación DMX		120	12	1 440
Potencia total (W)				12 340,61

Fuente: Elaboración propia. Toma de datos realizada en el sitio.

8.2.4. Ocupantes

El auditorio cuenta con 423 butacas y un espacio para 7 personas en el escenario. Las características de la actividad son, de tipo sentado en reposo para las 423 personas de las butacas, 6 personas en el escenario sentadas en reposo en una mesa y 1 persona de pie dando el discurso dependiendo de la actividad que se realice en el momento.

Por su parte, en la cabina de control, se tiene un espacio para albergar a 7 personas realizando una actividad en la mayor parte del tiempo sentadas en reposo monitoreando el sonido, el vídeo y la iluminación del auditorio.

8.2.5. Medición de ruido

Con la ayuda de la Ingeniera Sharon Loria Cantillo del Departamento de Salud Ocupacional del I Circuito Judicial de San José, se realizaron mediciones de ruido dentro del Auditorio Judicial y se obtuvieron los datos que se muestran a continuación. Los datos se midieron utilizando un sonómetro CEL-630 del fabricante Casella Insight.

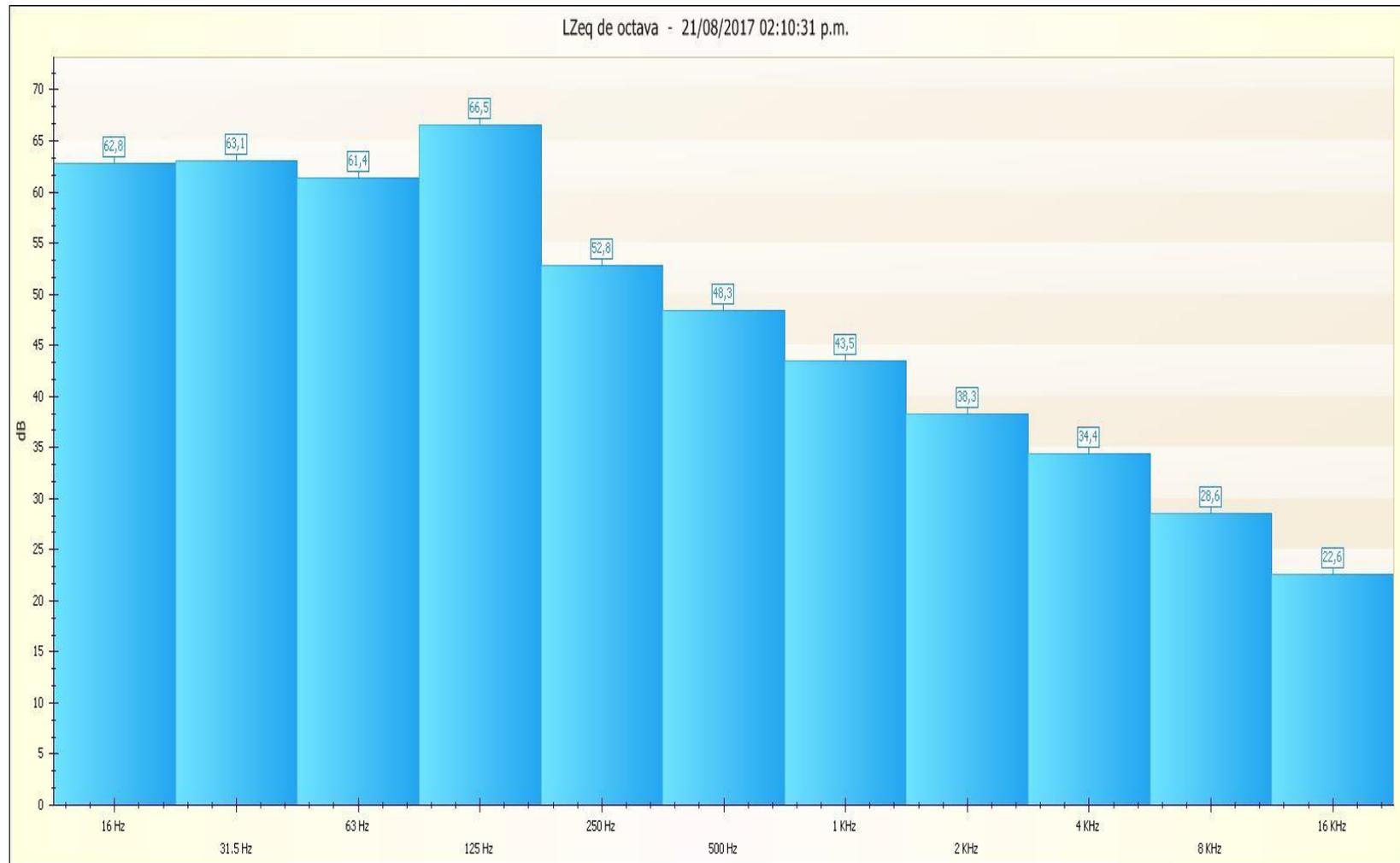


Gráfico 1. Promedio de niveles de ruido medidos por rango de frecuencias.

Fuente: Mediciones realizadas por Ing. Sharon Loria Cantillo. Agosto de 2017.

Resumen	Período	Octava	Eventos y marcadores
Número serie	3134755		
Fecha y hora inicial	21/08/2017 02:10:31 p.m.		
Duración HH:MM:SS	00:17:37		
Notas			
LAeq	52,7 dB		
LCpeak con hora	90,4 dB (21/08/2017 02:27:59 p.m.)		
Lepd (Proy.)	52,7 dB		
Lex8h (Proy.)	52,7 dB		
LAFmax con hora	70,8 dB (21/08/2017 02:28:04 p.m.)		
LAImax con hora	73,3 dB (21/08/2017 02:28:04 p.m.)		
LAFmin con hora	42,4 dB (21/08/2017 02:27:42 p.m.)		
LAImin con hora	45,2 dB (21/08/2017 02:10:43 p.m.)		
LZeq	70,3 dB		
LCeq	68,4 dB		
LCeq - LAeq	15,7 dB		
LAteq	56,9 dB		
LAE	80,3 dB		
Respuesta	Al azar		
Fecha y hora final	21/08/2017 02:28:08 p.m.		
Duración pausa HH:MM:SS	00:08:07		
Sobrecarga	Sí		
Batería baja	Sí		
Resultado	Acumulativos Resultado		

Figura 75. Resultados obtenidos en la medición de ruido.

Fuente: Mediciones realizadas por Ing. Sharon Loria Cantillo. Agosto de 2017.

Se observa que el nivel sonoro promedio es de 52,7 dB y de acuerdo con el reglamento para el control de la contaminación por ruido publicado en La Gaceta en el Decreto N° 39200-S el viernes 9 de octubre de 2015.

De acuerdo con el Reglamento, el auditorio se clasifica dentro del Grupo F que se denomina como Zona de Tranquilidad y cuyos límites sonoros se detallan en la Tabla 37.

Tabla 37. Límites de niveles de sonido en decibeles.

ZONA RECEPTORA									
Residencia		Comercio		Industria o Agrícola/pecuaria		Zona de Tranquilidad		Zona Mixta	
Día	Noche	Día	Noche	Día	Noche	Día	Noche	Día	Noche
65	45	65	55	70	60	50	45	60	50
65	45	65	55	75	65	50	45	60	50
65	45	70	65	75	75	50	45	60	50
60	50	60	50	60	50	50	45	60	50

Fuente: Reglamento para el control de la contaminación por ruido (2015).

Como puede observarse en la Tabla 37, el nivel sonoro máximo permisible es de 50 dB, por lo que aislar el auditorio del ruido generado por las manejadoras de aire es una necesidad para cumplir con lo estipulado en el reglamento mencionado. Este tema se abordará posteriormente.

8.3. Cálculo de la carga térmica

Con el objetivo de cuantificar la cantidad de energía requerida para la garantía de las condiciones de confort térmico del mismo, se procedió a realizar el cálculo de la carga térmica. El mismo se detalla a continuación.

8.3.1. Conducción a través de la estructura exterior

En este apartado se tiene la particularidad de que las paredes, tanto el auditorio como la cabina de control no se encuentran expuestas al ambiente externo, de ahí que la única fuente de conducción a través de la estructura externa es el techo plano de concreto.

A continuación, se muestran los cálculos realizados en *Microsoft Excel*, utilizando para ello la Ecuación 6 y la Ecuación 7. Se utilizaron además los datos tabulados por Pita (2002) para las características de diferentes tipos de techos.

Tabla 38. Conducción a través de la estructura externa en el auditorio (techo).

Cálculo de DTCE _e				
DTCE (°F)	LM	K	f	DTCE _e (°F)
26	-1	1	1	21,86

	A (ft ²)	DTCE _e (°F)	Q (Btu/h)	Q (kcal/h)
0,28	4 711,90	21,86	28 840,61	7 272,57

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 39. Conducción a través de la estructura externa en la cabina de control.

Cálculo de DTCE _e				
DTCE (°F)	LM	K	f	DTCE _e (°F)
26	-1	1	1	21,86

U (Btu/h-ft ² -°F)	A (ft ²)	DTCE _e (°F)	Q (Btu/h)	Q (kcal/h)
0,28	104,65	21,86	640,55	161,52

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.3.2. Conducción a través de la estructura interior

Con base en los datos recolectados de las áreas, los materiales y los datos tabulados por Pita (2002) de los coeficientes de conducción en función de los materiales en las paredes, se determinó la ganancia de calor a través de la estructura interna en ambos recintos a acondicionar. Se utilizó la Ecuación 9 para cuantificar la ganancia de calor.

Tabla 40. Conducción a través de la estructura interna en el auditorio (Pared norte)

Sección	U (BTU/h-ft ² -°F)	A (ft ²)	DT (°F)	Q (Btu/h)	Q _{TOTAL} (Btu/h)	Q _{TOTAL} (kcal/h)
Madera	0,22	1061,6 9	1,8	420,43	501,63	126,49
Ventanas de vidrio	0,73	50,33	1,8	66,13		
Concreto	0,49	17,08	1,8	15,07		

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 41. Conducción a través de la estructura interna en el auditorio (Pared sur).

Sección	U (BTU/h-ft ² -°F)	A (ft ²)	DT (°F)	Q (Btu/h)	Q _{TOTAL} (Btu/h)	Q _{TOTAL} (kcal/h)
Madera	0,22	1084,28	1,8	429,38	444,32	112,04
Concreto	0,49	16,95	1,8	14,95		

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 42. Conducción a través de la estructura interna en el auditorio (Pared este).

Sección	U (BTU/h-ft ² -°F)	A (ft ²)	DT (°F)	Q (Btu/h)	Q _{TOTAL} (Btu/h)	Q _{TOTAL} (kcal/h)
Madera	0,61	40,21	1,8	44,15	459,36	115,83
Concreto	0,49	269,4 9	1,8	237,69		
Puertas de vidrio	0,73	129,0 9	1,8	169,62		
Vidrio de ventanas	0,73	6,01	1,8	7,89		

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 43. Conducción a través de la estructura interna en el auditorio (Pared oeste).

Sección	U (BTU/h-ft ² -°F)	A (ft ²)	DT (°F)	Q (Btu/h)	Q _{TOTAL} (Btu/h)	Q _{TOTAL} (kcal/h)
Madera	0,61	30,83	1,8	33,85	520,68	131,30
Concreto	0,49	551,96	1,8	486,83		

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Así, la conducción a través de la estructura interna resultante en el auditorio da como resultado una magnitud de 485,67 kcal/h (1 925,99 Btu/h).

Tabla 44. Conducción a través de la estructura interna en la cabina de control.

Sección	U (BTU/h-ft ² -°F)	A (ft ²)	DT (°F)	Q (Btu/h)	Q (kcal/h)
Concreto	0,421	134,25	1,8	101,74	25,65

*Las demás paredes limitan con las paredes del auditorio. Estarán a la misma temperatura, en consecuencia, el DT = 0.

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.3.3. Radiación solar a través de vidrios

Esta ganancia de calor se ve reducida a cero debido a que no hay exposición de los recintos al ambiente externo.

8.3.4. Ganancia de calor por el alumbrado

Con base en los datos recopilados de las potencias consumidas y de los detalles de las tecnologías de las luminarias, se determinó la ganancia de calor por alumbrado en ambos recintos acondicionar, utilizando para ello la Ecuación 11. Los resultados obtenidos se muestran a continuación.

Tabla 45. Ganancia de calor por el alumbrado en el auditorio.

Tipo de luminaria	Potencia (W)	FB	FC E	Q (Btu/h)	Q _{TOTAL} (Btu/h)	Q _{TOTAL} (kcal/h)
Fluorescente con balastro	56	1,2 5	1	238	28 760,60	7252,39
Fluorescente sin balastro	160	1	1	544		
Incandescente, LED y varios	8229	1	1	27 978,6		

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 46. Ganancia de calor por el alumbrado en la cabina de control.

Tipo de luminaria	Potencia (W)	FB	FCE	Q (Btu/h)	Q (kcal/h)
Fluorescente con balastro	192	1,25	1	816	205,77

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.3.5. Ganancia de calor por las personas

Mediante la Ecuación 12, la cantidad de ocupantes de los recintos acondicionar y los datos tabulados por Pita (2002, se determinó la ganancia de calor debido a las personas. Los resultados se muestran a continuación.

Tabla 47. Ganancia de calor por las personas en el auditorio.

Cantidad	Tipo de actividad	q_s (Btu/h)	FCE	q_i (Btu/h)	$Q_{S-TOTAL}$ (Btu/h)	$Q_{L-TOTAL}$ (Btu/h)	Q_{TOTAL} (Btu/h)	Q_{TOTAL} (kcal/h)
423	Sentado, en reposo	210	1	140	88 830,00	59 220,00	148 050,00	37 332,91

Cantidad	Tipo de actividad	q_s (Btu/h)	FCE	q_i (Btu/h)	$Q_{S-TOTAL}$ (Btu/h)	$Q_{L-TOTAL}$ (Btu/h)	Q_{TOTAL} (Btu/h)	Q_{TOTAL} (kcal/h)
1	De pie dando discurso	315	1	325	1 575,00	1 165,00	2 740,00	690,93
6	Sentado en reposo	210	1	140				

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Así, la ganancia de calor por las personas resultante en el auditorio da como resultado una magnitud de 38 023,84 kcal/h (150 790 Btu/h).

Tabla 48. Ganancia de calor por las personas en la cabina de control.

Cantidad	Tipo de actividad	q_s (Btu/h)	FCE	q_i (Btu/h)	$Q_{S-TOTAL}$ (Btu/h)	$Q_{L-TOTAL}$ (Btu/h)	Q_{TOTAL} (Btu/h)	Q_{TOTAL} (kcal/h)
7	Sentado, trabajo ligero	255	1	255	1 785,00	1 785,00	3 570	900,23

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.3.6. Ganancia de calor por los equipos

Con base en los datos de placa de los equipos tabulados en la etapa de toma de datos, se procedió a calcular la ganancia de calor debido a los equipos. Los resultados para ambos recintos a acondicionar se muestran a continuación.

Tabla 49. Ganancia de calor por los equipos en el auditorio.

Potencia instalada (W)	Q (Btu/h)	Q _{TOTAL} (kcal/h)
15 289	51 983	13 108,24

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 50. Ganancia de calor por los equipos en la cabina de control.

Potencia instalada (W)	Q (Btu/h)	Q (kcal/h)
13 102	44 548	11 233,47

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.3.7. Ganancia de calor por infiltración

Dado que no existe exposición del auditorio al exterior, la ganancia de calor por infiltración se ve reducida a cero.

8.3.8. Transferencia de calor a los alrededores

De la misma manera que el caso anterior, la transferencia de calor a los alrededores se ve reducida a cero por no haber exposición al ambiente externo.

8.3.9. Carga de enfriamiento

Carga por ventilación en el auditorio

Tabla 51. Carga por ventilación en el auditorio.

Flujo (ft ³ /min)	CT (°F)	Personas	Q _s (Btu/h)	W _e ' g _{humedad/lb_a} ireseco	W _i ' g _{humedad/lb_{ai}} reseco	Q _L (BTU/h)	Q _{TOTAL} (Btu/h)	Q _{TOTAL} (kcal/h)
5	4,9	430	11 493,90	125,3	65,1	88 012,40	99 506,30	25 091,93

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 52. Caudal de aire requerido en el auditorio.

Cambios de aire por hora	Q _{vent} (ft ³ /min)	Tiempo entre cambios de aire (min)
10	9 425,40	6

Flujo de aire exterior (ft ³ /min)	2 150,00
Flujo de aire exterior (m ³ /h)	3 655,68
Flujo de aire restante requerido (ft ³ /min)	7 275,40
Flujo de aire restante requerido (m ³ /h)	12 370,48

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Carga por ventilación en la cabina

Tabla 53. Carga por ventilación en la cabina.

Flujo (ft ³ /min)	CT (°F)	Personas	Q _s (BTU/h)	W _e ' g _{humedad/lb_a} ireseco	W _i ' g _{humedad/lb_{air}} esece	Q _L (BTU/h)	Q _{TOTAL} (Btu/h)	Q _{TOTAL} (kcal/h)
20	4,9	7	748,44	125,3	65,1	5 731,04	6 479,48	1 633,89

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 54. Caudal de aire requerido en la cabina de control.

Cambios de aire por hora	Q_{vent} (ft ³ /min)	Tiempo entre cambios de aire (min)
10	151,97	6

Flujo de aire requerido (ft ³ /min)	151,97
Flujo de aire requerido (m ³ /h)	258,40

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.3.10. Resultados de cálculo de carga térmica

Auditorio

Tabla 55. Resultados obtenidos del cálculo de carga térmica del auditorio.

	Btu/h	kcal/h	Ton
$Q_{RECINTO}$	262 300,14	66 142,71	21,86
$Q_{ENFRIAMIENTO}$	361 806,44	91 234,63	30,15

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 56. Densidad de carga térmica del auditorio.

BTU/h/ft ²	BTU/h/m ²	W/m ²	kcal/h/m ²
76,79	826,51	242,10	208,42

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 57. Distribución de carga térmica del auditorio.

Tipo	Btu/h	Ton	kcal/h
Conducción a través de la estructura externa	28 840,61	2,40	7 272,57
Conducción a través de la estructura interna	1 925,99	0,16	485,67
Ganancia por alumbrado	28 760,60	2,40	7 252,39
Ganancia por ocupantes	150 790,00	12,57	38 023,84
Ganancia por equipo	51 982,94	4,33	13 108,24
Ganancia por ventilación	99 506,30	8,29	25 091,93

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

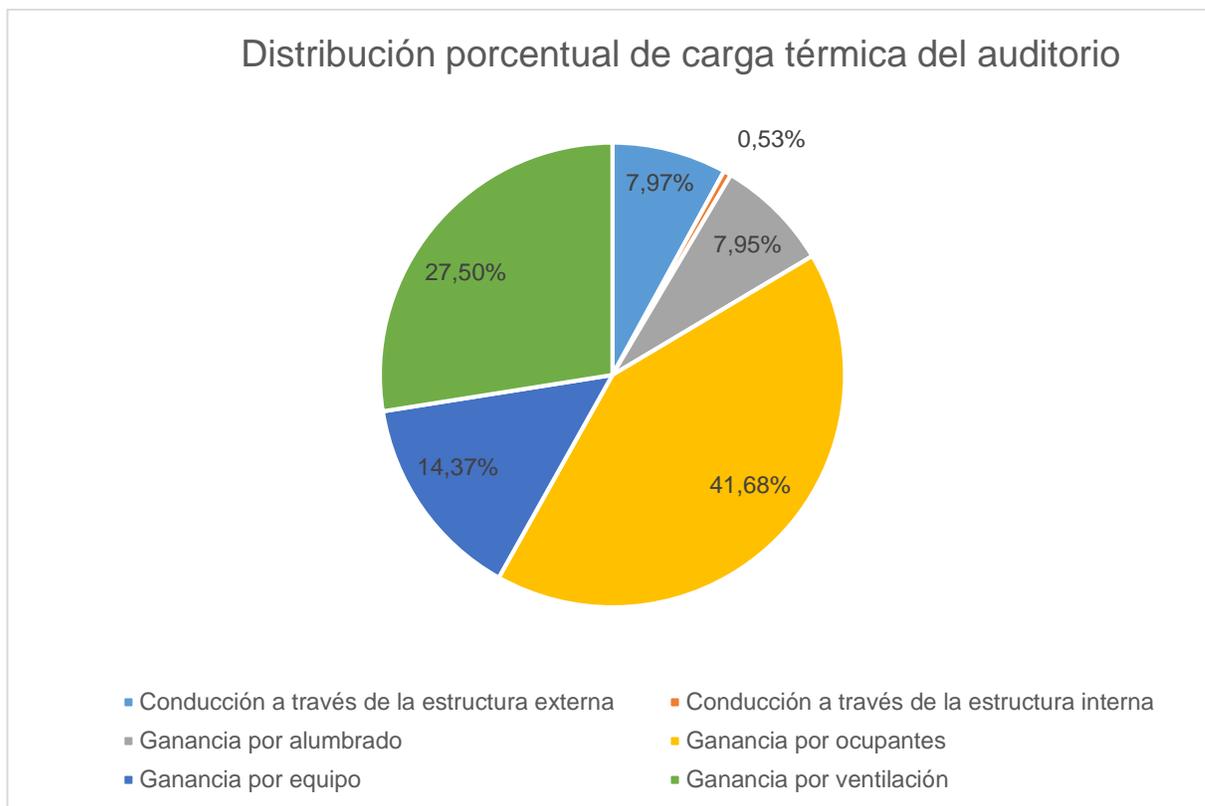


Gráfico 2. Distribución porcentual de carga térmica del auditorio.

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Cabina

Tabla 58. Resultados obtenidos del cálculo de carga térmica de la cabina.

	Btu/h	kcal/h	Ton
Q _{RECINTO}	49 676,51	12 526,64	4,14
Q _{ENFRIAMIENTO}	56 155,99	14 160,53	4,68

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 59. Densidad de carga térmica de la cabina.

BTU/h/ft ²	BTU/h/m ²	W/m ²	kcal/h/m ²
536,60	5 775,95	1 691,91	1 456,49

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 60. Distribución de carga térmica de la cabina.

Tipo	Btu/h	Ton	kcal/h
Conducción a través de la estructura externa	640,55	0,05	161,52
Conducción a través de la estructura interna	101,74	0,01	25,65
Ganancia por alumbrado	816,00	0,07	205,77
Ganancia por ocupantes	3 570,00	0,30	900,23
Ganancia por equipo	44 548,23	3,71	11 233,47
Ganancia por ventilación	6 479,48	0,54	1 633,89

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

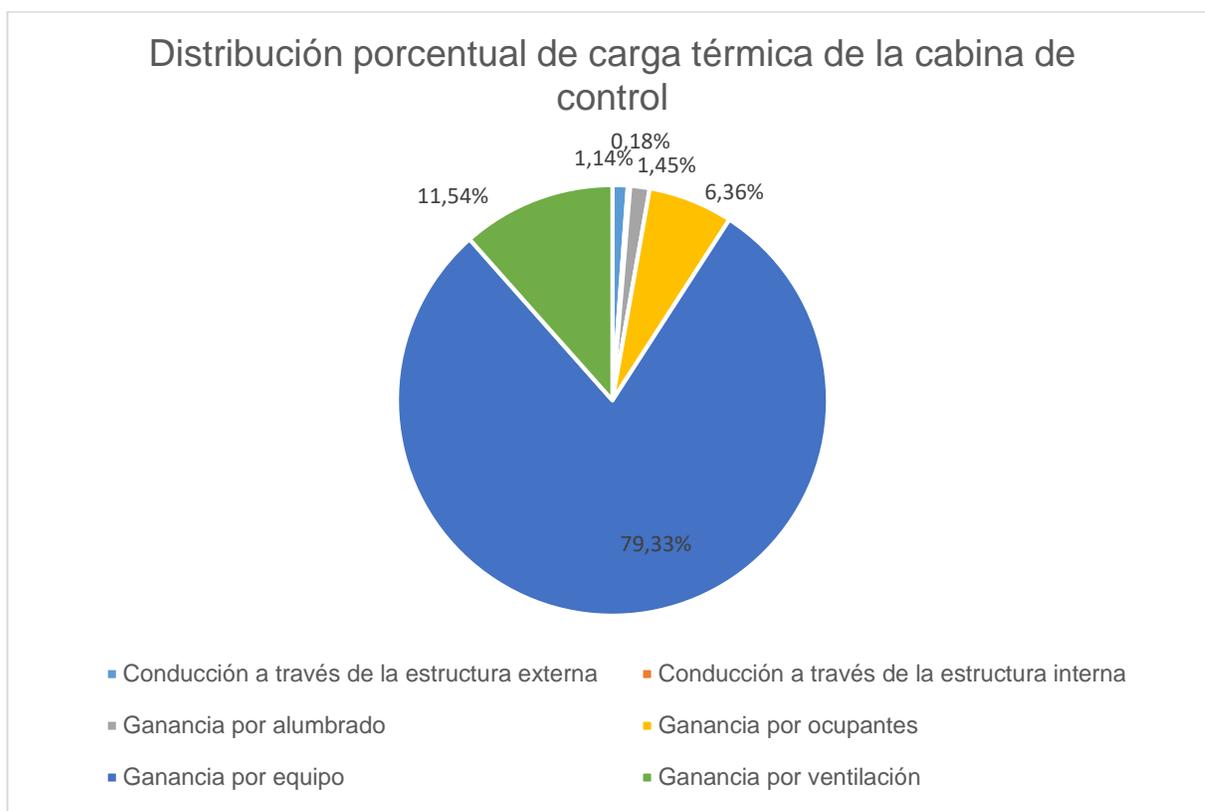


Gráfico 3. Distribución porcentual de carga térmica de la cabina.

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Resultados totales

Tabla 61. Resultados totales de carga térmica.

Tipo	Btu/h	Ton	kcal/h
Conducción a través de la estructura externa	29 481,16	2,46	7 434,09
Conducción a través de la estructura interna	2 027,73	0,17	511,32
Ganancia por alumbrado	29 576,60	2,46	7 458,16
Ganancia por ocupantes	154 360,00	12,86	38 924,07
Ganancia por equipo	96 531,17	8,04	24 341,70
Ganancia por ventilación	105 985,78	8,83	26 725,82
Total	417 962,43	34,83	105 395,16

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

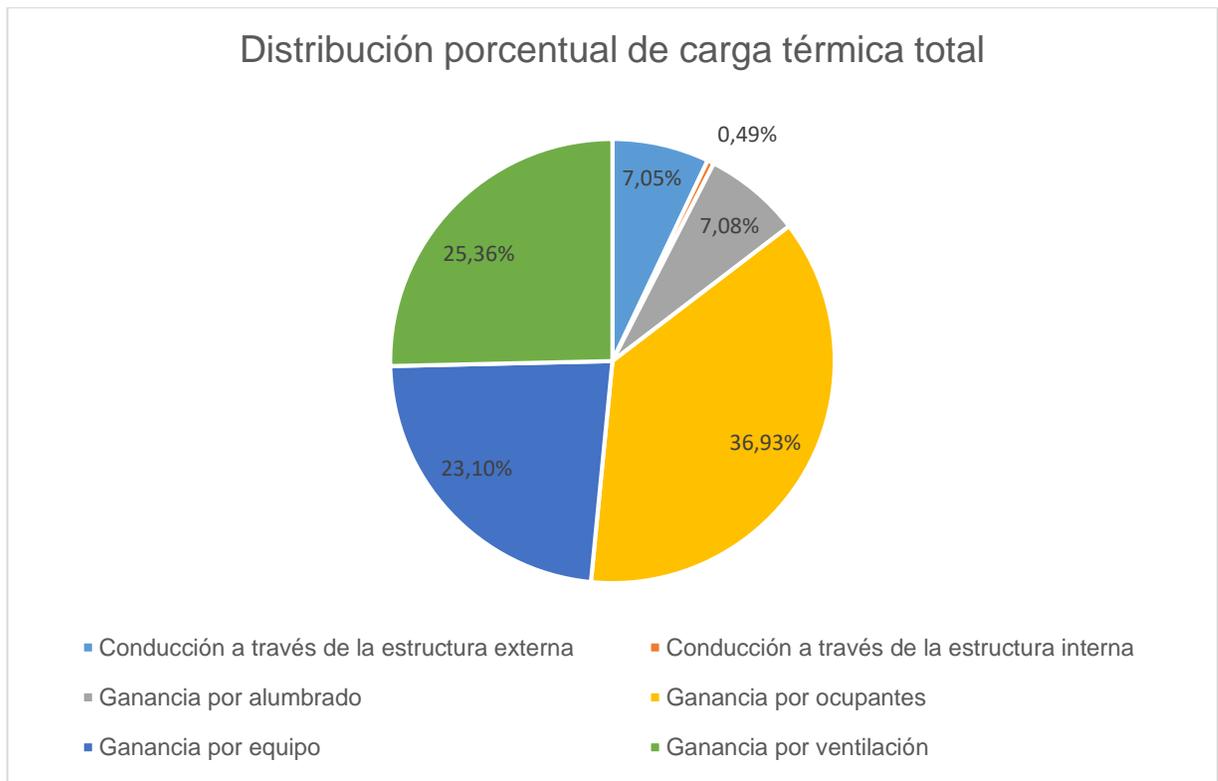


Gráfico 4. Distribución porcentual de carga térmica total.

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

De los resultados anteriores, es notoria la necesidad de suministrar aire fresco del exterior para el control de agentes biológicos y químicos que se encuentren en los recintos a acondicionar, además de garantizar la cantidad de oxígeno adecuado para para la respiración de los ocupantes. Actualmente, el sistema instalado no inyecta aire del exterior, lo cual hace que únicamente se esté movilizandoo aire viciado en todo el recinto. Esta condición es inaceptable y puede poner en riesgo la salud de las personas que se encuentren dentro del auditorio.

De acuerdo con Del Valle (2017), la inyección de aire externo para ventilación se puede manejar de varias formas, entre ellas:

1. Mediante una compuerta que permita el acceso del aire externo hacia un sistema de ductos conectados al retorno de la manejadora.
2. Con un sistema compensado de inyección y extracción.
3. Por medio de un equipo tipo paquete que trate (filtre y enfríe) el aire externo y lo ingrese a una temperatura y una humedad adecuadas para suministrarlo al recinto.

Dadas las condiciones, las opciones 1 y 2 no son viables debido a que el aire suministrado proveniente del exterior aporta una carga latente y una carga sensible adicionales, haciendo que el sistema se sobredimensione para poder hacerle frente a dicha carga de forma óptima. Como se podrá ver en el análisis psicrométrico, ingresando aire sin tratar proveniente del exterior, significaría en una relación de calor sensible de 0,5898. Lo anterior obligaría a seleccionar manejadoras con una línea de serpentín capaz de hacerle frente a una gran cantidad de carga latente.

Para un flujo de aire por concepto de ventilación de 2 150 ft³/min (3 655,68 m³/h), calculado anteriormente, se tendría una cantidad de vapor de agua dada por la siguiente ecuación:

$$m_w = \frac{CFM \times (W_e' - W_i')}{1\ 556}$$

Ecuación 30. Vapor de agua agregado o eliminado.

Fuente: (Pita, 2002).

Donde m_w es el vapor de agua agregado o eliminado en lb/h, CFM es el flujo de aire y W_e' y W_i' son las relaciones de humedad del exterior y del interior, respectivamente, en g agua/lb a.s.

La cantidad de vapor de agua que el sistema tendría que eliminar evacuar sería

$$m_w = \frac{2\ 150 \times (125,3 - 65,1)}{1\ 556} = 83,18\ lb/h$$

Lo anterior equivale a 37,76 L/h (0,63 L/min), lo cual deja entrever el desperdicio de energía que se estaría realizando.

De este modo, se opta por utilizar un sistema de aire acondicionado de tipo paquete para que trate el aire externo y lo suministre al recinto, y que dentro del mismo se mezcle junto con el aire aportado por las manejadoras de aire.

La ubicación de los difusores por los cuales saldría el aire exterior tratado quedaría justo encima el escenario del auditorio. Este lugar se seleccionó por razones de disponibilidad de espacio para la distribución de los ductos, la posibilidad de perforar la estructura para ingresar los ductos desde el exterior, así como el seleccionar un punto ideal para la distribución de este aire, como lo es la dona donde se concentra el mayor volumen del recinto, tal y como se puede apreciar en la Figura 77.

El equipo tipo paquete designado para suministrar los requerimientos de ventilación y suministro de aire externo tendrá las especificaciones que se muestran a continuación.

Tabla 62. Carga térmica del equipo tipo paquete.

Ganancia por ventilación (Btu/h)	99 506,30
Ganancia por ventilación (Ton)	8,29
Ganancia por ventilación (kcal/h)	25 091,93
Ganancia por ventilación (kW)	29,16

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

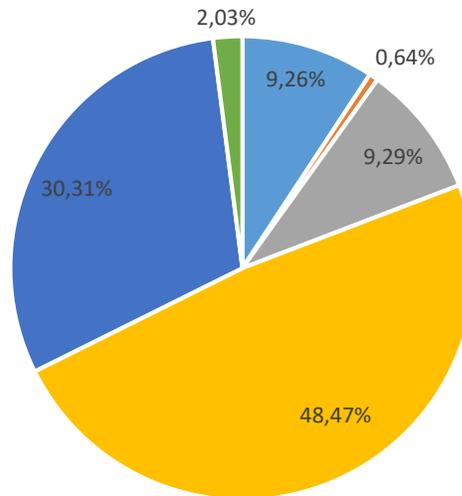
De esta manera, la carga térmica del sistema de agua helada se ve disminuida y queda distribuida de la manera en que se detalla en la Tabla 63.

Tabla 63. Nueva distribución de carga térmica para el chiller.

Tipo	Btu/h	Ton	kcal/h
Conducción a través de la estructura externa	29 481,16	2,46	7 434,09
Conducción a través de la estructura interna	2 027,73	0,17	511,32
Ganancia por alumbrado	29 576,60	2,46	7 458,16
Ganancia por ocupantes	154 360,00	12,86	38 924,07
Ganancia por equipo	96 531,17	8,04	24 341,70
Ganancia por ventilación	6 479,48	0,54	1 633,89
Total	318 456,13	26,54	80 303,24
Factor de seguridad (2 %)	324 825,26	27,07	81 909,30

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Nueva distribución porcentual de carga térmica para el sistema de agua helada



- Conducción a través de la estructura externa
- Conducción a través de la estructura interna
- Ganancia por alumbrado
- Ganancia por ocupantes
- Ganancia por equipo
- Ganancia por ventilación

Gráfico 5. Nueva distribución de carga térmica del chiller.

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Al sumar esta carga térmica junto con la asignada al sistema paquete, se tiene una carga térmica total de 35,36 toneladas de refrigeración (107 001,23 kcal/h).

8.4. Cálculo de carga térmica mediante computadora

Se procedió a realizar el cálculo de la carga térmica mediante *software*. Para ello se hizo uso de la herramienta TRACE 700 del fabricante TRANE. A continuación, se muestran los resultados obtenidos.

Design Cooling Load Summary						
By DEMO						
Auditorio Miguel Blanco Quirós						
San José, Costa Rica						
COOLING COIL LOAD INFORMATION				COOLING COIL SELECTION		
Load Component	Sensible Btu/h	Latent Btu/h	Total Btu/h	Percent of Total	Coil Selection Parameters	
Boiler Gain	0		0	0.0%	Coil Entering Air (DB / WB)	75.7 / 66.1 °F
Glass Transmission	0		0	0.0%	Coil Entering Humidity Ratio	79.36 gr/lb
Wall Transmission	0		0	0.0%	Coil Leaving Air (DB / WB)	53.2 / 51.9 °F
Roof Transmission	0		0	0.0%	Coil Leaving Humidity Ratio	55.50 gr/lb
Floor Transmission	0		0	0.0%	Coil Sensible Load	233.25 MBh
Adj Floor Transmission	0		0.00	0.0%	Coil Total Load	384.15 MBh
Partition Transmission	0		0	0.0%	Cooling Supply Air Temperature	53.24 °F
Net Ceiling Load	0		0	0.0%	Total Cooling Airflow	8 914.18 cfm
Lighting	23,661		23,661	6.2%	Resulting Room Relative Humidity	50.08 %
People	92,050	61,600	153,650	40.0%		
Misc. Equipment Loads	100,747	0	100,747	26.2%		
Cooling Infiltration	0	0	0	0.0%		
Sub-Total ==>	216,458	61,600	278,058	72.4%		
Ventilation Load	12,323	89,299	101,622	26.9%	Total Cooling Load	32.0 ton
Exhaust Heat	-1,449	0	-1,449	-0.4%	Area / Load	6.25 ft/ton
Supply Fan Load	0		0	0.0%	Total Floor Area	200 ft²
Return Fan Load	0		0	0.0%	Cooling Airflow	44.57 cfm/ft²
Net Duct Heat Pickup	0		0	0.0%	Airflow / Load	278.46 cfm/ton
Wall Load to Plenum	0		0	0.0%	Percent Outdoor Air	24.6 %
Roof Load to Plenum	0		0	0.0%	Cooling Load Methodology	TETD-TA1
Adj Floor to Plenum	0		0	0.0%		
Lighting Load to Plenum	5,915		5,915	1.5%		
Misc. Equip. Load to Plenum	0	0	0	0.0%		
Glass Transmission to Plenum	0		0	0.0%		
Glass Solar to Plenum	0		0	0.0%		
Over/Under Slating	0		0	0.0%		
Reheat at Design	0	0	0	0.0%		
Underfloor Sup Heat Pickup	0		0	0.0%		
Supply Air Leakage	0		0	0.0%		
Total Cooling Loads	233,248	150,899	384,147	100.0%		

Fuente: Elaboración propia. TRACE 700.

Como puede apreciarse en los datos reportados por el programa TRACE 700, la carga térmica resultante es de 32 toneladas de refrigeración (96 831,05 kcal/h), valor muy cercano a las 35,36 toneladas de refrigeración que se obtuvieron mediante el método de cálculo manual y que representa una variación de un 9,5 %. Esta ligera diferencia se puede deber a los valores de los parámetros utilizados por el programa, además del hecho de que en el programa se limita la selección del lugar de diseño únicamente para los estados de Estados Unidos.

8.5. Análisis psicrométrico

8.5.1. Condiciones de diseño

Se realizó el estudio psicrométrico de las condiciones de diseño, utilizando para ello la carta psicrométrica del fabricante Carrier.

Las condiciones de diseño del sistema se muestran a continuación. Las mismas se determinaron mediante el uso de la carta psicrométrica que se muestra en la Figura 76.

Tabla 64. Condiciones de diseño del sistema de acondicionamiento de aire.

Zona	Temperatura BS (°C)	Temperatura BS (°F)	Temperatura BH (°C)	Temperatura BH (°F)	H.R. (%)	W (lb _w /lb _{ds})	W (g _{H2O} /lb _{ds})
Interior	24	75,2	17,05	62,7	50	0,0093	65,1
Exterior	26,7	80,06	23,88	75	81	0,0179	125,3

Fuente: Elaborado en Microsoft Excel con base en la carta psicrométrica del fabricante Carrier.



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



Dr. Willis Haviland Carrier's "Rational Psychrometric Formulae" presented December 7, 1911 became, and still is, the cornerstone of all fundamental calculations in the air conditioning industry. Understanding Carrier's formulae allows engineers to precisely control both the temperature and humidity of the indoor air that surrounds us daily. The formulae, and the grid lines they trace on the psychrometric chart, have been translated into most of the world's languages, printed in thousands of textbooks and engineers' handbooks.

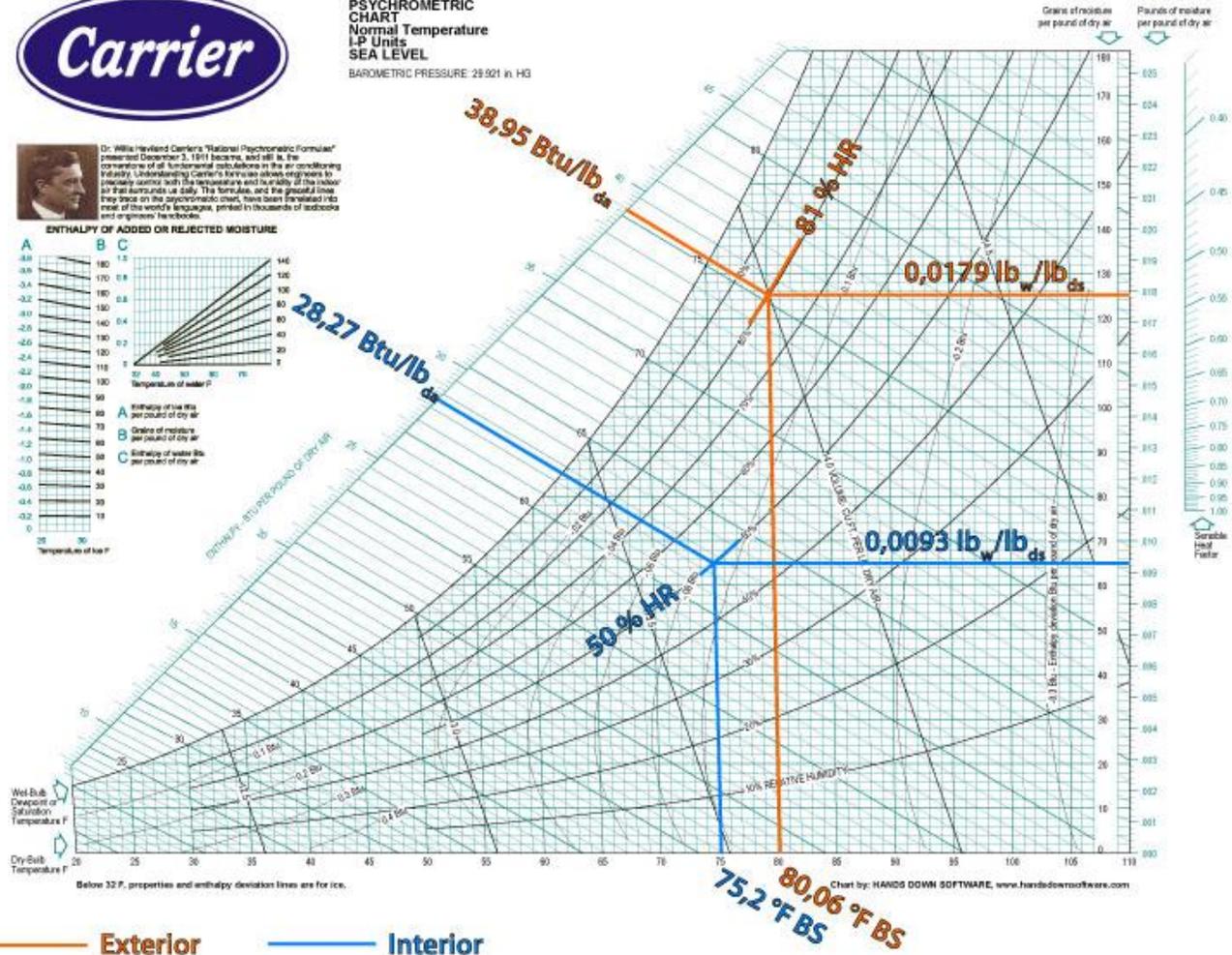
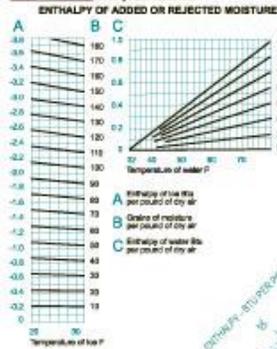


Figura 76. Carta psicrométrica con las condiciones de diseño de sistema.

Fuente: Elaborado en Adobe Illustrator con base en la carta psicrométrica del fabricante Carrier.

8.5.2. Relaciones de calor sensible

Por su parte, las relaciones de calor sensible se muestran en la siguiente tabla. Nótese que, si las manejadoras asumieran la carga por ventilación del auditorio, se tendría una relación de calor sensible total de 0,5898. Al asignar la carga de ventilación al equipo tipo paquete, el factor de calor sensible se ve reducido a 0,7698, es decir, el factor sensible del recinto.

Tabla 65. Factores de calor sensible del auditorio.

Factor de calor sensible del recinto	
RSHF	0,7698

Factor de calor sensible total	
GSHF	0,5898

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 66. Factores de calor sensible de la cabina de control.

Factor de calor sensible del recinto	
RSHF	0,9641

Factor de calor sensible total	
GSHF	0,8662

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.6. Determinación de la capacidad de las manejadoras de aire

Con base en los resultados obtenidos de carga térmica, se procedió a distribuir la carga en 8 manejadoras de aire, esto debido a las condiciones arquitectónicas y a la disponibilidad de espacio para su ubicación.

Tabla 67. Distribución de carga térmica en manejadoras de aire.

Manejador a	% de carga total	Toneladas de refrigeración			Btu/h			kcal/h		
		Total	Q _{Sensible} (Ton)	Q _{Latente} (Ton)	Total	Q _{Sensible} (Btu/h)	Q _{Latente} (Btu/h)	Total	Q _{Sensible} (kcal/h)	Q _{Latente} (kcal/h)
1	16,47%	4,46	3,43	1,03	53 509,23	41 190,69	12 318,54	13 493,11	10 386,82	3 106,29
2	16,47%	4,46	3,43	1,03	53 509,23	41 190,69	12 318,54	13 493,11	10 386,82	3 106,29
3	9,88%	2,68	2,06	0,62	32 105,54	24 714,41	7 391,12	8 095,87	6 232,09	1 863,78
4	9,88%	2,68	2,06	0,62	32 105,54	24 714,41	7 391,12	8 095,87	6 232,09	1 863,78
5	9,88%	2,68	2,06	0,62	32 105,54	24 714,41	7 391,12	8 095,87	6 232,09	1 863,78
6	9,88%	2,68	2,06	0,62	32 105,54	24 714,41	7 391,12	8 095,87	6 232,09	1 863,78
7	13,76%	3,72	3,33	0,39	44 692,32	39 967,67	4 724,65	11 269,80	10 078,42	1 191,39
8	13,76%	3,72	3,33	0,39	44 692,32	39 967,67	4 724,65	11 269,80	10 078,42	1 191,39
Total	100,00%	27,07	21,76	5,30	324 825,26	261 174,38	63 650,88	81 909,30	65 858,83	16 050,47

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Los porcentajes anteriores se asignaron en función del volumen del recinto. Como se pudo observar en la Figura 77Figura 73, el espacio del auditorio aumenta su volumen a medida que nos dirigimos a los niveles inferiores del mismo (hacia el oeste del auditorio). Lo anterior también justifica el hecho de que se designara dicha zona para el suministro del aire externo, ya que es la zona que en la cual se puede distribuir la mayor cantidad de aire fresco tratado proveniente de exterior.

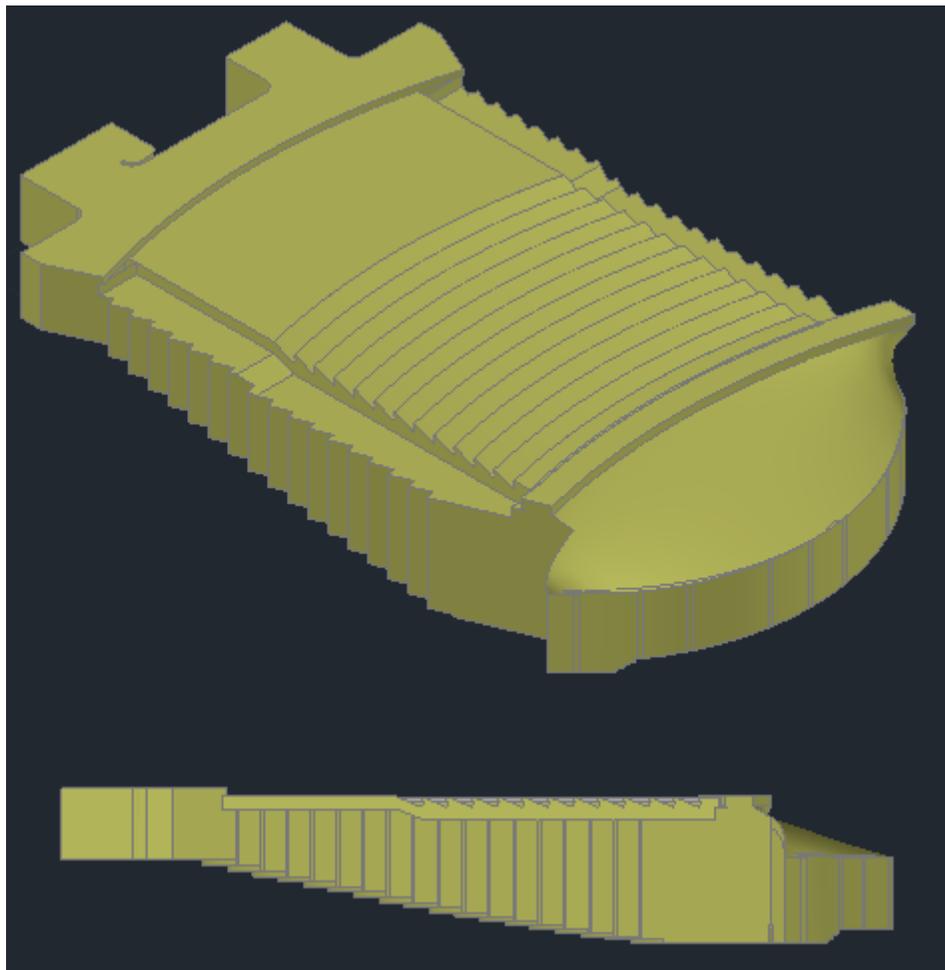


Figura 77. Detalle del volumen del auditorio.

Fuente: Elaboración propia. AutoCAD 2018.

Posteriormente se determinó el caudal del agua en función de la carga térmica distribuida a cada una de las manejadoras de aire, utilizando para ello la Ecuación 29.

De igual forma, se determinó el flujo de aire para cada manejadora, para ello utilizando como insumo los datos de la cantidad de aire requerido determinado anteriormente. Los datos mencionados se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 68. Distribución de caudal de agua y flujo de aire en las manejadoras.

Manejadora	Caudal de agua			Flujo de aire	
	gpm	m ³ /h	L/s	ft ³ /min	m ³ /h
1	10,70	2,43	0,68	1 455,08	2 473,64
2	10,70	2,43	0,68	1 455,08	2 473,64
3	6,42	1,46	0,41	873,05	1 484,18
4	6,42	1,46	0,41	873,05	1 484,18
5	6,42	1,46	0,41	873,05	1 484,18
6	6,42	1,46	0,41	873,05	1 484,18
7	8,94	2,03	0,56	512,51	871,27
8	8,94	2,03	0,56	512,51	871,27
Total	64,97	14,75	4,10	7 427,37	12 626,53

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.7. Tubería de agua helada

8.7.1. Determinación de diámetros

Para el dimensionamiento de la red de tuberías, se siguieron las recomendaciones de la literatura consultada, iniciando con un esquema del sistema y luego realizar una codificación de la misma para facilitar el proceso. La Figura 78 muestra la codificación realizada en la red de tuberías. El código U seguido por un número, e.g. U1, quiere decir, que se trata de la unidad manejadora 1, de la misma manera con las otras manejadoras.

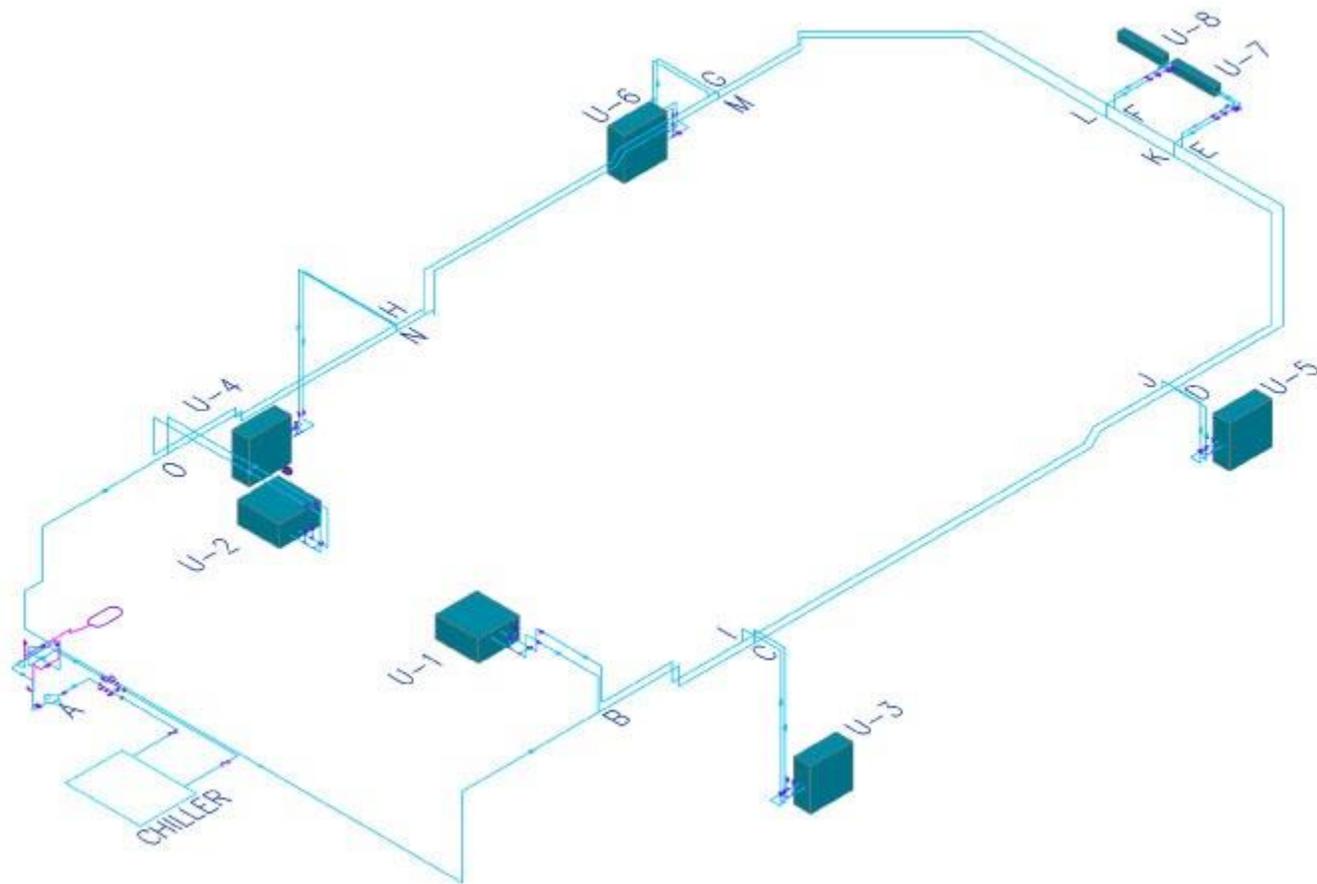


Figura 78. Codificación de la red de tuberías.

Fuente: Elaboración propia. AutoCAD 2018.

Una vez realizado el esquema de la tubería, se procedió a calcular el flujo en cada sección, sumando los flujos necesarios para cada una de las unidades terminales, desde la última unidad hasta el cabezal de la bomba.

Partiendo de las recomendaciones de ASHRAE (2013), se asumió una pérdida por fricción comprendida entre 1 y 4 ft/s (100 a 400 Pa/m) y una velocidad que no excediera los 4 ft/s (1,2 m/s) para tubería con un diámetro menor o igual a 2 in (50 mm) y una velocidad entre 4 y 6 ft/s (1,2 y 1,8 m/s) para determinar el diámetro de la tubería del cabezal de la bomba.

El dimensionamiento de la tubería se realizó mediante el método manual y el mismo se verificó mediante el uso de la herramienta por computadora *PipeSizer* del fabricante McQuay. Se decidió utilizar acero SCH 40 para la tubería del cabezal de la bomba (área de casa de máquinas) y para el resto de tramos, tubería PVC SCH 80 pre-aislado para aminorar los costos y facilitar la instalación del sistema.

Los resultados se muestran a continuación y en los anexos se detalla se muestran los nomogramas para la determinación de los diámetros en conjunto con la verificación de cálculo mediante el programa *PipeSizer* del fabricante McQuay.

Tabla 69. Cálculo de diámetro de tuberías mediante el método manual.

Sección		Caudal		Método manual						
		gpm	m ³ /h	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	Pérdida de carga (ft/100 ft)	Velocidad (ft/s)	Velocidad (m/s)	Material	
Suministro	Principal	A-B	64,97	14,75	2 1/2	65	3,20	4,30	1,42	Acero SCH 40
		B-C	54,26	12,32	2 1/2	65	2,75	4,10	1,35	PVC SDR 17
		C-D	47,84	10,86	2 1/2	65	2,20	3,65	1,21	PVC SDR 17
		D-E	41,42	9,41	2 1/2	65	1,70	3,10	1,02	PVC SDR 17
		E-F	32,48	7,38	2	50	2,65	3,55	1,17	PVC SDR 17
		F-G	23,54	5,35	2	50	1,45	2,50	0,83	PVC SDR 17
		G-H	17,12	3,89	1 1/2	40	2,90	3,10	1,02	PVC SDR 17
	Ramales	H-U2	10,70	2,43	1 1/4	32	2,70	2,70	0,89	PVC SDR 17
		B-U1	10,70	2,43	1 1/4	32	2,70	2,70	0,89	PVC SDR 17
		C-U3	6,42	1,46	1 1/4	32	1,10	1,65	0,54	PVC SDR 17
		D-U5	6,42	1,46	1 1/4	32	1,10	1,65	0,54	PVC SDR 17
		E-U7	8,94	2,03	1 1/4	32	1,95	2,25	0,74	PVC SDR 17
		F-U8	8,94	2,03	1 1/4	32	1,95	2,25	0,74	PVC SDR 17
		G-U6	6,42	1,46	1 1/4	32	1,10	1,65	0,54	PVC SDR 17
H-U4	6,42	1,46	1 1/4	32	1,10	1,65	0,54	PVC SDR 17		

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 70. Cálculo de diámetro de tuberías mediante el método manual (continuación).

Sección		Caudal		Método manual						
		gpm	m ³ /h	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	Pérdida de carga (ft/100 ft)	Velocidad (ft/s)	Velocidad (m/s)	Material	
Retorno	Principal	I-J	17,12	3,89	1 1/2	40	2,90	3,10	1,02	PVC SDR 17
		J-K	23,54	5,35	2	50	1,45	2,50	0,83	PVC SDR 17
		K-L	32,48	7,38	2	50	2,65	3,55	1,17	PVC SDR 17
		L-M	41,42	9,41	2 1/2	65	1,70	3,10	1,02	PVC SDR 17
		M-N	47,84	10,86	2 1/2	65	2,20	3,65	1,21	PVC SDR 17
		N-O	54,26	12,32	2 1/2	65	2,75	4,10	1,35	PVC SDR 17
		O-A	64,97	14,75	2 1/2	65	3,20	4,30	1,42	Acero SCH 40
	Ramales	U1-I	10,70	2,43	1 1/4	32	2,70	2,70	0,89	PVC SDR 17
		U3-I	6,42	1,46	1 1/4	32	1,10	1,65	0,54	PVC SDR 17
		U5-J	6,42	1,46	1 1/4	32	1,10	1,65	0,54	PVC SDR 17
		U7-K	8,94	2,03	1 1/4	32	1,95	2,25	0,74	PVC SDR 17
		U8-L	8,94	2,03	1 1/4	32	1,95	2,25	0,74	PVC SDR 17
		U6-M	6,42	1,46	1 1/4	32	1,10	1,65	0,54	PVC SDR 17
		U4-N	6,42	1,46	1 1/4	32	1,10	1,65	0,54	PVC SDR 17
U2-O	10,70	2,43	1 1/4	32	2,70	2,70	0,89	PVC SDR 17		

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 71. Cálculo de diámetro de tuberías mediante la herramienta *PipeSizer*.

Sección		Caudal		Design Tools PipeSizer (McQuay)						
		gpm	m ³ /h	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	Pérdida de carga (ft/100 ft)	Velocidad (ft/s)	Velocidad (m/s)	Material	
Suministro	Principal	A-B	64,97	14,75	2 1/2	65	3,215	4,35	1,326	Acero SCH 40
		B-C	54,26	12,32	2 1/2	65	2,768	4,11	1,253	PVC SDR 17
		C-D	47,84	10,86	2 1/2	65	2,212	3,62	1,103	PVC SDR 17
		D-E	41,42	9,41	2 1/2	65	1,712	3,14	0,957	PVC SDR 17
		E-F	32,48	7,38	2	50	2,637	3,53	1,076	PVC SDR 17
		F-G	23,54	5,35	2	50	1,491	2,56	0,780	PVC SDR 17
		G-H	17,12	3,89	1 1/2	40	2,890	3,11	0,948	PVC SDR 17
	Ramales	H-U2	10,70	2,43	1 1/4	32	2,708	2,68	0,817	PVC SDR 17
		B-U1	10,70	2,43	1 1/4	32	2,708	2,68	0,817	PVC SDR 17
		C-U3	6,42	1,46	1 1/4	32	1,107	1,61	0,491	PVC SDR 17
		D-U5	6,42	1,46	1 1/4	32	1,107	1,61	0,491	PVC SDR 17
		E-U7	8,94	2,03	1 1/4	32	1,976	2,24	0,683	PVC SDR 17
		F-U8	8,94	2,03	1 1/4	32	1,976	2,24	0,683	PVC SDR 17
		G-U6	6,42	1,46	1 1/4	32	1,107	1,61	0,491	PVC SDR 17
H-U4	6,42	1,46	1 1/4	32	1,107	1,61	0,491	PVC SDR 17		

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 72. Cálculo de diámetro de tuberías mediante la herramienta *PipeSizer* (continuación)

Sección			Caudal		Design Tools PipeSizer (McQuay)					
			gpm	m ³ /h	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	Pérdida de carga (ft/100 ft)	Velocidad (ft/s)	Velocidad (m/s)	Material
Retorno	Principal	I-J	17,12	3,89	1 1/2	40	2,890	3,11	0,948	PVC SDR 17
		J-K	23,54	5,35	2	50	1,491	2,56	0,780	PVC SDR 17
		K-L	32,48	7,38	2	50	2,637	3,53	1,076	PVC SDR 17
		L-M	41,42	9,41	2 1/2	65	1,712	3,14	0,957	PVC SDR 17
		M-N	47,84	10,86	2 1/2	65	2,212	3,62	1,103	PVC SDR 17
		N-O	54,26	12,32	2 1/2	65	2,768	4,11	1,253	PVC SDR 17
		O-A	64,97	14,75	2 1/2	65	3,215	4,35	1,326	Acero SCH 40
	Ramales	U1-I	10,70	2,43	1 1/4	32	2,708	2,68	0,817	PVC SDR 17
		U3-I	6,42	1,46	1 1/4	32	1,107	1,61	0,491	PVC SDR 17
		U5-J	6,42	1,46	1 1/4	32	1,107	1,61	0,491	PVC SDR 17
		U7-K	8,94	2,03	1 1/4	32	1,976	2,24	0,683	PVC SDR 17
		U8-L	8,94	2,03	1 1/4	32	1,976	2,24	0,683	PVC SDR 17
		U6-M	6,42	1,46	1 1/4	32	1,107	1,61	0,491	PVC SDR 17
		U4-N	6,42	1,46	1 1/4	32	1,107	1,61	0,491	PVC SDR 17
U2-O	10,70	2,43	1 1/4	32	2,708	2,68	0,817	PVC SDR 17		

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.7.2. Determinación de la caída de presión en las tuberías

Una vez determinado el diámetro de las tuberías, se procedió a determinar la caída de presión en las mismas. Para ello, se contempló la longitud entre las derivaciones, los accesorios, las válvulas, el equipo de enfriamiento, las unidades terminales, así como el resto de elementos del sistema de enfriamiento de agua helada. Para el cálculo además se optó por utilizar la pérdida de carga determinada mediante la herramienta *PipeSizer*, esto por tener un valor que tiene mayor precisión en comparación con el leído en el nomograma. Los resultados se tabularon y se muestran a continuación.

Tabla 73. Cálculo de caída de presión.

Sección	Longitud entre derivaciones (m)	Longitud entre derivaciones (ft)	Codos de 90°		Codos de 45°	
			Cantidad	Longitud equivalente (ft)	Cantidad	Equivalente en codos de 90°
A-B	35,7367	117,25	8	6,805	1	0,7
B-C	5,4276	17,81	2	6,733	0	0
C-D	13,3187	43,70	0	6,586	2	0,7
D-E	11,0054	36,11	2	6,442	1	0,7
E-F	2,1100	6,92	0	5,506	0	0
F-G	11,4242	37,48	2	5,268	1	0,7
G-H	11,7379	38,51	2	4,222	3	0,7
H-U2	16,0465	52,65	6	3,504	0	0
B-U1	5,0801	16,67	3	3,504	0	0
C-U3	6,4380	21,12	4	3,183	0	0
D-U5	3,2890	10,79	3	3,183	0	0
E-U7	2,5950	8,51	2	3,372	0	0
F-U8	2,1350	7,00	2	3,372	0	0
G-U6	5,4615	17,92	6	3,183	0	0
H-U4	8,1800	26,84	3	3,183	0	0
I-J	13,2937	43,61	0	4,222	2	0,7
J-K	10,5850	34,73	2	5,268	1	0,7
K-L	2,1100	6,92	0	5,506	0	0
L-M	11,0186	36,15	2	6,442	1	0,7
M-N	12,0509	39,54	2	6,586	3	0,7
N-O	7,4365	24,40	2	6,733	0	0
O-A	14,7509	48,40	13	6,805	0	0
U1-I	9,7226	31,90	6	3,504	0	0
U3-I	7,0430	23,11	4	3,183	0	0
U5-J	4,2790	14,04	4	3,183	0	0
U7-K	3,1600	10,37	2	3,372	0	0
U8-L	2,7000	8,86	2	3,372	0	0
U6-M	5,9665	19,58	6	3,183	0	0
U4-N	8,1850	26,85	4	3,183	0	0
U2-O	8,0050	26,26	3	3,504	0	0

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 74. Cálculo de caída de presión (continuación).

Sección	Te		Válvula de bola		Válvula de control de tres vías	
	Cantida d	Longitud equivalente (ft)	Cantida d	Equivalente en codos de 90°	Cantidad	Pérdida (ft)
A-B	1	12	1	0,5	0	0
B-C	1	12	0	0	0	0
C-D	1	12	0	0	0	0
D-E	1	12	0	0	0	0
E-F	1	10	0	0	0	0
F-G	1	10	0	0	0	0
G-H	1	8	0	0	0	0
H-U2	2	7	1	0,5	0	0
B-U1	2	7	1	0,5	0	0
C-U3	2	7	1	0,5	0	0
D-U5	2	7	1	0,5	0	0
E-U7	2	7	1	0,5	0	0
F-U8	2	7	1	0,5	0	0
G-U6	2	7	1	0,5	0	0
H-U4	2	7	1	0,5	0	0
I-J	1	8	0	0	0	0
J-K	1	10	0	0	0	0
K-L	1	10	0	0	0	0
L-M	1	12	0	0	0	0
M-N	1	12	0	0	0	0
N-O	0	12	0	0	0	0
O-A	1	12	1	0,5	0	0
U1-I	2	7	1	0,5	1	4,13
U3-I	2	7	1	0,5	1	1,49
U5-J	2	7	1	0,5	1	1,49
U7-K	2	7	1	0,5	1	2,88
U8-L	2	7	1	0,5	1	2,88
U6-M	2	7	1	0,5	1	1,49
U4-N	2	7	1	0,5	1	1,49
U2-O	2	7	1	0,5	1	4,13

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 75. Cálculo de caída de presión (continuación).

Sección	Junta flexible		Válvula triple uso		Válvula de balance	
	Cantidad	Pérdida (ft)	Cantidad	Pérdida (ft)	Cantidad	Pérdida (ft)
A-B	2	1,15	0	0	0	0
B-C	0	0	0	0	0	0
C-D	0	0	0	0	0	0
D-E	0	0	0	0	0	0
E-F	0	0	0	0	0	0
F-G	0	0	0	0	0	0
G-H	0	0	0	0	0	0
H-U2	0	0	0	0	0	0
B-U1	0	0	0	0	0	0
C-U3	0	0	0	0	0	0
D-U5	0	0	0	0	0	0
E-U7	0	0	0	0	0	0
F-U8	0	0	0	0	0	0
G-U6	0	0	0	0	0	0
H-U4	0	0	0	0	0	0
I-J	0	0	0	0	0	0
J-K	0	0	0	0	0	0
K-L	0	0	0	0	0	0
L-M	0	0	0	0	0	0
M-N	0	0	0	0	0	0
N-O	0	0	0	0	0	0
O-A	0	0	1	3,07	0	0
U1-I	0	0	0	0	1	2,4
U3-I	0	0	0	0	1	2,4
U5-J	0	0	0	0	1	2,4
U7-K	0	0	0	0	1	2,4
U8-L	0	0	0	0	1	2,4
U6-M	0	0	0	0	1	2,4
U4-N	0	0	0	0	1	2,4
U2-O	0	0	0	0	1	2,4

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 76. Cálculo de caída de presión (continuación).

Sección	Manejadoras de aire		Evaporador del chiller		Separador de aire	
	Cantidad	Pérdida (ft)	Cantidad	Pérdida (ft)	Cantidad	Pérdida (ft)
A-B	0	0	1	11,8	0	0
B-C	0	0	0	0	0	0
C-D	0	0	0	0	0	0
D-E	0	0	0	0	0	0
E-F	0	0	0	0	0	0
F-G	0	0	0	0	0	0
G-H	0	0	0	0	0	0
H-U2	1	7,8	0	0	0	0
B-U1	1	7,8	0	0	0	0
C-U3	1	3,8	0	0	0	0
D-U5	1	3,8	0	0	0	0
E-U7	1	7,4	0	0	0	0
F-U8	1	7,4	0	0	0	0
G-U6	1	3,8	0	0	0	0
H-U4	1	3,8	0	0	0	0
I-J	0	0	0	0	0	0
J-K	0	0	0	0	0	0
K-L	0	0	0	0	0	0
L-M	0	0	0	0	0	0
M-N	0	0	0	0	0	0
N-O	0	0	0	0	0	0
O-A	0	0	0	0	1	0,25
U1-I	0	0	0	0	0	0
U3-I	0	0	0	0	0	0
U5-J	0	0	0	0	0	0
U7-K	0	0	0	0	0	0
U8-L	0	0	0	0	0	0
U6-M	0	0	0	0	0	0
U4-N	0	0	0	0	0	0
U2-O	0	0	0	0	0	0

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 77. Cálculo de caída de presión (continuación).

Sección	Longitud equivalente total (ft)	Altura manométrica (ft c.a.)	Altura manométrica (m c.a.)
A-B	191,85	20,27	6,18
B-C	43,27	1,20	0,37
C-D	64,92	1,44	0,44
D-E	65,50	1,12	0,34
E-F	16,92	0,45	0,14
F-G	61,70	0,92	0,28
G-H	63,82	1,84	0,56
H-U2	89,42	10,22	3,12
B-U1	42,93	8,96	2,73
C-U3	49,45	4,35	1,33
D-U5	35,93	4,20	1,28
E-U7	30,94	8,01	2,44
F-U8	29,43	7,98	2,43
G-U6	52,61	4,38	1,34
H-U4	51,98	4,38	1,33
I-J	57,53	1,66	0,51
J-K	58,95	0,88	0,27
K-L	16,92	0,45	0,14
L-M	65,54	1,12	0,34
M-N	78,54	1,74	0,53
N-O	37,86	1,05	0,32
O-A	152,26	8,22	2,50
U1-I	68,67	8,39	2,56
U3-I	51,43	4,46	1,36
U5-J	42,36	4,36	1,33
U7-K	32,80	5,93	1,81
U8-L	31,29	5,90	1,80
U6-M	54,26	4,49	1,37
U4-N	55,18	4,50	1,37
U2-O	52,53	7,96	2,43

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.7.3. Determinación de la presión de la bomba

A partir de los cálculos anteriores, se procedió a calcular la altura manométrica de la bomba, para así seleccionar la misma.

Se analizó cuál de los tramos era el más crítico, es decir, el que presentaba una caída de presión mayor en comparación con los otros. Se determinó que el tramo que da hacia la manejadora 2 es el que representa la ruta más crítica del sistema.

Tabla 78. Caída de presión en los ramales de las unidades terminales.

Manejadora	Caída de presión (ft c.a.)	Caída de presión (m c.a.)
1	17,36	5,29
2	18,18	5,54
3	8,80	2,68
4	8,87	2,71
5	8,55	2,61
6	8,87	2,70
7	13,94	4,25
8	13,88	4,23

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

A la caída de presión anterior se le sumó la caída que se presenta en la succión y en la descarga de la bomba, es decir, la ruta A-B-C-D-E-F-G-H-U2-O-A. La siguiente tabla resume los resultados de la presión requerida para seleccionar la bomba.

Tabla 79. Altura manométrica de la bomba.

Altura manométrica (ft c.a.)	53,63
Altura manométrica (m c.a.)	16,35
Altura manométrica (psi)	23,22
Altura manométrica (kPa)	369,74

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.8. Ductos de aire

Para el cálculo de los ductos de aire, se utilizó el método de recuperación estática. A partir de los datos de los flujos de aire requeridos y calculados anteriormente, se procedió a determinar las dimensiones de los ductos para el cálculo posterior de la caída de presión en los mismos. Los resultados se muestran a continuación y en los anexos se muestran los nomogramas para la determinación de sus dimensiones, en conjunto con la verificación de los resultados mediante el programa *DuctSizer* del fabricante McQuay.

Para el caso de las manejadoras 1 y 2 y el equipo paquete, se decidió utilizar ducto flexible entre el ducto principal y el difusor, esto debido a las dificultades que se presentan para utilizar un ducto rectangular en esa zona como se puede apreciar en la Figura 79 donde se tiene una estructura que representa un obstáculo para la distribución del aire en esa zona.



Figura 79. Detalle de ductos de suministro sobre el escenario.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.

Tabla 80. Cálculo de ductos y caída de presión en las manejadoras 1 y 2.

Manejadora	Sección	Caudal (CFM)	Caudal m ³ /h	Longitud equivalente (ft)	Razón L/Q	Velocidad (FPM)	Velocidad (m/s)	Área (ft ²)	Dimensiones rectangulares (in)	Dimensiones rectangulares (mm)	Diámetro equivalente (in)	Diámetro equivalente (mm)	
U-1	Principal A-B	1 455,08	2 473,64	3,77	0,04	800,00	4,06	1,82	18 x 16	450 x 400	18,54	470,92	
	B-C	727,54	1 236,82	8,20	0,15	785,00	3,99	0,93	16 x 10	400 x 250	13,73	348,74	
	B-D	727,54	1 236,82	8,20	0,15	785,00	3,99	0,93	16 x 10	400 x 250	13,73	348,74	
	Ramales (6)	242,51	412,27	6,56	0,23	710,00	3,61	0,34	Ducto flexible circular	-	7,90	200,66	
	Te. Cabezal rectangular con ramal redondo	-	-	-	-	785,00	3,99	-	-	-	-	-	-
	Difusores (3)	485,03	824,55	-	-	710,00	3,61	-	-	-	-	-	-

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 81. Cálculo de ductos y caída de presión en las manejadoras 1 y 2 (continuación).

Sección	Fricción del ducto (inH ₂ O/100 ft)	Recuperación estática	Factor K	Pérdida en terminal	Caída de presión (in c.a.)	Caída de presión (mm c.a.)
Principal A-B	0,048	-	-	-	0,0018	0,05
B-C	0,058	0,0011	-	-	0,0048	0,12
B-D	0,058	0,0011	-	-	0,0048	0,12
Ramales (6)	0,117	0,0053	-	-	0,0077	0,20
Te. Cabezal rectangular con ramal redondo	-	-	7,08	-	0,2727	6,93
Difusores (3)	-	-	-	0,279	0,2790	7,09
Total					0,5632	14,31

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 82. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 3.

Sección	Caudal (CFM)	Caudal m ³ /h	Longitud equivalente (ft)	Razón L/Q	Velocidad (FPM)	Velocidad (m/s)	Área (ft ²)	Dimensiones rectangulares (in)	Dimensiones rectangulares (mm)	Diámetro equivalente (in)	Diámetro equivalente (mm)
Principal A-B	873,05	1 484,18	15,47	0,25	800	4,06	1,09	14 x 12	350 x 300	14,16	359,66
Codo de 90°	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
B-C	218,26	371,05	5,65	0,21	700	3,56	0,31	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
Codo de 90°	-	-	-	-	700	3,56	-	-	-	-	-
Ramal C	218,26	371,05	2,53		700	3,56	0,31	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
Difusor	-	-	-	-	700	3,56	-	-	-	-	-
B-D	654,79	1 113,14	0,26	0,005	800	4,06	0,82	12 x 10	300 x 250	11,96	303,78
Te con compuerta	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
Codo de 90°	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
Ramal D	218,26	371,05	2,53		800	4,06	0,27	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
Difusor	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
D-E	436,52	742,09	5,91	0,14	735	3,73	0,59	12 x 8	300 x 200	10,66	270,76
Te con compuerta	-	-	-	-	735	3,73	-	-	-	-	-
Codo de 90°	-	-	-	-	735	3,73	-	-	-	-	-
Ramal E	218,26	371,05	2,53		735	3,73	0,30	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
Difusor	-	-	-	-	735	3,73	-	-	-	-	-
E-F	218,26	371,05	5,91	0,22	640	3,25	0,34	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
Codo de 90°	-	-	-	-	640	3,25	-	-	-	-	-
Ramal F	218,26	371,05	2,53		640	3,25	0,34	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
Difusor	-	-	-	-	640	3,25	-	-	-	-	-

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 83. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 3 (continuación).

Sección	Fricción del ducto (inH ₂ O/100 ft)	Recuperación estática	Factor K	Pérdida en terminal	Caída de presión (in c.a.)	Caída de presión (mm c.a.)
Principal A-B	0,0720	-	-	-	0,0111	0,28
Codo de 90°	-	-	0,16	-	0,0064	0,16
B-C	0,1200	0,007		-	0,0068	0,17
Codo de 90°	-	-	0,144472	-	0,0044	0,11
Ramal C	0,1200	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor		-	-	0,093	0,0930	2,36
B-D	0,0860	0,000	-	-	0,0002	0,01
Te con compuerta	-	-	1,137214	-	0,0455	1,16
Codo de 90°	-	-	0,147262	-	0,0059	0,15
Ramal D	0,0298	-	-	-	0,0008	0,02
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
D-E	0,0890	0,005	-	-	0,0053	0,13
Te con compuerta	-	-	1,29	-	0,0436	1,11
Codo de 90°	-	-	0,144472	-	0,0049	0,12
Ramal E	0,1200	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
E-F	0,1200	0,006	-	-	0,0071	0,18
Codo de 90°	-	-	0,158208	-	0,0041	0,10
Ramal F	0,1200	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
Total					0,5092	12,93

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 84. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 4.

Manejadora	Sección	Caudal (CFM)	Caudal m ³ /h	Longitud equivalente (ft)	Razón L/Q	Velocidad (FPM)	Velocidad (m/s)	Área (ft ²)	Dimensiones rectangulares (in)	Dimensiones rectangulares (mm)	Diámetro equivalente (in)	Diámetro equivalente (mm)	
U-4	Principal A-B	873,05	1 484,18	14,45	0,23	800	4,06	1,09	14 x 12	350 x 300	14,16	359,66	
	Codo de 90°	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-	
	B-C	218,26	371,05	4,67	0,17	720	3,66	0,30	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77	
	Codo de 90°	-	-	-	-	720	3,66	-	-	-	-	-	
	Ramal C	218,26	371,05	2,53	-	720	3,66	0,30	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77	
	Difusor	-	-	-	-	720	3,66	-	-	-	-	-	-
	B-D	654,79	1 113,14	1,24	0,02	790	4,01	0,83	12 x 10	300 x 250	11,96	303,78	
	Te con compuerta	-	-	-	-	790	4,01	-	-	-	-	-	-
	Codo de 90°	-	-	-	-	790	4,01	-	-	-	-	-	-
	Ramal D	218,26	371,05	2,53	-	790	4,01	0,28	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77	
	Difusor	-	-	-	-	790	4,01	-	-	-	-	-	-
	D-E	436,52	742,09	5,91	0,14	725	3,68	0,60	12 x 8	300 x 200	10,66	270,76	
	Te con compuerta	-	-	-	-	725	3,68	-	-	-	-	-	-
	Codo de 90°	-	-	-	-	725	3,68	-	-	-	-	-	-
	Ramal E	218,26	371,05	2,53	-	725	3,68	0,30	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77	
	Difusor	-	-	-	-	725	3,68	-	-	-	-	-	-
	E-F	218,26	371,05	5,91	0,22	630	3,20	0,35	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77	
	Codo de 90°	-	-	-	-	630	3,20	-	-	-	-	-	-
	Ramal F	218,26	371,05	2,53	-	630	3,20	0,35	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77	
	Difusor	-	-	-	-	630	3,20	-	-	-	-	-	-

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 85. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 4 (continuación).

Sección	Fricción del ducto (inH ₂ O/100 ft)	Recuperación estática	Factor K	Pérdida en terminal	Caída de presión (in c.a.)	Caída de presión (mm c.a.)
Principal A-B	0,0720	-		-	0,0104	0,26
Codo de 90°	-	-	0,16	-	0,0064	0,16
B-C	0,125	0,006		-	0,0058	0,15
Codo de 90°	-	-	0,144472	-	0,0047	0,12
Ramal C	0,125	-		-	0,0032	0,08
Difusor	-	-		0,093	0,0930	2,36
B-D	0,095	0,001		-	0,0012	0,03
Te con compuerta	-	-	1,137214	-	0,0444	1,13
Codo de 90°	-	-	0,14726272	-	0,0057	0,15
Ramal D	0,12	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
D-E	0,079	0,005	-	-	0,0047	0,12
Te con compuerta	-	-	1,29	-	0,0424	1,08
Codo de 90°	-	-	0,144472	-	0,0047	0,12
Ramal E	0,12	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
E-F	0,12	0,006	-	-	0,0071	0,18
Codo de 90°	-	-	0,158208	-	0,0039	0,10
Ramal F	0,12	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
Total					0,5086	12,92

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 86. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 5.

Manejadora	Sección	Caudal (CFM)	Caudal m ³ /h	Longitud equivalente (ft)	Razón L/Q	Velocidad (FPM)	Velocidad (m/s)	Área (ft ²)	Dimensiones rectangulares (in)	Dimensiones rectangulares (mm)	Diámetro equivalente (in)	Diámetro equivalente (mm)
U-5	Principal A-B	873,05	1 484,18	11,01	0,18	800	4,06	1,09	14 x 12	350 x 300	14,16	359,66
	Te con compuerta	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
	Codo de 90°	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
	Ramal B	218,26	371,05	2,53		800	4,06	0,27	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
	Difusor	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
	B-C	654,79	1 113,14	8,20	0,16	720	3,66	0,91	12 x 12	300 x 300	13,12	333,25
	Te con compuerta	-	-	-	-	720	3,66	-	-	-	-	-
	Codo de 90°	-	-	-	-	720	3,66	-	-	-	-	-
	Ramal C	218,26	371,05	2,53		720	3,66	0,30	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
	Difusor	-	-	-	-	720	3,66	-	-	-	-	-
	C-D	436,52	742,09	6,27	0,15	660	3,35	0,66	12 x 10	300 x 250	11,96	303,78
	Te con compuerta	-	-	-	-	660	3,35	-	-	-	-	-
	Codo de 90°	-	-	-	-	660	3,35	-	-	-	-	-
	Ramal D	218,26	371,05	2,53	-	660	3,35	0,33	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
	Difusor	-	-	-	-	660	3,35	-	-	-	-	-
	D-E	218,26	371,05	5,91	0,22	570	2,90	0,38	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
	Codo de 90°	-	-	-	-	570	2,90	-	-	-	-	-
	Ramal E	218,26	371,05	2,53	-	570	2,90	0,38	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
Difusor	-	-	-	-	570	2,90	-	-	-	-	-	

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 87. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 5 (continuación).

Sección	Fricción del ducto (inH ₂ O/100 ft)	Recuperación estática	Factor K	Pérdida en terminal	Caída de presión (in c.a.)	Caída de presión (mm c.a.)
Principal A-B	0,0720	-	-	-	0,0079	0,20
Te con compuerta	-	-	1,070357143	-	0,0428	1,09
Codo de 90°	-	-	0,302	-	0,0121	0,31
Ramal B	0,12	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
B-C	0,06	0,006	-	-	0,0049	0,13
Te con compuerta	-	-	1,137214	-	0,0368	0,94
Codo de 90°	-	-	0,144472	-	0,0047	0,12
Ramal C	0,12	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
C-D	0,045	0,004	-	-	0,0028	0,07
Te con compuerta	-	-	1,29	-	0,0351	0,89
Codo de 90°	-	-	0,144472	-	0,0039	0,10
Ramal D	0,12	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
D-E	0,12	0,005	-	-	0,0071	0,18
Codo de 90°	-	-	0,158208	-	0,0032	0,08
Ramal E	0,12	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
Total					0,5308	13,48

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 88. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 6.

Sección	Caudal (CFM)	Caudal m ³ /h	Longitud equivalente (ft)	Razón L/Q	Velocidad (FPM)	Velocidad (m/s)	Área (ft ²)	Dimensiones rectangulares (in)	Dimensiones rectangulares (mm)	Diámetro equivalente (in)	Diámetro equivalente (mm)
Principal A-B	873,05	1 484,18	6,09	0,10	800	4,06	1,09	14 x 12	350 x 300	14,16	359,66
B-C	218,26	371,05	2,11	0,08	760	3,86	0,29	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
Codo de 90°	-	-	-	-	760	3,86	-	-	-	-	-
Ramal C	218,26	371,05	2,53	-	760	3,86	0,29	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
Difusor	-	-	-	-	760	3,86	-	-	-	-	-
B-D	654,79	1 113,14	6,09	0,12	740	3,76	0,88	12 x 12	300 x 300	13,12	333,25
Te con compuerta	-	-	-	-	740	3,76	-	-	-	-	-
Codo de 90°	-	-	-	-	740	3,76	-	-	-	-	-
Ramal D	218,26	371,05	2,53	-	740	3,76	0,29	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
Difusor	-	-	-	-	740	3,76	-	-	-	-	-
D-E	436,52	742,09	6,27	0,15	680	3,45	0,64	12 x 10	300 x 250	11,96	303,78
Te con compuerta	-	-	-	-	680	3,45	-	-	-	-	-
Codo de 90°	-	-	-	-	680	3,45	-	-	-	-	-
Ramal E	218,26	371,05	2,53	-	680	3,45	0,32	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
Difusor	-	-	-	-	680	3,45	-	-	-	-	-
E-F	218,26	371,05	5,91	0,22	590	3,00	0,37	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
Codo de 90°	-	-	-	-	590	3,00	-	-	-	-	-
Ramal F	218,26	371,05	2,53	-	590	3,00	0,37	8 x 6	200 x 150	7,55	191,77
Difusor	-	-	-	-	590	3,00	-	-	-	-	-

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 89. Cálculo de ductos y caída de presión en la manejadora 6 (continuación).

Sección	Fricción del ducto (inH ₂ O/100 ft)	Recuperación estática	Factor K	Pérdida en terminal	Caída de presión (in c.a.)	Caída de presión (mm c.a.)
Principal A-B	0,0720	-	-	-	0,0044	0,11
B-C	0,12	0,003	-	-	0,0025	0,06
Codo de 90°	-	-	0,144472	-	0,0052	0,13
Ramal C	0,12	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
B-D	0,06	0,004	-	-	0,0037	0,09
Te con compuerta	-	-	1,137214	-	0,0389	0,99
Codo de 90°	-	-	0,144472	-	0,0049	0,13
Ramal D	0,12	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
D-E	0,045	0,004	-	-	0,0028	0,07
Te con compuerta	-	-	1,29	-	0,0373	0,95
Codo de 90°	-	-	0,144472	-	0,0042	0,11
Ramal E	0,12	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
E-F	0,12	0,005	-	-	0,0071	0,18
Codo de 90°	-	-	0,158208	-	0,0034	0,09
Ramal F	0,12	-	-	-	0,0030	0,08
Difusor	-	-	-	0,093	0,0930	2,36
Total					0,4820	12,24

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 90. Cálculo de ductos y caída de presión en las manejadoras 7 y 8.

Sección	Caudal (CFM)	Caudal m ³ /h	Longitud (ft)	Razón L/Q	Velocidad (FPM)	Velocidad (m/s)	Área (ft ²)	Dimensiones rectangulares (in)	Dimensiones rectangulares (mm)	Diámetro equivalente (in)	Diámetro equivalente (mm)
Principal A-B	512,51	871,27	2,53	0,06	200	1,02	2,56	50 x 10	1 250 x 250	22,71	576,83
Te con compuerta	-	-	-	-	200	1,02	-	-	-	-	-
Ramal B-C	75,99	129,18	0,83	0,06	200	1,02	0,38	10 x 10	250 x 250	10,93	277,62
Difusor	-	-	-	-	200	1,02	-	-	-	-	-
Ramal B-D	436,52	742,09	5,36	0,13	200	1,02	2,18	50 x 10	1 250 x 250	22,71	576,83
Difusor lineal	145,51	247,36	-	-	200	1,02	-	-	-	-	-

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 91. Cálculo de ductos y caída de presión en las manejadoras 7 y 8(continuación).

Sección	Fricción del ducto (inH ₂ O/100 ft)	Recuperación estática	Factor K	Pérdida en terminal	Caída de presión (in c.a.)	Caída de presión (mm c.a.)
Principal A-B	0,003	-	-	-	0,0001	0,00
Te con compuerta	-	-	1,06	-	0,0027	0,07
Ramal B-C	0,003	0,0000	-	-	0,0000	0,00
Difusor	-	-	-	0,001	0,0010	0,03
Ramal B-D	0,002	0,0000	-	-	0,0001	0,00
Difusor lineal	-	-	-	0,192	0,1920	4,88
				Total	0,1959	4,97

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 92. Cálculo de ductos y caída de presión para la unidad tipo paquete.

Sección	Caudal (CFM)	Caudal m ³ /h	Longitud equivalente (ft)	Razón L/Q	Velocidad (FPM)	Velocidad (m/s)	Área (ft ²)	Dimensiones rectangulares (in)	Dimensiones rectangulares (mm)	Diámetro equivalente (in)	Diámetro equivalente (mm)
Principal A-B	2 150,00	³ 655,00	87,80	0,81	800	4,06	2,69	28 x 14	700 x 350	21,33	541,78
B-C	1 075,00	¹ 827,50	10,22	0,14	740	3,76	1,45	14 x 16	350 x 400	16,35	415,29
B-D	1 075,00	¹ 827,50	10,22	0,14	740	3,76	1,45	14 x 16	350 x 400	16,35	415,29
Ramales (8)	268,75	456,88	6,56	0,02	740	3,76	0,36	-	-	8,1	205,74
Codo de 90° 1	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
Codo de 90° 2	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
Codo de 90° 3	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
Codo de 90° 4	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
Codo de 90° 5	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
Codo de 90° 6	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
Codo de 90° 7	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
Codo de 90° 8	-	-	-	-	800	4,06	-	-	-	-	-
Difusores (4)	537,50	913,75	-	-	800,00	4,06	-	-	-	-	-

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 93. Cálculo de ductos y caída de presión para la unidad tipo paquete (continuación).

Fricción del ducto (inH ₂ O/100 ft)	Recuperación estática	Factor K	Pérdida en terminal	Caída de presión (in c.a.)	Caída de presión (mm c.a.)
0,0500	-	-	-	0,0439	1,12
0,0510	0,004	-	-	0,0052	0,13
0,0500	0,004	-	-	0,0051	0,13
0,1250	0,000	-	-	0,0082	0,21
-	-	0,18	-	0,0072	0,18
-	-	0,18	-	0,0072	0,18
-	-	0,18	-	0,0072	0,18
-	-	0,18	-	0,0072	0,18
-	-	0,18	-	0,0072	0,18
-	-	0,25	-	0,0100	0,25
-	-	0,25	-	0,0100	0,25
-	-	0,25	-	0,0100	0,25
-	-	-	0,372	0,3720	9,45
			Total	0,1198	3,04

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.9. Selección de equipos

A partir de los resultados obtenidos, se procedió a seleccionar los equipos para suplir las necesidades del sistema de acondicionamiento de aire diseñado.

8.9.1. Tipo de tecnología de enfriamiento

En la industria existen diferentes tipos de tecnologías para suministrar aire acondicionado a los recintos, entre ellos están los sistemas de planta enfriadora de aire o “*chiller*”, equipos paquete y equipos de volumen variable de refrigerante (VRF).

Los sistemas paquete se suelen utilizar para este tipo de aplicaciones en donde se tiene una significativa cantidad de personas en el recinto a acondicionar, no obstante, para las condiciones del proyecto, un equipo paquete que suministre aire a todo el recinto no es conveniente debido a:

1. Espacio disponible en la casa de máquinas.
2. No hay espacio suficiente para la distribución de los ductos dentro de la edificación.
3. La arquitectura del auditorio no debe ser afectada.

Los sistemas VRF tienen la habilidad de controlar la cantidad de refrigerante del sistema fluyendo hacia cada evaporador, permitiendo la utilización de muchos evaporadores de diferentes capacidades y configuraciones, así como control individualizado de confort (Grondzik, 2007).

Las cualidades del VFR se verían desaprovechadas en un proyecto donde la carga es constante (como en el caso del auditorio), además de que supondría dificultades en la

instalación, puesto que se trata de conexiones de tubería de cobre donde las condiciones para su soldadura deben ser controladas totalmente para evitar la formación de óxido de cobre y así garantizar la estanqueidad, evitando fugas de refrigerante dentro del espacio del auditorio. El espacio disponible entre el cielorraso y el techo plano es muy limitado y se ve obstaculizado por diferentes estructuras y elementos que dan soporte al cielorraso del auditorio, y cuyas formas son muy irregulares. Esto hace que la instalación de una tubería de cobre se dificulte, además de que no es posible hacer ingresar tramos de tubería previamente soldados sin que se ponga en peligro la arquitectura del auditorio, limitante clave del proyecto. Grondzik (2007), en su artículo para *ASHRAE Journal*, menciona que sistemas con grandes líneas de tuberías aumentan la posibilidad de fugas de refrigerante, las cuales pueden ser difícil de encontrar y de reparar, particularmente, por los espacios inaccesibles, condición que se tiene en el auditorio, como se mencionó anteriormente. La Figura 80 muestra un diagrama de flujo que detalla el proceso de instalación de tubería de cobre.

Los sistemas VRF son recomendados para edificios con múltiples zonas que requieren control individual, como lo son oficinas, hospitales u hoteles. Un sistema VRF no compite con los sistemas de techo en un gran edificio de poca altura, como una gran tienda minorista (Grondzik, 2007).

De acuerdo con Grondzik (2007), un sistema VRF podría tener una vida útil menor que la de un sistema mediante chiller. Además, según indica el autor, los costos de instalación totales, podrían estimarse entre un 5 % y un 20 % mayor que los de un sistema de agua helada proveyendo una capacidad equivalente.

El sistema mediante agua helada presenta la ventaja de que su instalación es muy sencilla en comparación con la del sistema VRF, y con mucha más razón si se utiliza tubería de PVC para el trasiego del agua, fluido que además no representa un peligro para la salud de las personas en caso de fuga.

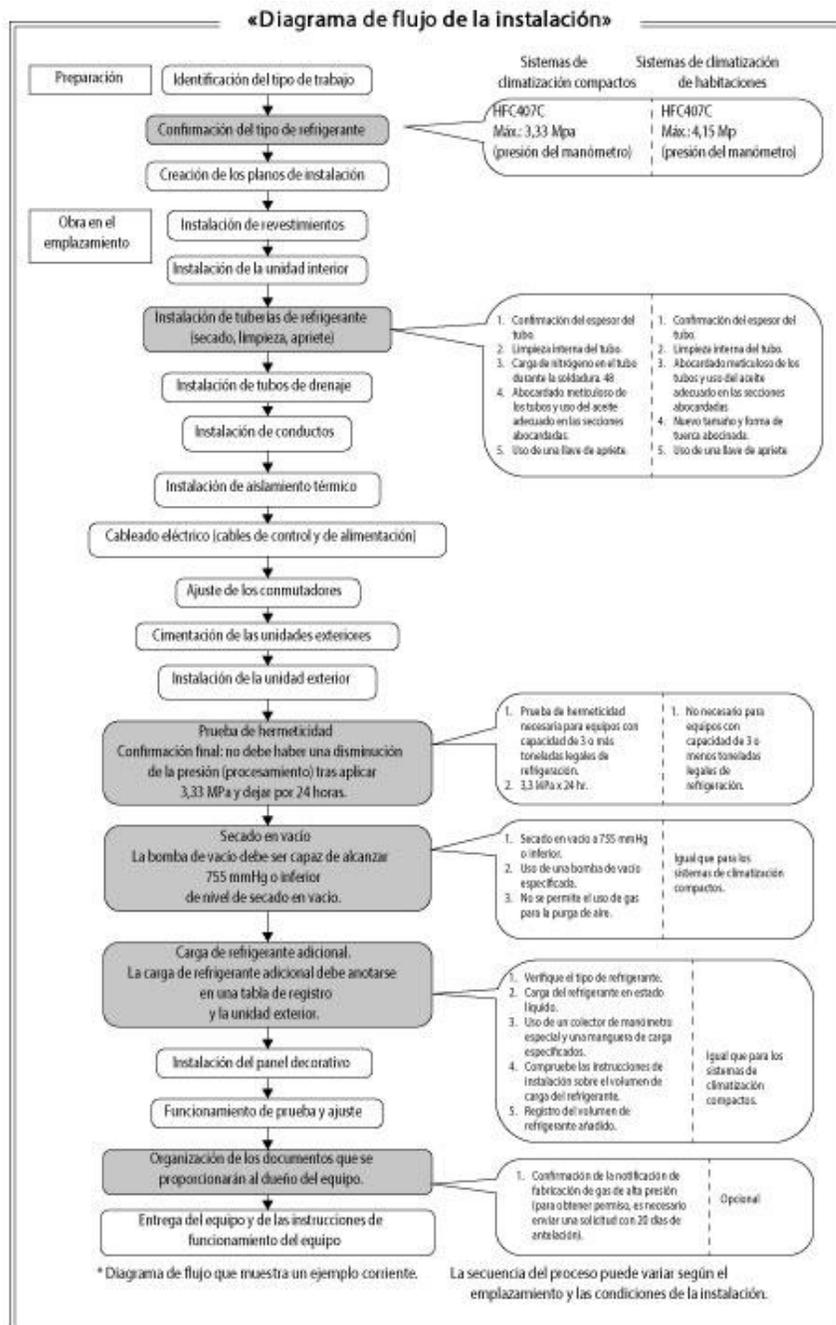


Figura 80. Diagrama de flujo de la instalación de tubería de cobre.

Fuente: (DAIKIN, 1997).

Por las razones anteriormente mencionadas, se opta por seleccionar la tecnología de agua helada, específicamente enfriado por aire. Lo anterior se debe a la disponibilidad

de espacio con el que se cuenta en la casa de máquinas, aspecto que limitaría la colocación de una torre de enfriamiento para un chiller enfriado por agua, además de que este último produce vapor de agua, gas de efecto invernadero (GEI) mencionado con anterioridad, por lo que ambientalmente no se justifica su utilización.

De acuerdo con un análisis realizado por Castro (2017), un sistema mediante *chiller* enfriado por aire tiene un costo inicial y un costo por concepto de mantenimiento menores que los de uno enfriado por agua, además de que no conviene su utilización para bajos requerimientos de carga.

De los cálculos realizados se determinó que la enfriadora de aire o *chiller* que se requiere, debía tener una capacidad mínima de 27,07 toneladas de refrigeración (81 909,30 kcal/h). Con la ayuda del proveedor se seleccionó el equipo del fabricante Carrier modelo 30RAP030 que tiene una capacidad de 30 toneladas de refrigeración (90 779,11 kcal/h) y cumple además con las dimensiones necesarias para su disposición en el espacio de la casa de máquinas. Sus especificaciones se detallan en los anexos del presente informe. El chiller seleccionado utiliza refrigerante R410A, el cual tiene un Potencial de Agotamiento de Ozono (ODP, por sus siglas en inglés) de 0, tal y como se puede apreciar en la Tabla 6, por lo que cumple con la Ley 7223 anteriormente mencionada.

8.9.2. Equipo tipo paquete

Con el objetivo de asumir la carga por ventilación y de suministrar aire fresco para el control de agentes químicos y biológicos en el aire, se seleccionó la unidad tipo paquete cuya capacidad debía ser de al menos 8,29 toneladas de refrigeración (25 091,93 kcal/h). Con la asistencia del proveedor se seleccionó la unidad 50HC-D09 del fabricante Carrier, cuya capacidad es de 8,5 toneladas de refrigeración (25 720,75 kcal/h). Este equipo, al igual que el chiller seleccionado, utiliza refrigerante R410A,

cumpliendo así con la Ley 7223. Sus especificaciones se muestran en la sección de anexos.

El sistema paquete seleccionado tiene como opciones de fábrica, la adición de un economizador para ahorro de energía y dinero, además de mejorar los niveles de confort del espacio acondicionado. Cuando se integran con sensores de CO₂, los economizadores pueden proporcionar aún más ahorros al adaptar el aire de ventilación a sólo la cantidad requerida en función de la ocupación del espacio.

A medida que los ocupantes llenan el recinto, el sensor de CO₂ detecta su presencia al aumentar los niveles de CO₂ y abre el economizador de manera apropiada. Cuando los ocupantes se van, los niveles de CO₂ disminuyen, y el sensor cierra apropiadamente el economizador.

8.9.3. Manejadoras

Para las manejadoras 1 y 2 se seleccionaron las unidades Multiaqua modelo 60CWA2 con una capacidad de 5 toneladas de refrigeración (15 129,85 kcal/h). Para el caso de las manejadoras de aire 3, 4, 5, y 6 se seleccionaron las unidades Multiaqua modelo 36CWA2 cuya capacidad es de 3 toneladas de refrigeración (9 077,91 kcal/h). Finalmente, para las unidades manejadoras 7 y 8 se seleccionaron los equipos Multiaqua modelo MCCW-16 que tienen una capacidad de 4 toneladas de refrigeración (12 103,88 kcal/h). Estos equipos fueron igualmente seleccionados con la ayuda del proveedor y sus especificaciones se detallan en los anexos.

8.9.4. Sistema de tuberías

La Tabla 94 resume las especificaciones de tubería requeridas en el proyecto.

Tabla 94. Resumen de tuberías del proyecto.

Material	Diámetro comercial (in)	Diámetro comercial (mm)	Longitud real (m)	Unidades requeridas (6 m/unidad)
PVC SCH 40 SDR 17 pre-aislado	2 1/2	65	60,2577	11
	2	50	26,2292	5
	1 1/2	40	25,0316	5
	1 1/4	32	98,2862	17
Acero SCH 40	2 1/2	65	50,4876	9

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Se determinó el aislamiento necesario para la tubería de acero SCH 40 con base en las recomendaciones dadas por ASHRAE (2013), las cuales se muestran en la

Tabla 95. De la tabla se concluye que se requiere de un aislamiento mínimo de 1 in (25 mm) para el caso de la tubería de acero SCH 40 cuyo diámetro comercial es de 2 1/2 in (65 mm).

Tabla 95. Espesores mínimos para aislamiento de tubería (mm).

Fluid Design Operating Temp. Range, °C	Insulation Conductivity		Nominal Pipe or Tube Size, mm				
	Conductivity, W/(m·K)	Mean Rating Temp., °C	<25	25 to <40	40 to <100	100 to <200	≥200
Heating Systems (Steam, Steam Condensate, Hot Water, and Domestic Hot Water) ^{b,c}							
>177	0.046 to 0.049	121	114	127	127	127	127
122 to 177	0.042 to 0.046	93	89	102	114	114	114
94 to 121	0.039 to 0.043	66	64	64	76	76	76
61 to 93	0.036 to 0.042	52	38	38	51	51	51
41 to 60	0.032 to 0.040	38	25	25	38	38	38
Cooling Systems (Chilled Water, Brine, and Refrigerant) ^d							
4 to 16	0.032 to 0.040	24	13	13	25	25	25
<4	0.032 to 0.040	10	13	25	25	25	38

^aFor insulation outside the stated conductivity range, determine minimum thickness T as follows:

$$T = r \{ (1 + t/r)^{k/k} - 1 \}$$

where T = minimum insulation thickness (mm), r = actual outside radius of pipe (cm), t = insulation thickness listed in this table for applicable fluid temperature and pipe size, K = conductivity of alternative material at mean rating temperature indicated for applicable fluid temperature (W/m·K); and k = upper value of conductivity range listed in this table for applicable fluid temperature.

^bThese thicknesses are based on energy *efficiency* considerations only. Additional insulation is sometimes required relative to safety issues/surface temperature.

^cPiping insulation is not required between the control valve and coil on run-outs when the control valve is located within 1.2 m of coil and pipe size is 25 mm or less.

^dThese thicknesses are based on energy *efficiency* considerations only. Issues such as water vapor permeability or surface condensation sometimes require vapor retarders or additional insulation.

Fuente: (ASHRAE, 2013).

8.9.5. Sistema de bombeo

La Tabla 96 resume los datos de la bomba que se requiere para el sistema.

Tabla 96. Especificaciones de la bomba requerida.

Caudal (GPM)	64,97
Caudal (L/s)	4,10
Factor de seguridad de 10 % en caudal	
Caudal (GPM)	71,46
Caudal (L/s)	4,51
Altura manométrica (ft de agua)	53,63
Altura manométrica (m de agua)	16,35
Altura manométrica (psi)	23,22
Altura manométrica (kPa)	160,06

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

De esta manera, se procedió a realizar la selección de la bomba con la ayuda del selector de equipo del fabricante Taco. Se decidió optar por un sistema de bombeo compuesto por dos bombas en paralelo, esto para tener un sistema de respaldo que garantice a disponibilidad del sistema de acondicionamiento de aire cuando así se requiera. Se seleccionaron bombas verticales en línea, modelo KV1507 de 1 760 RPM de 2 HP (1,4914 kW) y sus especificaciones se muestran en los anexos.

8.9.6. Tanque de compresión

Haciendo uso de los procedimientos recomendados por Taylor (2003) en su artículo de *ASHRAE Journal* y por ASHRAE (2016) en su volumen *HVAC Systems and Equipment*, se realizó la selección del tanque de compresión. Para la determinación del volumen del tanque, fue necesario calcular el volumen de agua del sistema contemplando la cantidad de agua contenida en las tuberías y los equipos del sistema. Dicho cálculo se detalla en la Tabla 97

Tabla 97. Determinación del volumen de agua del sistema.

Sección	Volumen de agua (m ³)	Volumen de agua (L)	Volumen de agua (gal)
A-B	0,1231	123,09	32,52
B-C	0,0172	17,19	4,54
C-D	0,0422	42,18	11,14
D-E	0,0349	34,85	9,21
E-F	0,0043	4,28	1,13
F-G	0,0232	23,15	6,12
G-H	0,0134	13,38	3,54
H-U2	0,0180	17,97	4,75
B-U1	0,0093	9,28	2,45
C-U3	0,0079	7,94	2,10
D-U5	0,0054	5,44	1,44
E-U7	0,0058	5,84	1,54
F-U8	0,0055	5,48	1,45
G-U6	0,0072	7,16	1,89
H-U4	0,0093	9,32	2,46
I-J	0,0152	15,16	4,00
J-K	0,0215	21,45	5,67
K-L	0,0043	4,28	1,13
L-M	0,0349	34,90	9,22
M-N	0,0382	38,16	10,08
N-O	0,0236	23,55	6,22
O-A	0,0732	73,21	19,34
U1-I	0,0077	7,70	2,03
U3-I	0,0056	5,58	1,47
U5-J	0,0034	3,39	0,90
U7-K	0,0025	2,50	0,66
U8-L	0,0021	2,14	0,56
U6-M	0,0047	4,72	1,25
U4-N	0,0065	6,48	1,71
U2-O	0,0063	6,34	1,67
Total	0,5761	576,10	152,20

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

La Tabla 98 muestra los resultados obtenidos por el primer método y la Tabla 99 por el segundo. Nótese que los resultados varían significativamente, puesto que se tiene una diferencia de 0,71 L (0,19 galones) de agua. Para efectos de selección del tanque se utilizaron los resultados obtenidos por el método de Taylor (2003).

Para efectos de selección del tanque se utilizaron los resultados obtenidos por el método de Taylor (2003).

Mediante el selector de tanques de expansión del fabricante Bell & Gossett, se seleccionó el tanque de expansión cuyas especificaciones se muestran en la Tabla 100. Las especificaciones completas del tanque se encuentran en los anexos.

Mediante el selector de tanques de expansión del fabricante Bell & Gossett, se seleccionó el tanque de expansión cuyas especificaciones se muestran en la Tabla 100. Las especificaciones completas del tanque se encuentran en los anexos.

Tabla 98. Selección de tanque de compresión mediante el método de Steven Taylor para ASHRAE Journal.

$T_{\text{mín}}$ (°F)	44
$T_{\text{máx}}$ (°F)	90
V_s (gal)	152,20
$P_{\text{mín}}$ (psi)	4
LPP (ft)	10,00
$\Delta P_{s, \text{tank} \rightarrow \text{LPP}}$ (psi)	3,07
$\Delta P_{f, \text{tank} \rightarrow \text{LPP}}$ (psi)	0
P_i	7,07
P_i seleccionada	12,00
P_{ma} (psi)	125
$\Delta P_{s, \text{CPP} \rightarrow \text{PRV}}$ (psi)	0
$\Delta P_{f, \text{CPP} \rightarrow \text{PRV}}$ (psi)	23,22
P_{rv} (psi)	101,78
$\Delta P_{s, \text{PRV} \rightarrow \text{tank}}$ (psi)	0
$\Delta P_{f, \text{PRV} \rightarrow \text{tank}}$ (psi)	0
$P_{\text{máx}}$ (psi)	101,78
P_a (psi)	12,80
v_h	0,01610
v_c	0,01602
V_e	0,76
V_t (gal)	0,97
V_t (L)	3,67

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 99. Selección de tanque de compresión mediante el método de ASHRAE: HVAC Systems and Equipment.

Símbolo	Descripción	Valor
V_s	Volumen de agua del sistema (gal)	152,20
t_1	Temperatura baja (°F)	44
t_2	Temperatura alta (°F)	90
$V_1 @ 44\text{ °F}$	Volumen específico a t_1 (ft ³ /lb)	0,01602
$V_2 @ 90\text{ °F}$	Volumen específico a t_2 (ft ³ /lb)	0,01610
α	Coefficiente de expansión lineal (in/in·°F)	6,50E-06
$P_1 @ 44\text{ °F}$	Presión a t_1 (psia)	0,14205
$P_2 @ 90\text{ °F}$	Presión a t_2 (psia)	0,69899
V_t	Volumen del tanque requerido (gal)	0,78
V_t	Volumen del tanque requerido (L)	2,96

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 100. Selección del tanque de compresión.

Required Tank Volume (gal)	Required Acceptance Volume (gal)	Recommended Models	Qty	Actual Tank Volume (gal)	Actual Acceptance Volume (gal)	Price Index	Orientation	Type	ASME Rated	Max Design Temperature F (C)	Max Working Pressure PSIG (kPa)
0.8	0.62	HFT-15	1	2.0	1.0	—	Vertical	Diaphragm	No	240.0 (116)	100.0 (689)

Fuente: Bell & Gossett.

8.9.7. Separador de aire

Para la selección del separador de aire, se utilizó como insumo el volumen de agua del sistema y mediante la herramienta del fabricante Bell & Gossett se determinó el separador de aire adecuado, que en este caso es el modelo RL-3F. La Tabla 101 muestra las especificaciones del separador de aire y en los anexos se detallan de forma completa sus especificaciones técnicas.

Tabla 101. Separador de aire seleccionado.

Model #	Size (in)	Type Of Separator	Recommended Max Flow (GPM)	Price Index	ASME Certified	Working Temperature (F)	Working Pressure (PSIG)	Pressure Drop @ Design Flow (ft)
RL-3F	3	Centrifugal, Without Strainer	190	1	TRUE	350	125	0.25'

Fuente: Bell & Gossett.

8.9.8. Sistema de reposición de agua

Con el objetivo de que el sistema se encuentre siempre con la cantidad de agua para su correcta operación, se diseña un sistema de reposición de agua que toma agua de la instalación de agua potable de la edificación. El sistema de reposición de agua se diseñó con base en las recomendaciones del fabricante Bell & Gossett y las del autor Taylor (2016) en su artículo para *ASHRAE Journal* titulado *The Fundamentals of Expansion Tanks*. La Figura 81 muestra el detalle de conexión de este sistema, Así mismo se muestra la conexión para el tanque de compresión y el separador de aire, entre otros elementos cuyo diámetro de tubería recomendado, según Taylor (2016), es de 0,75 in (20 mm) independientemente del tamaño del sistema. De acuerdo con dicho autor, un diámetro mayor puede ser deseable para agua de reposición en sistemas más grande únicamente para reducir el tiempo de llenado, pero no es necesario para el tanque de expansión).

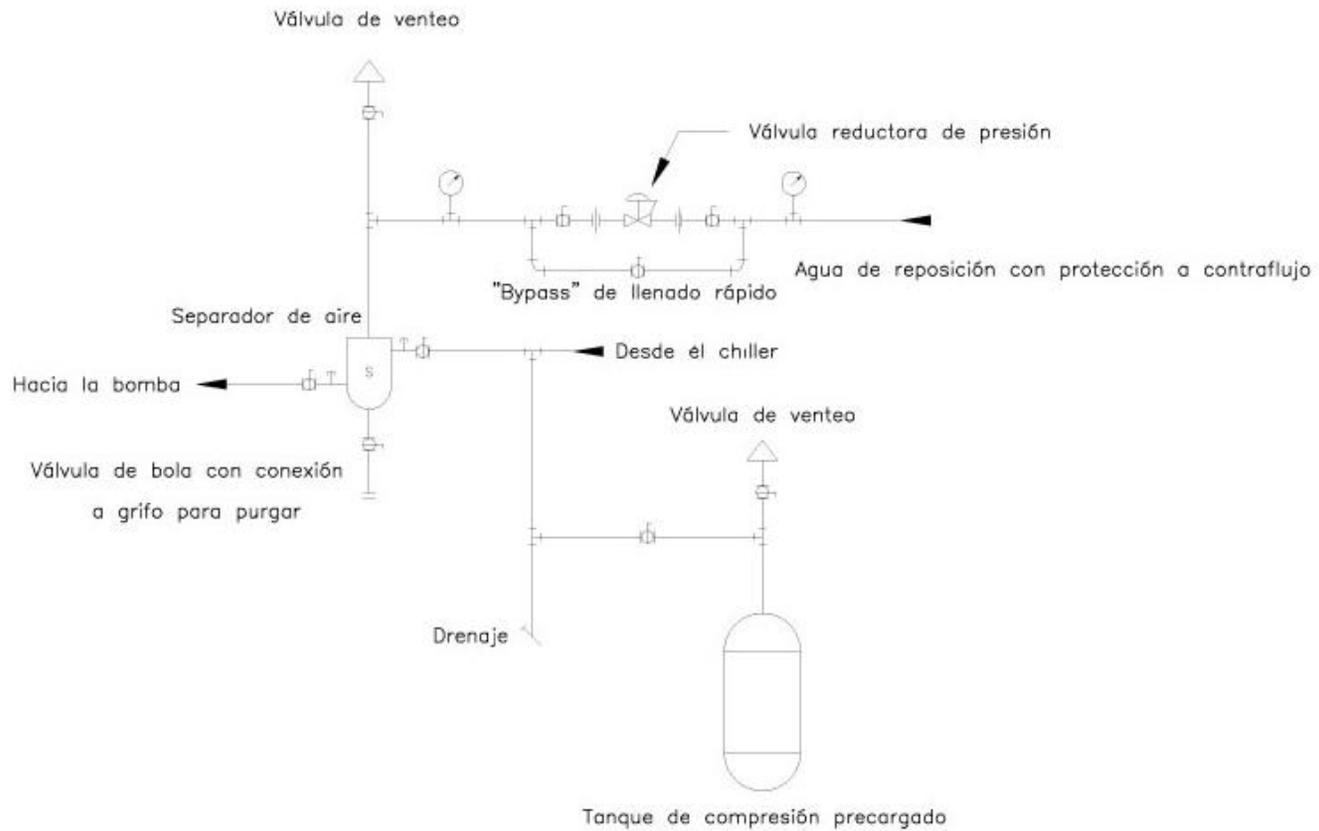


Figura 81. Diagrama de conexión del tanque de compresión, separador de aire y sistema de reposición de agua.

Fuente: Elaboración propia. Autodesk AutoCAD 2018.

8.9.9. Sistema de ductos

Para el sistema de ductos se procedió a contabilizar la cantidad de material requerida para su construcción. La Tabla 102 muestra el área para cada uno de los materiales necesarios. A estos datos se le suman 20 metros de ducto flexible de 8 in (20 cm) de diámetro.

Tabla 102. Materiales para el sistema de ductos.

Material de ductos	Área total (m ²)
Lámina de hierro galvanizado G-60	46
Lámina de poliuretano expandido (25 mm de espesor) con barrera de aluminio a ambos lados	196
Fibra de vidrio (25 mm de espesor)	23
Manta para revestimiento de ducto	24
Impermeabilizante Sur Fastyl o similar	24

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

El espesor del aislamiento de fibra de vidrio se determinó mediante el concepto de radio crítico que se deduce de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{ais} + T_{conv}} = \frac{T_1 - T_\infty}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \frac{1}{2\pi Lk} + \frac{1}{h(2\pi r_2 L)}}$$

Ecuación 31. Razón de transferencia de calor de un tubo aislado hacia el aire circundante.

Fuente: (Çengel & Ghajar, 2011).

El valor de r_2 alcanza su máximo para $\frac{d\dot{Q}}{dr_2} = 0$ (pendiente cero) y la ecuación anterior se reduce de la siguiente manera y despejando r_2 :

$$r_{cr,cilindro} = \frac{k}{h}$$

Ecuación 32. Cálculo de radio crítico.

Fuente: (Çengel & Ghajar, 2011).

La Tabla 103 muestra el radio crítico determinado y la transferencia de calor asociado al mismo y a un espesor de fibra de vidrio de 1 in (25 mm). Nótese que con dicho espesor es más que suficiente para aislar el ducto, puesto que la transferencia de calor es menor al compararla con la calculada a partir de los resultados del radio crítico.

Tabla 103. Cálculo de radio crítico.

Material	Fibra de vidrio
Conductividad térmica, k (W/m·°C)	0,036
Coefficiente externo de transferencia de calor por convección, h (W/m ² ·°C)	5
Radio crítico (m)	0,0072
Radio crítico (mm)	7,2

Usando el radio crítico calculado	
Transferencia de calor (W)	46,90
Transferencia de calor (Btu/h)	159,47
Transferencia de calor (kcal/h)	40,21

Usando un espesor comercial de 1 in (25 mm)	
Transferencia de calor (W)	32,59
Transferencia de calor (Btu/h)	110,80
Transferencia de calor (kcal/h)	27,94

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.9.10. Accesorios, válvulas y otros elementos del sistema

Se contabilizó la cantidad de accesorios de la tubería de agua helada, así como las válvulas requeridas.

Tabla 104. Accesorios y válvulas.

Válvulas y accesorios			
Accesorio	Diámetro (in)	Cantidad	Referencia
Codos 90°	2 1/2	8	Para PVC SDR 17
	2 1/2	21	Para acero SCH 40
	2	4	Para PVC SDR 17
	1 1/2	2	
	1 1/4	60	
Codos 45°	2 1/2	1	Para acero SCH 40
	2 1/2	7	Para PVC SDR 17
	2	2	
	1 1/2	5	
Te	2 1/2	2	Para acero SCH 40
	2 1/2	5	Para PVC SDR 17
	2	4	
	1 1/2	2	
	1 1/4	32	
Válvula de bola	2 1/2	2	-
	1 1/4	16	
Válvula de balance	1 1/4	8	Bell & Gossett CB - 1 1/4
Válvula de triple uso	2 1/2	1	Bell & Gossett 3DS-2S
Switch de flujo	1 1/2	1	Dwyer V4-SS-2-U
Válvula de venteo	3/4	1	Bell & Gossett 107A - 150 psi
Válvula de venteo	3/4	1	Bell & Gossett 87 - 150 psi
Válvula reductora de presión	3/4	1	Bell & Gossett B7-12 - (10-25) psi

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 105. Otros elementos del sistema.

Elemento	Cantidad
Sensor de CO ₂	1
Termostatos	8
Manómetro (rango de 100 psi)	4
Termómetro (rango de -5 °C a 100 °C)	2

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.9.11. Soportes

Para el caso de las tuberías, se propone la utilización de soportes de gaza tipo Clevis de dimensioe de acuerdo con el diámetro de la tubería a sujetar. Por otro lado, la soportería de los ductos será construida con guías perforadas en “U” y varillas roscadas de ¼ in (6,35 mm). Los elementos de soporte, tanto de las tuberías como de los ductos deben estar espaciados a una distancia máxima de 1,5 m entre cada uno de ellos.

8.9.12. Difusores

La siguiente tabla resume los difusores seleccionados para el suministro de aire, tanto del auditorio, como de la cabina de control. Se seleccionaron con base en un criterio de ruido (NC) de 25 y basándose en las fichas técnicas del fabricante AirGuide.

Tabla 106. Difusores seleccionados.

Descripción	Caudal	Ruido máximo	Dimensión de cara	Referencia	Cantidad
		NC		AirGuide	
Difusor de pared con dámper	824,55	25	50 x 20	VH-OB	10
Difusor de pared con dámper	371,05	25	50 x 15	VH-OB	16
Difusor lineal	247,36	25	150 x 14	ASD, 2 slots de 19 mm	6
Difusor de cielorraso cuadrado de 4 vías con dámper	129,18	25	25 x 25	JS4-OB	1
Difusor de cielorraso cuadrado de 3 vías con dámper	,129,18	25	25 x 25	JS3-OB	1

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.10. Análisis presupuestario

De acuerdo con las cotizaciones solicitadas a diferentes proveedores, se determinó que el costo del proyecto contemplando únicamente el suministro de los equipos, es de \$133.298, es decir, ₡76.294.443,28 para el tipo de cambio del día en el cual se realizó el análisis.

De acuerdo con Del Valle (2017), en el mercado es común una referencia en términos del costo por tonelada de refrigeración. Para el presente proyecto tiene un valor de \$3.769,64/Ton, o bien, ₡2.157.589,52/Ton.

Otros indicadores determinados son el costo por área donde se obtuvo un valor de \$297,89/m² (₡170.500,90/m²) y el costo por persona donde se tiene un valor de \$305,03/ocupante (₡174.586,83/ocupante).

8.11. Análisis de ahorro energético

Como se comentó anteriormente, se tiene un sistema de acondicionamiento instalado y el mismo tiene un consumo eléctrico que se muestra a continuación:

Tabla 107. Consumo en potencia del chiller.

Planta enfriadora de agua			
Capacidad	Motor		Referencia
L/s	V/f/f	kW	YORK
6,5	208/3/60	50,25	W1LC530

Consumo (kW)	50,25
--------------	-------

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 108. Consumo en potencia de manejadoras.

N°	Motor		Referencia
	kW	V/f/f	YORK
U-1	1,1190	208/1/60	YAH 090
U-2	1,1190	208/1/60	YAH 090
U-3	1,1190	208/1/60	YAH 090
U-4	1,1190	208/1/60	YAH 090
U-5	1,1190	208/1/60	YAH 090
U-6	1,1190	208/1/60	YAH 090
U-7	0,3729	208/1/60	RMB 1200
U-8	0,3729	208/1/60	RMB 1200

Consumo (kW)	7,46
--------------	------

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 109. Consumo en potencia de las bombas.

Tipo	Capacidad	Potencia	Velocidad	Eléctrico	Referencia
	L/s	kW	RPM	V/f/f	ARMSTRONG
Centrífuga	6,5	4,4742	1 150	208/3/60	DualArm 4382

Consumo (kW)	4,47
--------------	------

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Por su parte, el sistema propuesto tendría un consumo en kW aproximado, como se muestra a continuación.

Tabla 110. Consumo en potencia del chiller.

Capacidad	Motor		Referencia
L/s	V/f/f	kW	Carrier
4,10	208/3/60	33,4	30RAP030

Consumo (kW)	33,4
--------------	------

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 111. Consumo en potencia del equipo tipo paquete.

Capacidad	Motor		Referencia
kcal/h	V/f/f	kW	Carrier
25 720,75	208/3/60	9,64	50HC-D09

Consumo (kW)	9,64
--------------	------

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 112. Consumo en potencia de manejadoras.

N°	Motor		Referencia
	kW	V/f/f	Multiaqua
U-1	0,5593	208/1/60	60CWA2
U-2	0,5593	208/1/60	60CWA2
U-3	0,2486	208/1/60	36CWA2
U-4	0,2486	208/1/60	36CWA2
U-5	0,2486	208/1/60	36CWA2
U-6	0,2486	208/1/60	36CWA5
U-7	0,3729	208/1/60	MCCW-16
U-8	0,3729	208/1/60	MCCW-16

Consumo (kW)	2,86
--------------	------

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 113. Consumo en potencia de las bombas.

Tipo	Capacidad	Potencia	Velocidad	Eléctrico	Referencia
	L/s	kW	RPM	V/f/f	Taco
Centrífuga	4,10	2,9828	1 760	208/3/60	KV1507

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

El consumo total de los sistemas se detalla en la Tabla 114.

Tabla 114. Consumo total de los sistemas.

	Consumo total (kW)
Sistema actual	62,18
Sistema propuesto	48,88

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Consumo eléctrico del Edificio del Organismo de Investigación Judicial

Con base en los datos suministrados por el Gestor Ambiental de la Dirección ejecutiva del Poder Judicial, Eugenio Solís Rodríguez, se determinó un costo por kWh en el edificio del OIJ.

Tabla 115. Resumen de consumo eléctrico del edificio del OIJ.

Medidor 9997981 (990134)				
Fecha	kWh	kW	Costo	Costo por kWh
ene-15	153 000,00	494,40	₡16 174 495,00	₡105,72
feb-15	168 000,00	496,80	₡17 514 405,00	₡104,25
mar-15	177 000,00	499,80	₡18 284 955,00	₡103,30
abr-15	173 400,00	482,40	₡17 036 115,00	₡98,25
may-15	176 400,00	533,40	₡16 764 620,00	₡95,04
jun-15	182 400,00	528,00	₡17 094 855,00	₡93,72
jul-15	189 600,00	499,80	₡17 013 085,00	₡89,73
ago-15	187 800,00	527,40	₡16 753 015,00	₡89,21
sep-15	171 600,00	544,80	₡15 925 665,00	₡92,81
oct-15	175 800,00	534,60	₡16 158 905,00	₡91,92
nov-15	182 400,00	529,20	₡16 719 995,00	₡91,67
dic-15	206 400,00	507,60	₡18 007 655,00	₡87,25
ene-16	145 200,00	504,00	₡14 755 865,00	₡101,62
feb-16	175 200,00	518,40	₡18 283 145,00	₡104,36
mar-16	174 000,00	520,20	₡18 218 285,00	₡104,70
abr-16	175 200,00	519,60	₡18 766 960,00	₡107,12
may-16	176 400,00	510,60	₡19 103 235,00	₡108,29
jun-16	176 400,00	510,60	₡19 103 235,00	₡108,29
jul-16	185 400,00	456,60	₡19 481 485,00	₡105,08
ago-16	169 200,00	518,10	₡19 481 570,00	₡115,14
sep-16	175 500,00	488,70	₡19 612 480,00	₡111,75
oct-16	170 100,00	486,30	₡18 987 860,00	₡111,63
nov-16	179 100,00	486,30	₡19 322 485,00	₡107,89
dic-16	167 100,00	471,30	₡18 246 225,00	₡109,19

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 116. Resumen de consumo eléctrico del edificio del OIJ (continuación).

Medidor 9997981 (990134)				
Fecha	kWh	kW	Costo	Costo por kWh
ene-17	171 600,00	445,50	₡15 468 720,00	₡90,14
feb-17	169 500,00	482,10	₡15 698 685,00	₡92,62
mar-17	178 200,00	491,40	₡16 342 155,00	₡91,71
abr-17	158 400,00	511,20	₡15 284 015,00	₡96,49
may-17	178 500,00	507,30	₡16 518 870,00	₡92,54

Promedio	₡17 452 518,62	₡100,05
----------	----------------	---------

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Luego, se comparó el costo asociado al consumo eléctrico de ambos sistemas, actual y propuesto para determinar el ahorro económico por el cambio de sistema de 21,39 % equivalente a ₡275.498,58 mensuales y a ₡3.305.982,93 anuales, asumiendo un uso del auditorio de 5 días a la semana y 9 horas de operación. Lo anterior se asumió de esa manera de acuerdo con la información brindada por la Sección de Limpieza y Jardinería, la cual se encarga de administrar el uso del Auditorio Judicial.

El cálculo anterior contempla únicamente el consumo por parte de los motores de los equipos.

Tabla 117. Comparación del consumo eléctrico de ambos sistemas.

Sistema	Horas Operación	Potencia kW	Energía (kWh / mes)	Costo por kWh	Costo mensual	Costo anual
Actual	9	62,18	12 872,07	₡100,05	₡1 287 838,28	₡15 454 059,32
Propuesto	9	48,88	10 118,43	₡100,05	₡1 012 339,70	₡12 148 076,39

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

Tabla 118. Ahorro asociado al cambio de sistema.

Ahorro de energía	
Potencia ahorrada (kW)	13,3026
Porcentaje ahorrado	21,39 %
Ahorro mensual	₡275 498,58
Ahorro anual	₡3 305 982,93

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Excel.

8.12. Recomendación de escalera de seguridad para instalación y mantenimiento de red de tuberías

Como se puede apreciar en la Figura 82, la salida de los ramales de las manejadoras 3 se encuentra a una distancia de 5 metros sobre el nivel de piso terminado, una distancia considerablemente alta y que puede poner en riesgo la integridad de quienes realicen los trabajos de instalación y de mantenimiento de las tuberías. La misma situación se presenta con la manejadora 4.

Para solventar el problema se recomienda la instalación de una escalera de seguridad para que la instalación y el mantenimiento de las tuberías se realicen con la seguridad que deben tener las personas que realicen dichos trabajos. La Figura 83 muestra el boceto de la escalera propuesta.

El diseño de esta debe ser de conformidad con la Norma INTE 31-09-04:2016, la cual indica que:

- Todas las partes metálicas deben ser de aluminio, acero, hierro maleable, u otro material adecuado en dureza y resistencia al uso previsto.
- No deben presentar desgaste, corrosión, ni fallas estructurales.

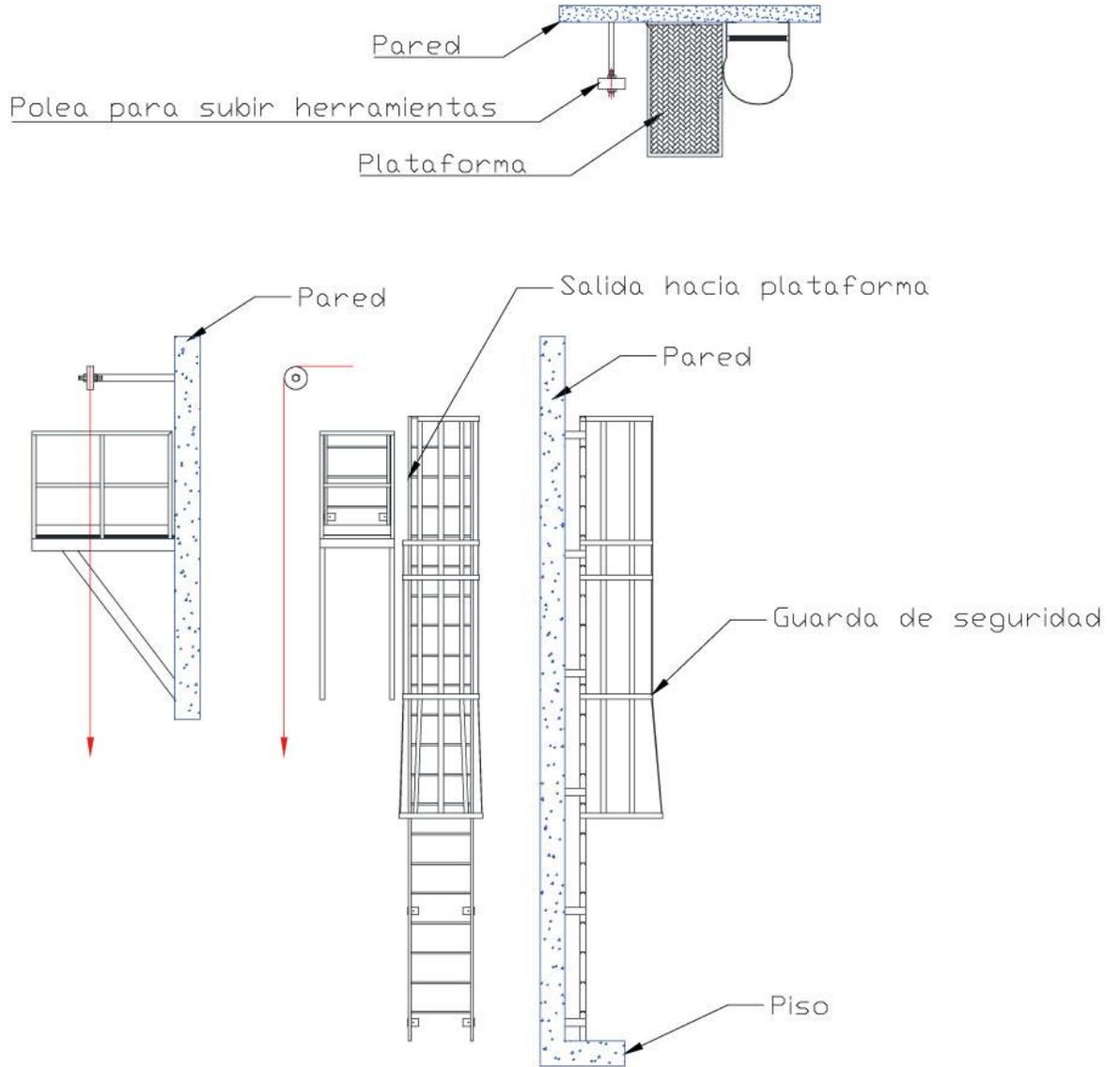
- Los largueros de las escaleras de metal deben tener una sección que impida flexiones extremas al usarlas.
- Los peldaños de las escaleras, así como la superficie de rampas y pasarelas, deben fabricarse de láminas antiderrapantes corrugadas para minimizar el riesgo de resbalones.
- Las escaleras metálicas deben estar provistas de zapatas antideslizantes en la parte inferior de los largueros.
- Las escaleras, rampas y pasarelas metálicas deben ser tratadas con un recubrimiento anticorrosivo
- Las escaleras fijas deben estar provistas de señalización en cuanto a las entradas y salidas, así como de iluminación de acuerdo con la norma INTE/ISO 8995-1.
- Cuando la escalera fija tenga una altura mayor de 6 m debería ser provistas de jaulas sistemas anti-caídas, o cualquier otro mecanismo aprobado por una persona calificada.
- En caso de utilizarse la jaula, ésta debe empezar a 2,5 m de altura desde el inicio de la escalera, y sobresalir 1 m al final y por encima de ésta. Estas escaleras deben dotarse igualmente, de plataformas de descanso de 60 cm de ancho por 70 cm de largo, cada 9 m las cuales deben estar provistas de barandas por sus lados abiertos.
- El espacio libre entre el frente de los escalones y los objetos más próximos al lado del ascenso debe ser por lo menos de 75 cm.
- En la parte posterior de las escaleras, la distancia entre los escalones y objetos sobresalientes debe ser por lo menos de 20 cm.
- El espacio libre de cada lado de la escalera debe ser por lo menos de 18 cm.
- Las escaleras fijas que se instalen en los centros de trabajo deben ser metálicas o con materiales de grado de resistencia mecánica similar; tales materiales, deben ser capaces de resistir la corrosión por las condiciones ambientales a que están expuestas, y en el caso de que exista riesgo eléctrico, deben estar

hechas de materiales dieléctricos, o proveerse del adecuado aislamiento. En caso de que exista riesgo de incendio, deben estar hechas de materiales incombustibles.



Figura 82. Detalle de altura de la red de tuberías en la manejadora 3.

Fuente: Fotografía propia. Agosto de 2017.



Boceto de escalera de seguridad propuesta

Figura 83. Boceto de escalera de seguridad propuesta.

Fuente: Elaboración propia, basado en un diseño del fabricante Precisión Ladders. LLC.

8.13. Recomendación para el aislamiento de ruido

Como se mencionó anteriormente, se realizaron mediciones de nivel de ruido, donde se obtuvo una media de 52,7 dB. Al ser de madera las paredes, la estructura funciona como una caja de resonancia que hace que el ruido de las vibraciones se amplifique.

Otro punto para considerar es que en las paredes de madera del auditorio se encuentran apoyados o sujetos objetos como marcos de pintura de ex presidentes del país, así como parlantes. La vibración producida por las manejadoras hace que el contacto de estos objetos con la pared de madera genere movimientos que producen a su vez ruido. En este caso se recomienda que en el punto de contacto entre ellos se utilice un material que amortigüe el contacto entre sus superficies como es el caso de los marcos y para el caso de los parlantes, se recomienda utilizar hule entre la sujeción de la pared y la estructura de los mismos.

Con el objetivo de aminorar el nivel de ruido perceptible en el auditorio y generado por la operación de las manejadoras de aire, se propone además la utilización de lana de roca como aislamiento acústico. Este material además posee características ignífugas, así como de aislamiento térmico. Se requiere una cantidad de lámina de lana para cubrir un área de 200 m².

9. Conclusiones

1. Se determinó que la carga térmica del Auditorio Judicial es de 107 001,23 kcal/h (35,36 toneladas de refrigeración), energía que debe compensar el sistema de acondicionamiento de aire para garantizar las condiciones de confort de sus ocupantes.
2. Se seleccionaron los equipos y accesorios del sistema de acondicionamiento de aire para suplir la energía necesaria para el confort térmico de los ocupantes del Auditorio Judicial. Los equipos seleccionados fueron una planta enfriadora de agua Carrier modelo 30RAP030 de 30 toneladas de refrigeración, un equipo tipo paquete Carrier modelo 50HC-D09 de 8,5 toneladas de refrigeración y manejadoras Multiaqua modelo 60CWA2, MCCW-16 y 36CWA2, de 5, 4 y 3 toneladas de refrigeración, respectivamente.
3. Se dimensionó la red de tuberías del sistema para trasegar 4,51 L/s (71,46 gpm), para garantizar el suministro de agua requerido a las unidades terminales donde se obtuvieron diámetros de 65 mm, 50 mm, 40 mm y 32 mm, en acero SCH 40 para la casa de máquinas y en PVC SDR 17 pre-aislado para el resto de la red. Así también, se seleccionaron elementos como el sistema de bombeo donde se eligieron bombas Taco modelo KV1507 de 2 hp (1,4914 kW), además de la selección de accesorios y válvulas para el sistema de tubería.
4. Se dimensionó la red de ductos del sistema, para garantizar el suministro de 16 023,18 m³/h (9 425,4 ft³/min) y una renovación de aire de 10 cambios por hora. Los materiales seleccionados fueron de láminas de poliuretano expandido con barrera de aluminio para los ductos internos y lámina de hierro galvanizado G-60 para los ductos externos. Del mismo modo se seleccionaron difusores del fabricante AirGuide VH-OB, ASD, JS4-OB y JS3-OB.
5. Se seleccionaron equipos cuyo refrigerante es R-410A, el cual garantiza los requerimientos del diseño y cumple con la Ley 7223 sobre la “Aprobación del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias agotadoras de la capa de ozono”.

6. Se realizó un estudio presupuestario del proyecto, en el cual se determinó que el costo del proyecto contemplando únicamente el suministro de los equipos, es de \$133.298, es decir, ₡76.294.443, 28 para el tipo de cambio del día en el cual se realizó el análisis. De igual manera se determinó que el proyecto tiene un valor de \$3.769,64/Ton (₡2.157.589,52 /Ton), un costo área donde se obtuvo un valor de \$297,89/m² (₡170.500,90/m²) y el costo por persona donde se obtuvo un valor de \$305,03/ocupante (₡174.586,83/ocupante).

10.Recomendaciones

1. Todos los ductos del interior se instalarán en lámina de poliuretano expandido de 25 mm de espesor y con barrera de aluminio a ambos lados similar al P3 Ductal.
2. Todos los ductos del exterior se instalarán en una capa interna y otra externa de lámina de hierro galvanizado G-60, y entre dichas capas, aislamiento de fibra de vidrio de 25 mm de espesor y en el exterior del ducto una manta con una capa de impermeabilizante Sur Fastyl o similar. Los ductos deben ser fabricados bajo los criterios de la norma SMACNA.
3. Las unidades deben estar diseñadas de acuerdo con la norma UL.
4. Los elementos de soporte, tanto de las tuberías como de los ductos deben estar espaciados a una distancia máxima de 1,5 m entre cada uno de ellos.
5. Todas las tuberías de agua helada, a excepción de la de casa de máquinas, se instalarán en PVC SDR 17 aisladas con espuma de poliuretano rígido de un espesor mínimo de 25 mm y encamisadas de fábrica.
6. Las tuberías de casa de máquinas, desde la bomba hasta la primera derivación del suministro de agua helada y desde la bomba hasta la primera derivación del retorno de agua helada, se instalarán en acero SCH 40, aisladas con espuma de poliuretano rígido de un espesor mínimo de 25 mm.
7. Los accesorios (separador de aire, válvulas de corte, válvula de triple propósito, manómetros, purgas, entre otros), se aislarán mediante aislamiento térmico flexible de célula cerrada con un mínimo de 25 mm de espesor, o bien, con espuma de poliuretano y, además, deberán protegerse del ambiente externo por medio de una cubierta de PVC o camisa de aluminio.
8. Se deberán rotular las tuberías, indicando el sentido del flujo de agua según sea suministro o retorno
9. Se deberá etiquetar y codificar cada accesorio de la red de tuberías (separador de aire, válvulas de corte, válvula de triple propósito, manómetros, purgas, entre otros).

10. La tubería de drenaje se instalará en PVC SDR 26.
11. Las bombas de agua deberán ser aptas para operar a la intemperie.
12. La unión entre el ducto y la manejador de aire deberá realizarse con junta flexible.
13. Los soportes de la tubería se realizarán con gazas de acuerdo con lo indicado en los planos y para proteger el aislante deberá colocarse una camisa de PVC.
14. El o la contratista deberá visitar el sitio, con el fin de aclarar todas las dudas que se presenten antes de realizar su oferta y deberá tomarse en cuenta detalles como:
 - 14.3. Grúas o gatas necesarias para el montaje de equipos
 - 14.4. Lugar de acceso para el montaje del chiller y de la unidad paquete.
 - 14.5. Montaje y desmontaje de manejadoras de aire, ductos, tubería, entre otros.
15. El o la contratista deberá incluir en su oferta, todo lo necesario para el montaje de los equipos (por ejemplo, una grúa), tales como el chiller y la unidad de paquete en el lugar de la casa de máquinas.
16. Los paneles en tablilla de las paredes donde estarán localizadas las manejadoras de aire se deberán quitar por completo para la colocación de las máquinas, luego se colocarán de nuevo tomando en cuenta que cualquier daño mínimo deberá ser reparado.
17. Cualquier daño mínimo en el piso, cielo o paredes, incluyendo pintura, deberá ser reparado a satisfacción de la inspección.
18. No se realizarán perforaciones en la estructura de concreto (losa, columnas, vigas, entre otros), salvo la indicada en los planos, para el ingreso de las tuberías de suministro y retorno de agua helada en el recinto, así como la de los ductos de suministro y retorno de aire de la unidad tipo paquete.
19. Instalar aislamiento de lana de roca en las paredes del auditorio, de modo que los niveles de sonido provenientes de las manejadoras de aire cumplan con el Reglamento para el control de la contaminación por ruido y que la transferencia de calor de los espacios no acondicionados adyacentes al auditorio se vea disminuida.

20. Se recomienda cubrir los orificios que se encuentran en el auditorio, de modo que el aire suministrado se utilice eficientemente y este no se filtre hacia los alrededores.
21. Se recomienda la instalación de una escalera con guardas de seguridad de modo que se facilite el mantenimiento de la red de tuberías de las manejadoras 3 y 4. La fabricación de dicha escalera debe cumplir con la Norma INTE 31-09-04:2016.

22. Cronograma proyectado del desarrollo del proyecto

Fase	Actividad	Sem 1	Sem 2	Sem 3	Sem 4	Sem 5	Sem 6	Sem 7	Sem 8	Sem 9	Sem 10	Sem 11	Sem 12	Sem 13	Sem 14
		24 jul - 28 jul	31 jul - 4 ago	7 ago - 11 ago	14 ago - 18 ago	21 ago - 25 ago	28 ago - 1 sep	4 sep - 8 sep	11 sep - 15 sep	18 sep - 22 sep	25 sep - 29 sep	2 oct - 6 oct	9 oct - 13 oct	16 oct - 20 oct	23 oct - 27 oct
	Reuniones con el profesor guía														
1	Consideraciones iniciales														
	Estudio de normas leyes y reglamentos														
	Primer acercamiento con posibles proveedores														
2	Reconocimiento del sitio														
	Estudio de planos arquitectónicos														
	Estudio de planos <i>As-Built</i> del sistema instalado														
	Toma de notas de área, materiales, formas, espacios, entorno														
3	Cálculo de carga térmica														
	Analizar la cubierta y las paredes del recinto														
	Analizar las fuentes generadoras de carga térmica														
	Estudiar el comportamiento del clima en la zona														
	Análisis psicrométrico														
	Se determina indicador de carga por unidad de área														
4	Estudio de ubicación de equipos														
	Estudiar el espacio del cielorraso y el cuarto de máquinas.														
	Analizar las distancias máximas y la distancia óptima														
	Estudiar la alimentación eléctrica														
	Contemplar espacio para inspección y mantenimiento														
5	Estudio de la red de tuberías														
	Trazo de diagrama unifilar														
	Contemplar pasantes, cambios de dirección y soportes														
	Contemplar espacio para inspección y mantenimiento														
	Cálculo de tuberías														
6	Estudio de la red de ductos de aire														
	Contemplar pasantes, vigas, estructuras, registros.														
	Analizar los elementos de soporte														
	Contemplar espacio para inspección y mantenimiento														
	Cálculo de ductos de aire														
7	Análisis de la tecnología de acondicionamiento de aire a emplear														
	Consulta sobre equipos a proveedores														
	Selección del equipo para el sistema														
	Contemplar eficiencia energética														
	Contemplar leyes y reglamentos para la conservación del ambiente														
8	Corroboración de cálculos y realización de entregables														
	Corroborar cálculos mediante <i>software</i> industrial														
	Especificaciones técnicas														
	Análisis presupuestario														
	Dibujo de planos constructivos														
9	Desarrollo del trabajo escrito														
	Redacción de informe														

Fuente: Elaboración propia. Microsoft Office Excel 2016.

23. Bibliografía

- ABATEC. (2016). *Clevis Hangers*. Retrieved from Abastecimientos Técnicos para la Construcción. Costa Rica.: https://docs.google.com/viewer?url=www.abateccr.com/documentos/fichast/HangerCatalog_0613-25Rev%2039.pdf
- ARMSTRONG. (2004, Julio 22). *CBV - Válvulas de equilibrado de circuito*. Retrieved from <http://armstrongfluidtechnology.com/~-/media/documents/sales-and-marketing/solution-outlines/36-10-cbv-brochure.pdf?la=es-us>
- ARMSTRONG. (n.d.). *ADEPT. Selector*. Retrieved from <http://adept.armstrongfluidtechnology.com>
- ASHRAE. (2007, Abril). *ASHRAE Journal*. Retrieved from Variable Flow Refrigerant Systems: https://www.ashrae.org/File%20Library/docLib/Journal%20Documents/April%202007/20070327_goetzler.pdf
- ASHRAE. (2010). *ANSI/ASHRAE Standard 55-2010. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. (2010). *ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2010. Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. (2013). *2013 Ashrae Handbook - Fundamentals*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. (2015). *2015 ASHRAE Handbook - HVAC Applications*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. (2016). *2016 ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

- Bell & Gossett. (2017). *Circuit Setter Plus Calibrated Balance Valves*. Retrieved from <http://bellgossett.com/flow-balancing/manual-balance-valves/circuit-setter-plus/>
- Bell & Gossett. (2017). *Triple Duty Valves*. Retrieved from <http://bellgossett.com/hydronic-plumbing-accessories/pump-accessories/triple-duty-valve/>
- Bell & Gossett. (n.d.). *ESP-Systemwize. Selection Tool*. Retrieved from <https://esp-systemwize.com>
- Carrier. (2012). *Manual de aire acondicionado*. Barcelona: Marcombo.
- Catro Navarro, J. A. (2017, Junio). *Diseño de sistema de agua helada para climatización artificial, en sector hotelero en Guanacaste*. Retrieved from Tecnológico de Costa Rica. Informe de Práctica de Especialidad para optar por el Título de Ingeniera en Mantenimiento Industrial, grado Licenciatura.
- Çengel , Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de Calor y Masa*. México D.F.: McGraw-Hill.
- DAIKIN. (1997, Marzo). *Manual de Instalación y mantenimiento de tuberías de refrigerante*. Retrieved from <http://www.imacifp.com/wp-content/uploads/2012/09/HFC-407c-410a-.pdf>
- Del Valle Granados, I. (2017). *Aire Acondicionado*. Cartago: Tecnológico de Costa Rica.
- Fluid Handling Inc. (n.d.). *Calculating System Flow Requirements*. Retrieved from Fluid Handling Inc: <http://www.fluidh.com/>
- Garro Zavaleta, A. (2015). *Turbomáquinas*. Cartago: Tecnológico de Costa Rica.
- Grondzik, W. T. (2007). *Air-Conditioning Systema Design Manual*. Atlanta: ASHRAE.
- Hernández Sampieri, R., Fernández Collado, C., & Baptista Lucio, M. (2014). *Metodología de la investigación*. México D.F.: McGraw-Hill Education.

INTECO. (2016). *INTE 31-08-08:2016. Ventilación de los lugares de trabajo*. Costa Rica: Instituto de Normas Técnicas de Costa Rica.

INTECO. (2016). *INTE 31-09-04:2016. Salud y seguridad ocupacional. Escaleras, rampas y pasarelas. Requisitos de seguridad*. Costa Rica: Instituto de Normas Técnicas de Costa Rica.

Johnson Controls. (1996). *Bypass Application Using Three-Way Valves*. Retrieved from http://cgproducts.johnsoncontrols.com/met_pdf/977320.pdf

McQuay. (2003). *Design Tools: PipeSizer*.

McQuay. (2004). *Design Tools: DuctSizer*.

Monge Ruíz, O. (2017). *Aire Acondicionado*. Cartago: Tecnológico de Costa Rica.

Pita, E. G. (2002). *Air Conditioning Principles and Systems: An Energy Approach*. New Jersey, USA: Prentice Hall.

Poder Judicial. (n.d.). *Información Institucional. Historia, organización y funcionamiento*. Retrieved from Poder Judicial. República de Costa Rica: <https://www.poder-judicial.go.cr/principal/images/documentos/generalidades/historia-organizacion-funcionamiento.pdf>

Poder Judicial. (n.d.). *Organigrama general del Poder Judicial*. Retrieved from Poder Judicial. República de Costa Rica: <https://www.poder-judicial.go.cr/principal/archivos/organigramas/generalPJ.pdf>

Taco. (2017). *Pump Selection*. Retrieved from <http://www.tacomfort.com/apps/pump-selection/>

Taco. (2017). *Suction Diffuser Rear Strainer Pullout*. Retrieved from http://www.tacomfort.com/products/water_circulation_pumps__circulators/pump_accessories/suction_diffuser_rear_strainer_pullout_rsp/index.html

Taylor, S. T. (2003). *ASHRAE Journal: Understanding expansion tanks*. California: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Taylor, S. T. (2016). *The Fundamentals of Expansion Tanks*. California: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

TRANE. (n.d.). *TRACE 700. Load Design*. Retrieved from <http://www.trane.com/commercial/north-america/us/en/products-systems/design-and-analysis-tools/analysis-tools/trace-700.html>

YORK. (1995). *SINGLE PACKAGE LIQUID CHILLER AIR-COOLED. W1LC220, 260, 320, 420 & 530*. Retrieved from http://upgnet.com/Site/InformationCenter/York/Archive_CDs/York_1995/PUB/57005/OUT/TG1Y.PDF

24. Apéndices

Apéndice 1. Muestra de cálculo de tuberías

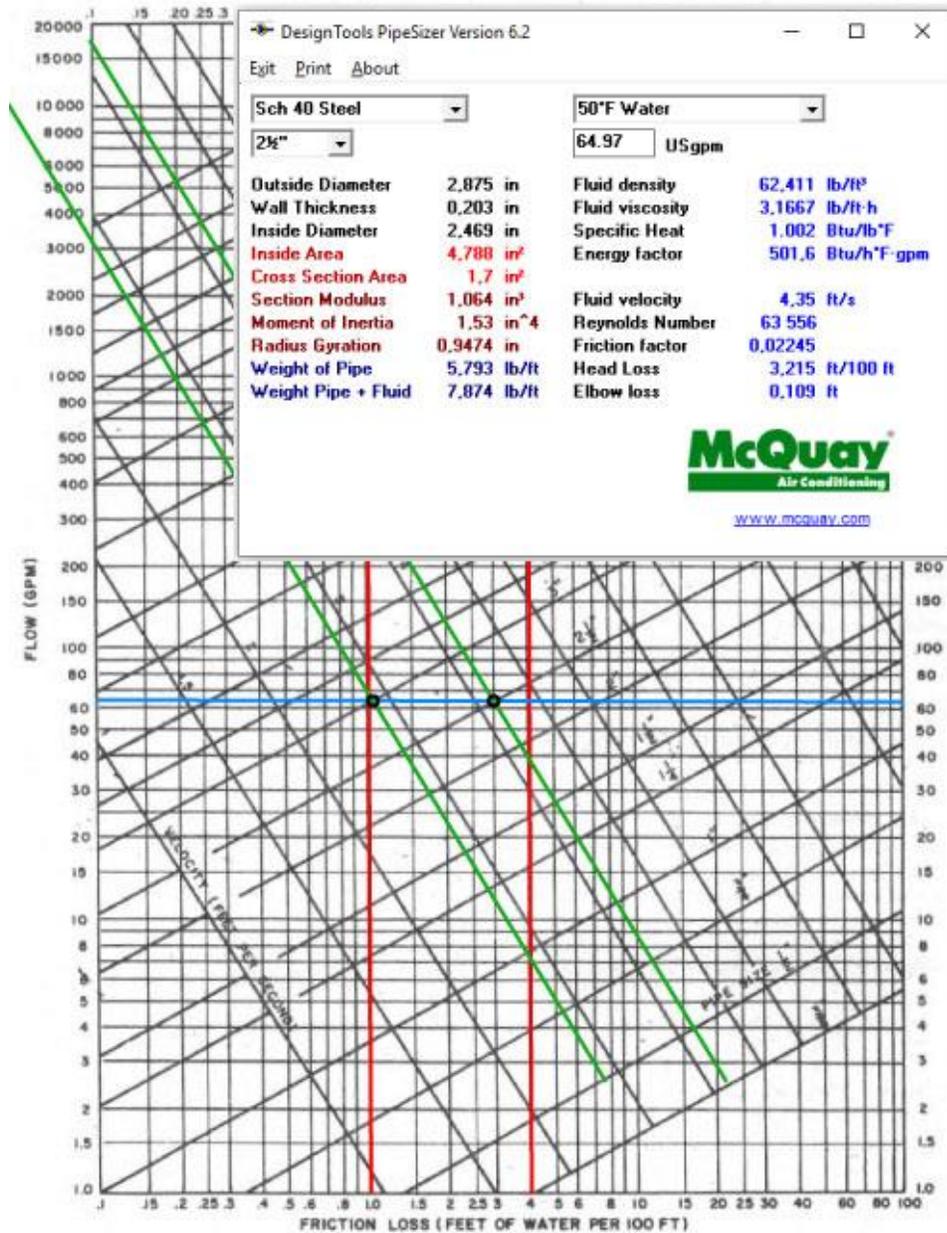
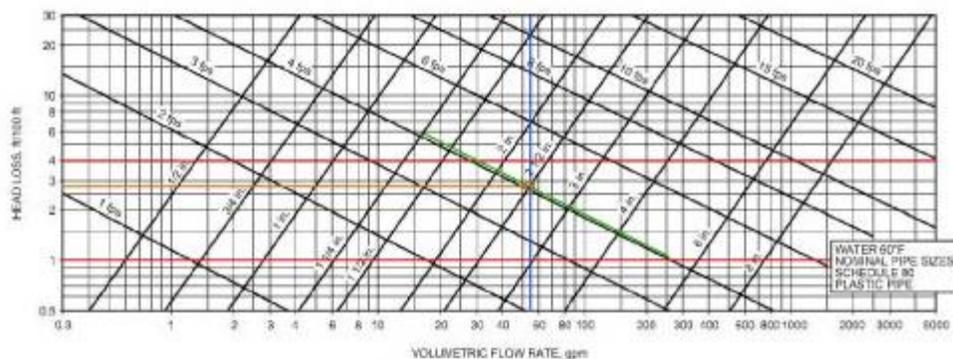


Figura 84. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.



DesignTools PipeSizer Version 6.2

Exit Print About

Sch 80 PVC Plastic 50°F Water

2½" 54.26 USgpm

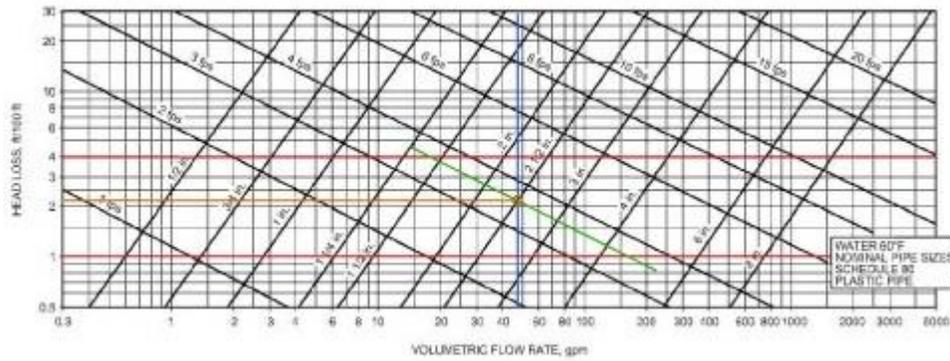
Outside Diameter	2.875 in	Fluid density	62.411 lb/ft ³
Wall Thickness	0.276 in	Fluid viscosity	3,1667 lb/ft-h
Inside Diameter	2.323 in	Specific Heat	1.002 Btu/lb°F
Inside Area	4.238 in ²	Energy factor	501.6 Btu/h°F-gpm
Cross Section Area	2.25 in ²	Fluid velocity	4.11 ft/s
Section Modulus	1.339 in ³	Reynolds Number	56 415
Moment of Inertia	1.925 in ⁴	Friction factor	0,02044
Radius Gyration	0.9241 in	Head Loss	2,768 ft/100 ft
Weight of Pipe	1.472 lb/ft	Elbow loss	0,097 ft
Weight Pipe + Fluid	3.314 lb/ft		

McQuay
Air Conditioning

www.mcquay.com

Figura 85. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.



DesignTools PipeSizer Version 6.2

Exit Print About

Sch 80 PVC Plastic 50°F Water

2½" 47.84 USgpm

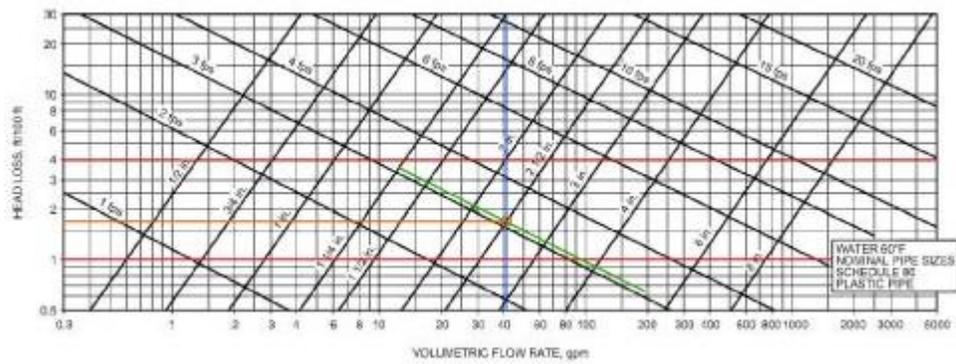
Outside Diameter	2,875 in	Fluid density	62,411 lb/ft³
Wall Thickness	0,276 in	Fluid viscosity	3,1667 lb/ft-h
Inside Diameter	2,323 in	Specific Heat	1.002 Btu/lb°F
Inside Area	4,238 in²	Energy factor	501,6 Btu/h°F-gpm
Cross Section Area	2,25 in²	Fluid velocity	3,62 ft/s
Section Modulus	1,339 in³	Reynolds Number	49 740
Moment of Inertia	1,925 in⁴	Friction factor	0,02101
Radius Gyration	0,9241 in	Head Loss	2,212 ft/100 ft
Weight of Pipe	1,472 lb/ft	Elbow loss	0,075 ft
Weight Pipe + Fluid	3,314 lb/ft		

McQuay
Air Conditioning

www.mcquay.com

Figura 86. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.



DesignTools PipeSizer Version 6.2

Exit Print About

Sch 80 PVC Plastic

50°F Water

2½"

41.42 USgpm

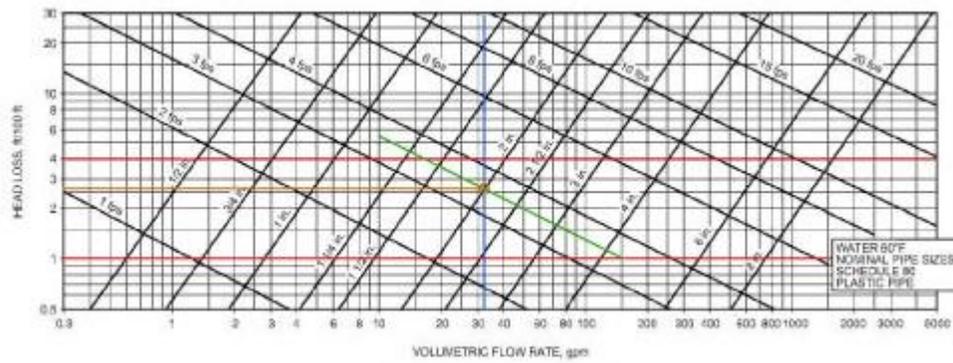
Outside Diameter	2.875 in	Fluid density	62.411 lb/ft ³
Wall Thickness	0.276 in	Fluid viscosity	3,1667 lb/ft-h
Inside Diameter	2.323 in	Specific Heat	1.002 Btu/lb°F
Inside Area	4.238 in ²	Energy factor	501.6 Btu/h°F-gpm
Cross Section Area	2.25 in ²	Fluid velocity	3.14 ft/s
Section Modulus	1.339 in ³	Reynolds Number	43 065
Moment of Inertia	1.925 in ⁴	Friction factor	0,02169
Radius Gyration	0.9241 in	Head Loss	1,712 ft/100 ft
Weight of Pipe	1.472 lb/ft	Elbow loss	0,057 ft
Weight Pipe + Fluid	3.314 lb/ft		

McQuay
Air Conditioning

www.mcquay.com

Figura 87. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.



DesignTools PipeSizer Version 6.2

Exit Print About

Sch 80 PVC Plastic 50°F Water

2" 32.48 USgpm

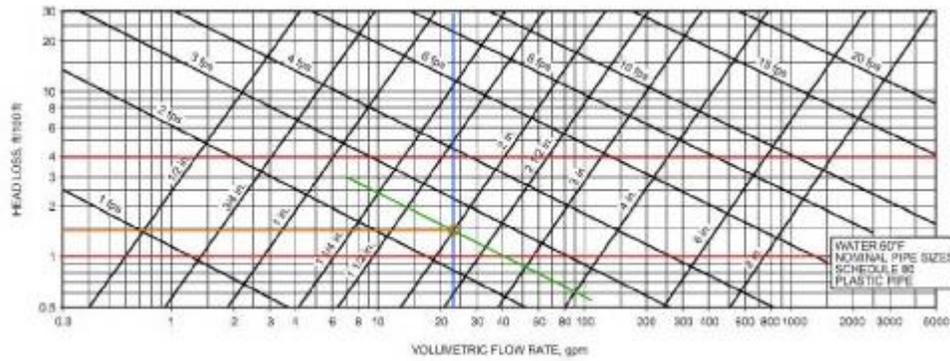
Outside Diameter	2.375 in	Fluid density	62.411 lb/ft ³
Wall Thickness	0.218 in	Fluid viscosity	3,1667 lb/ft-h
Inside Diameter	1.939 in	Specific Heat	1.002 Btu/lb°F
Inside Area	2.953 in ²	Energy factor	501.6 Btu/h°F-gpm
Cross Section Area	1.48 in ²	Fluid velocity	3.53 ft/s
Section Modulus	0.73107 in ³	Reynolds Number	40 458
Moment of Inertia	0.86814 in ⁴	Friction factor	0,02201
Radius Gyration	0.7665 in	Head Loss	2.637 ft/100 ft
Weight of Pipe	0.965 lb/ft	Elbow loss	0.184 ft
Weight Pipe + Fluid	2.248 lb/ft		

McQuay
Air Conditioning

www.mcquay.com

Figura 88. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.



DesignTools PipeSizer Version 6.2

Exit Print About

Sch 80 PVC Plastic 50°F Water

2" 23.54 USgpm

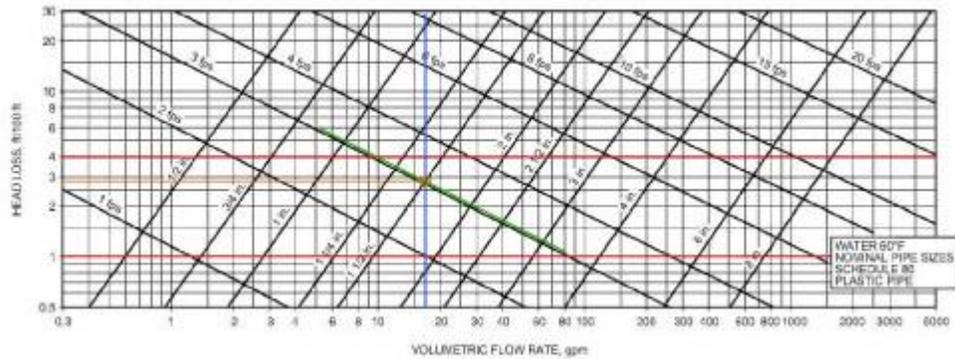
Outside Diameter	2.375 in	Fluid density	62.411 lb/ft ³
Wall Thickness	0.218 in	Fluid viscosity	3.1667 lb/ft-h
Inside Diameter	1.939 in	Specific Heat	1.002 Btu/lb°F
Inside Area	2.953 in ²	Energy factor	501.6 Btu/h°F-gpm
Cross Section Area	1.48 in ²	Fluid velocity	2.56 ft/s
Section Modulus	0.73107 in ³	Reynolds Number	29 322
Moment of Inertia	0.86814 in ⁴	Friction factor	0,02369
Radius Gyration	0,7665 in	Head Loss	1,491 ft/100 ft
Weight of Pipe	0.965 lb/ft	Elbow loss	0,097 ft
Weight Pipe + Fluid	2.248 lb/ft		

McQuay
Air Conditioning

www.mcquay.com

Figura 89. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.



DesignTools PipeSizer Version 6.2

Exit Print About

Sch 80 PVC Plastic 50°F Water

1½" 17.12 USgpm

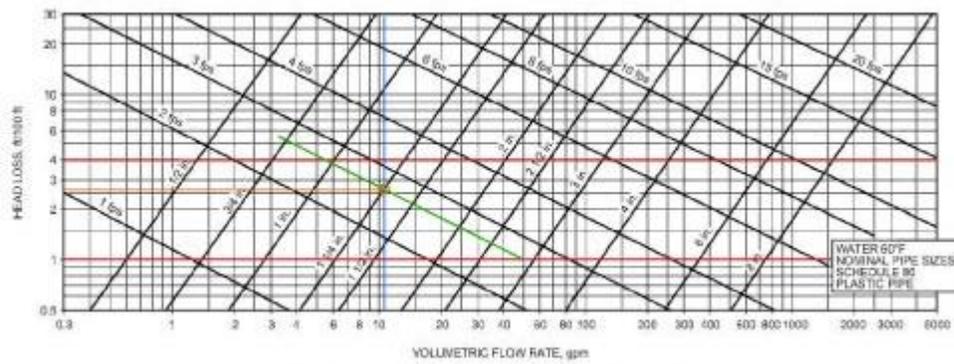
Outside Diameter	1.9 in	Fluid density	62.411 lb/ft³
Wall Thickness	0.2 in	Fluid viscosity	3,1667 lb/ft-h
Inside Diameter	1.5 in	Specific Heat	1.002 Btu/lb°F
Inside Area	1.767 in²	Energy factor	501.6 Btu/h°F-gpm
Cross Section Area	1.07 in²	Fluid velocity	3.11 ft/s
Section Modulus	0.4119 in³	Reynolds Number	27 566
Moment of Inertia	0.39131 in⁴	Friction factor	0,02406
Radius Gyration	0,6052 in	Head Loss	2.89 ft/100 ft
Weight of Pipe	0.698 lb/ft	Elbow loss	0.149 ft
Weight Pipe + Fluid	1.466 lb/ft		

McQuay
Air Conditioning

www.mcquay.com

Figura 90. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.



DesignTools PipeSizer Version 6.2

Exit Print About

Sch 80 PVC Plastic 50°F Water

1 1/4" 10.7 USgpm

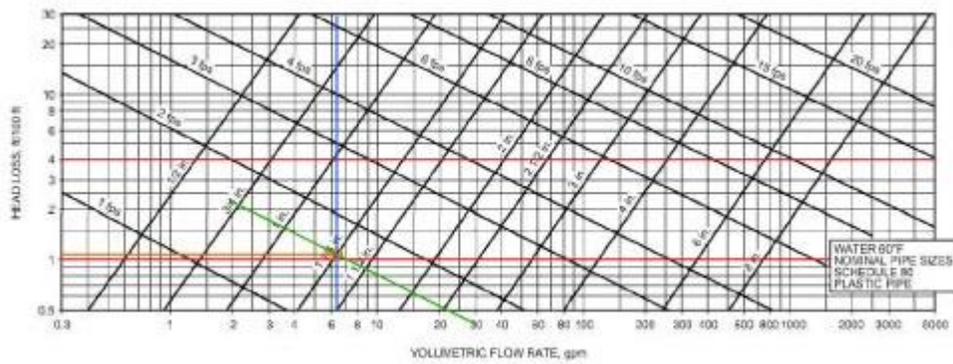
Outside Diameter	1.66 in	Fluid density	62,411 lb/ft ³
Wall Thickness	0.191 in	Fluid viscosity	3,1667 lb/ft-h
Inside Diameter	1.278 in	Specific Heat	1.002 Btu/lb°F
Inside Area	1.283 in ²	Energy factor	501.6 Btu/h°F-gpm
Cross Section Area	0.881 in ²	Fluid velocity	2.68 ft/s
Section Modulus	0.29139 in ³	Reynolds Number	20 222
Moment of Inertia	0.24185 in ⁴	Friction factor	0,02592
Radius Gyration	0.5237 in	Head Loss	2,708 ft/100 ft
Weight of Pipe	0.576 lb/ft	Elbow loss	0,122 ft
Weight Pipe + Fluid	1.133 lb/ft		

McQuay
Air Conditioning

www.mcquay.com

Figura 91. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.



DesignTools PipeSizer Version 6.2

Exit Print About

Sch 80 PVC Plastic 50°F Water

1 1/4" 6.42 USgpm

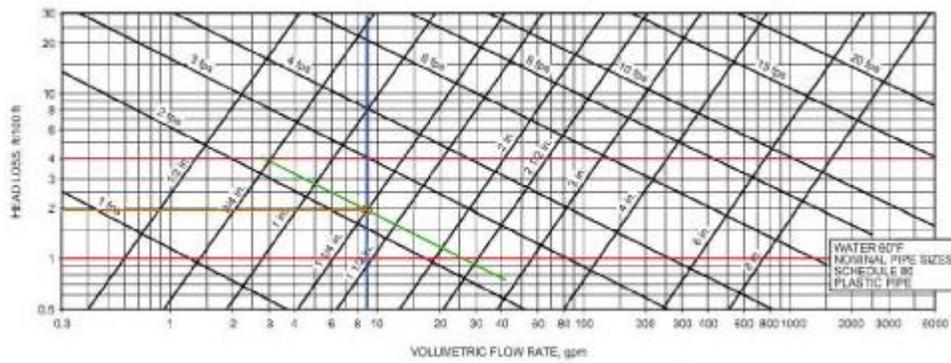
Outside Diameter	1.66 in	Fluid density	62,411 lb/ft ³
Wall Thickness	0.191 in	Fluid viscosity	3,1667 lb/ft-h
Inside Diameter	1.278 in	Specific Heat	1.002 Btu/lb°F
Inside Area	1.283 in ²	Energy factor	501.6 Btu/h°F-gpm
Cross Section Area	0.881 in ²	Fluid velocity	1.61 ft/s
Section Modulus	0.29139 in ³	Reynolds Number	12 133
Moment of Inertia	0.24185 in ⁴	Friction factor	0,02944
Radius Gyration	0.5237 in	Head Loss	1,107 ft/100 ft
Weight of Pipe	0.576 lb/ft	Elbow loss	0,044 ft
Weight Pipe + Fluid	1.133 lb/ft		

McQuay
Air Conditioning

www.mcquay.com

Figura 92. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.



DesignTools PipeSizer Version 6.2

Exit Print About

Sch 80 PVC Plastic 50°F Water

1 1/4" 8.94 USgpm

Outside Diameter	1.66 in	Fluid density	62.411 lb/ft ³
Wall Thickness	0.191 in	Fluid viscosity	3,1667 lb/ft-h
Inside Diameter	1.278 in	Specific Heat	1.002 Btu/lb°F
Inside Area	1.283 in ²	Energy factor	501.6 Btu/h°F-gpm
Cross Section Area	0.881 in ²	Fluid velocity	2.24 ft/s
Section Modulus	0.29139 in ³	Reynolds Number	16 896
Moment of Inertia	0.24185 in ⁴	Friction factor	0,02708
Radius Gyration	0.5237 in	Head Loss	1.976 ft/100 ft
Weight of Pipe	0.576 lb/ft	Elbow loss	0.085 ft
Weight Pipe + Fluid	1.133 lb/ft		

McQuay
Air Conditioning

www.mcquay.com

Figura 93. Uso de nomograma y software para determinación de diámetro.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.

Apéndice 2. Muestra de cálculo de ductos

Manejadoras 1 y 2

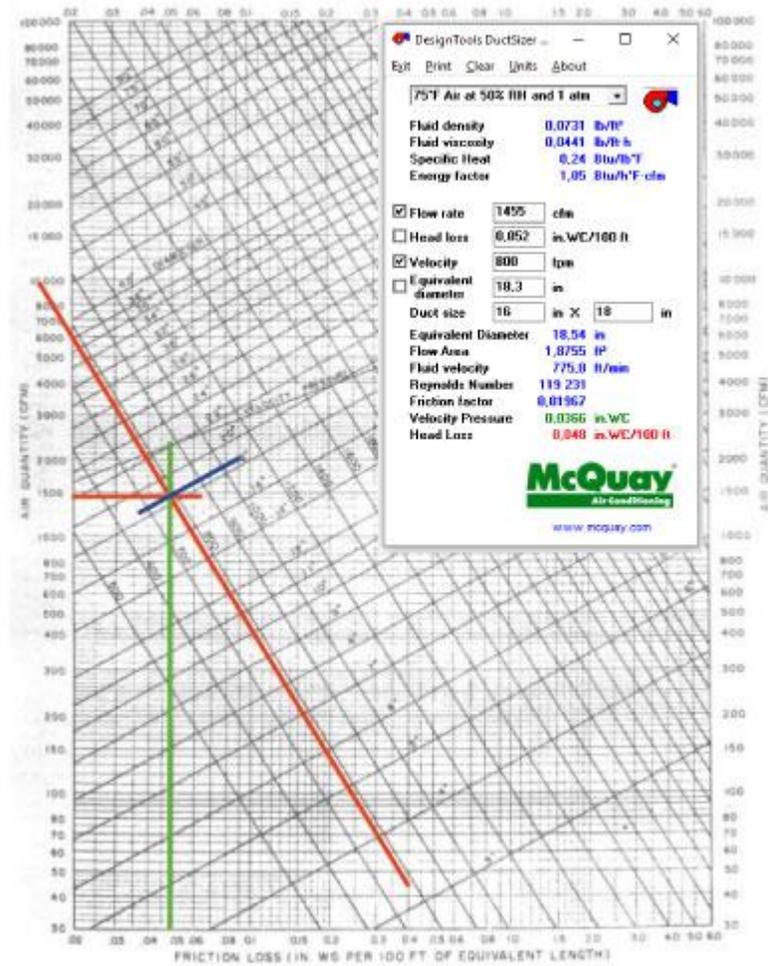


Figura 94. Uso de nomograma y software para determinar las dimensiones del ducto.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.

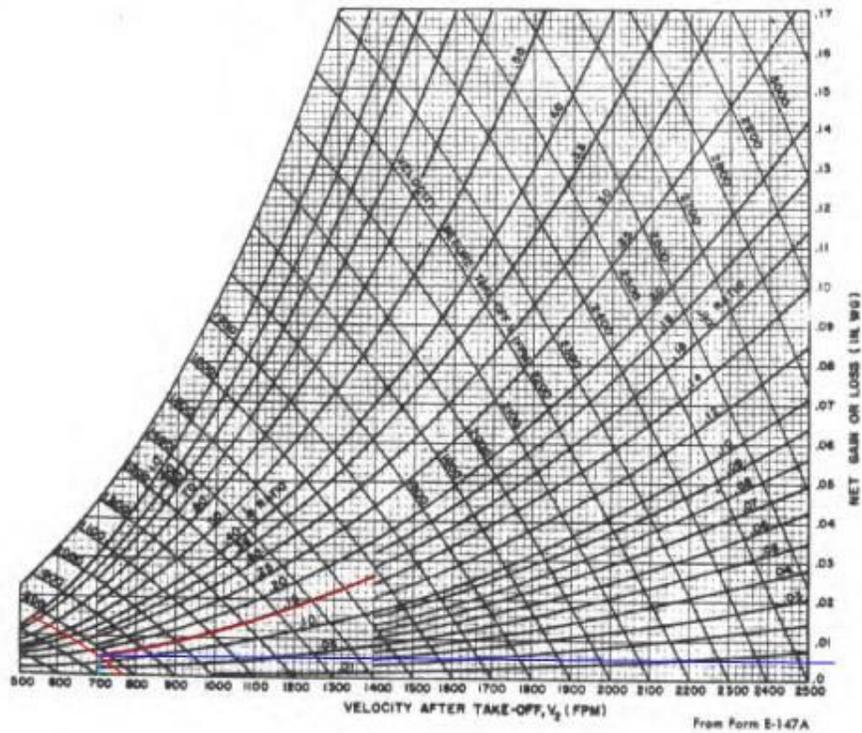
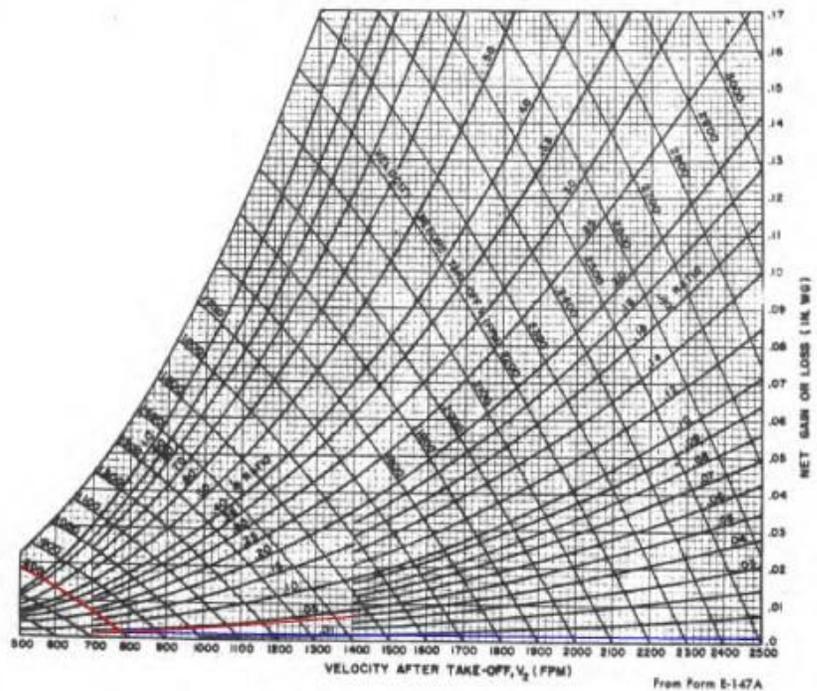


Figura 95. Uso de nomograma para la determinación de la velocidad en el siguiente tramo de ducto mediante el método de recuperación estática.

Fuente: Elaboración propia.

Manejadora 3

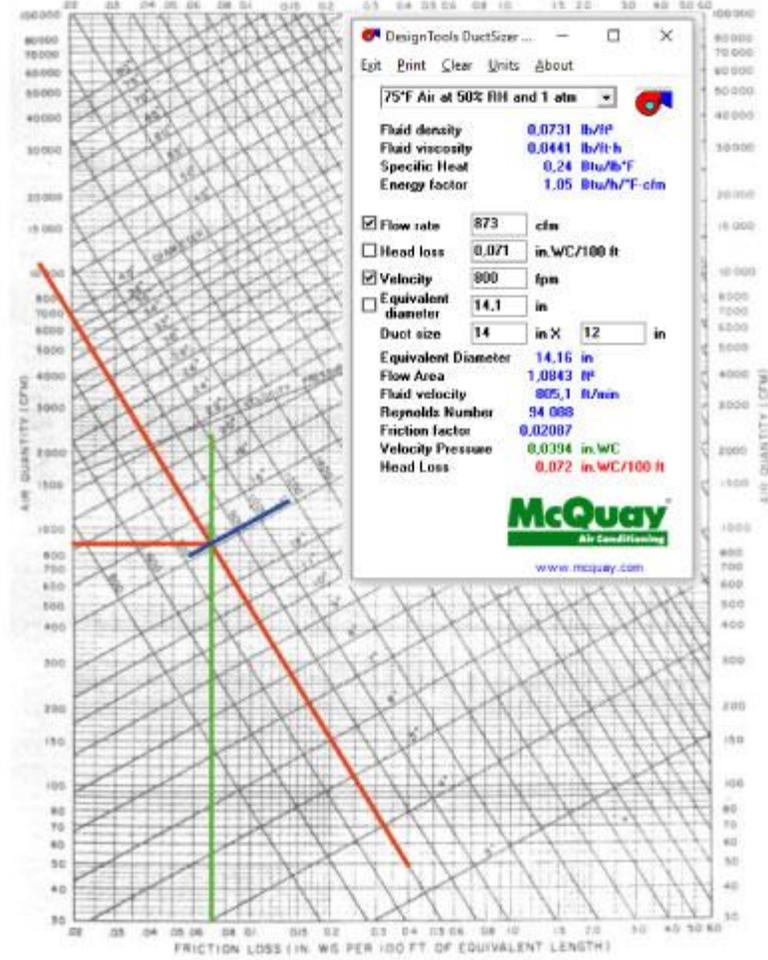


Figura 96. Uso de nomograma y software para determinar las dimensiones del ducto.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.

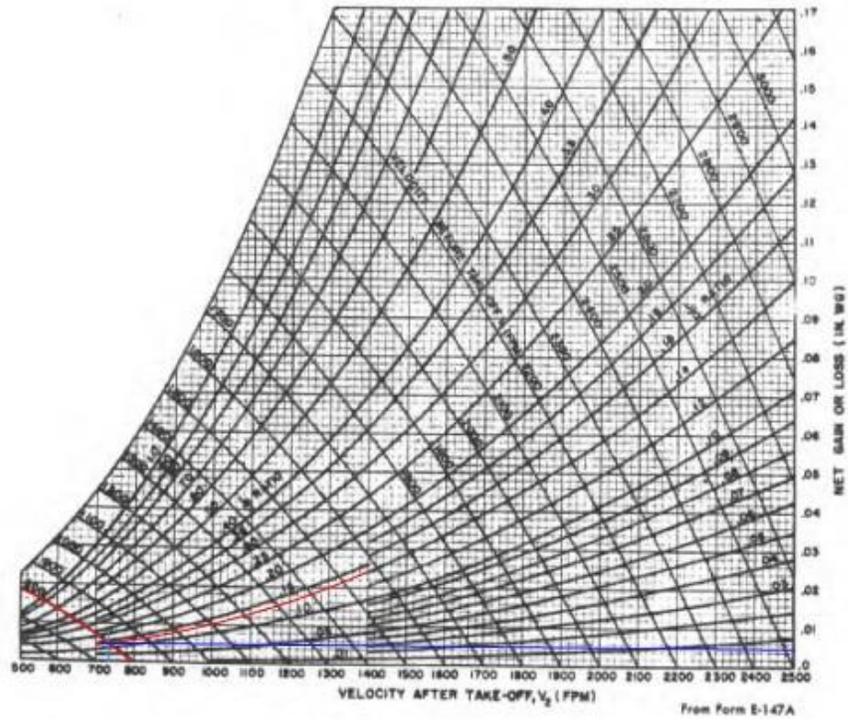
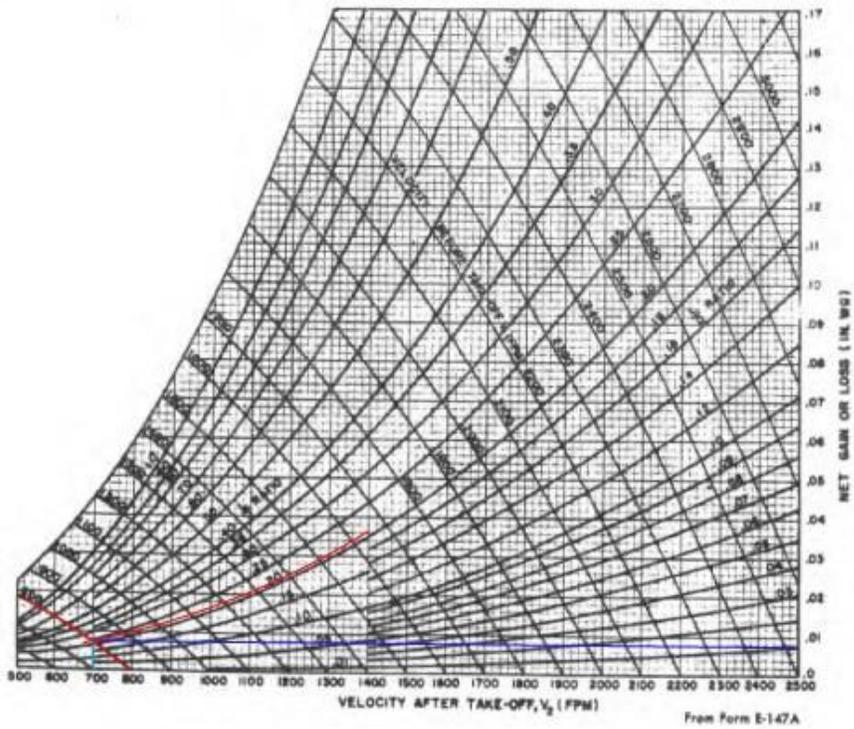


Figura 97. Uso de nomograma para la determinación de la velocidad en el siguiente tramo de ducto mediante el método de recuperación estática.

Fuente: Elaboración propia.

Manejadora 4

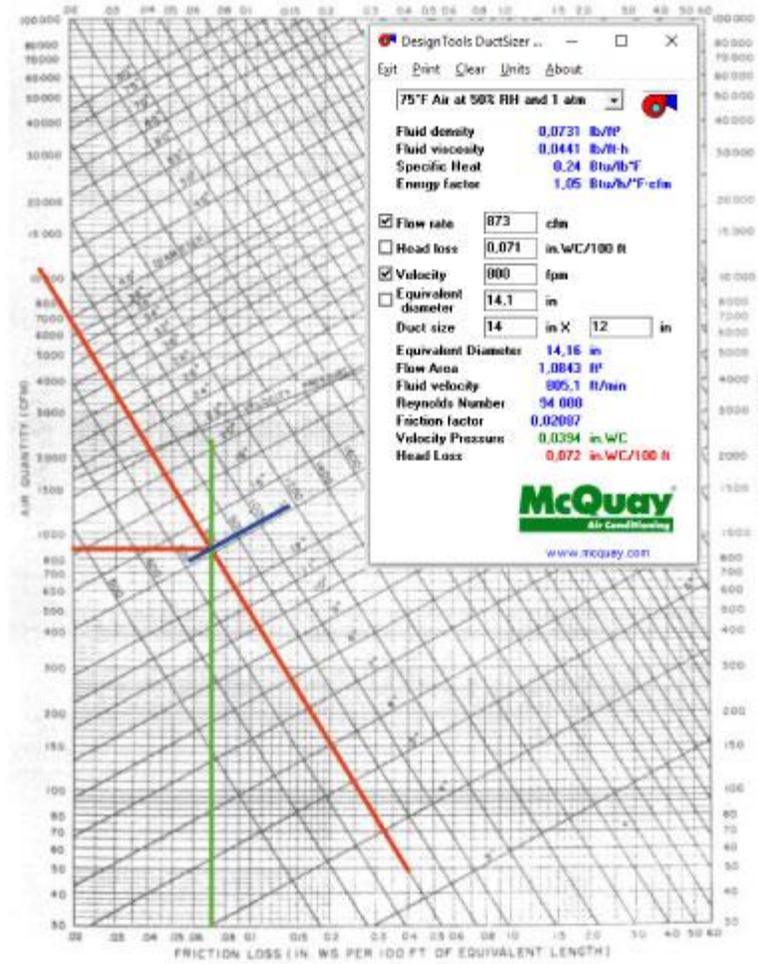


Figura 98. Uso de nomograma y software para determinar las dimensiones del ducto.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.

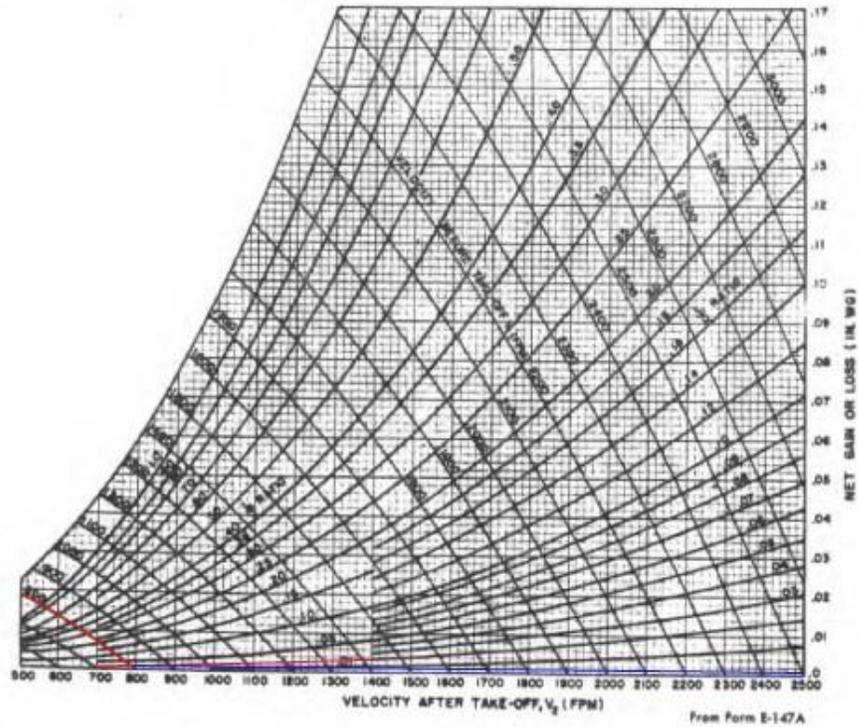
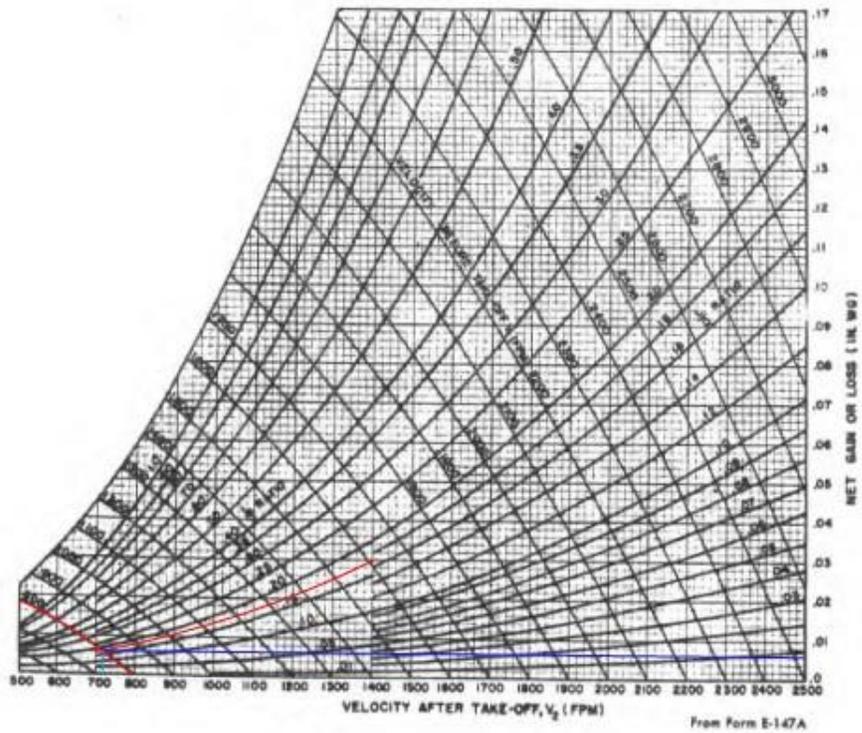


Figura 99. Uso de nomograma para la determinación de la velocidad en el siguiente tramo de ducto mediante el método de recuperación estática.

Fuente: Elaboración propia.

Manejadora 5

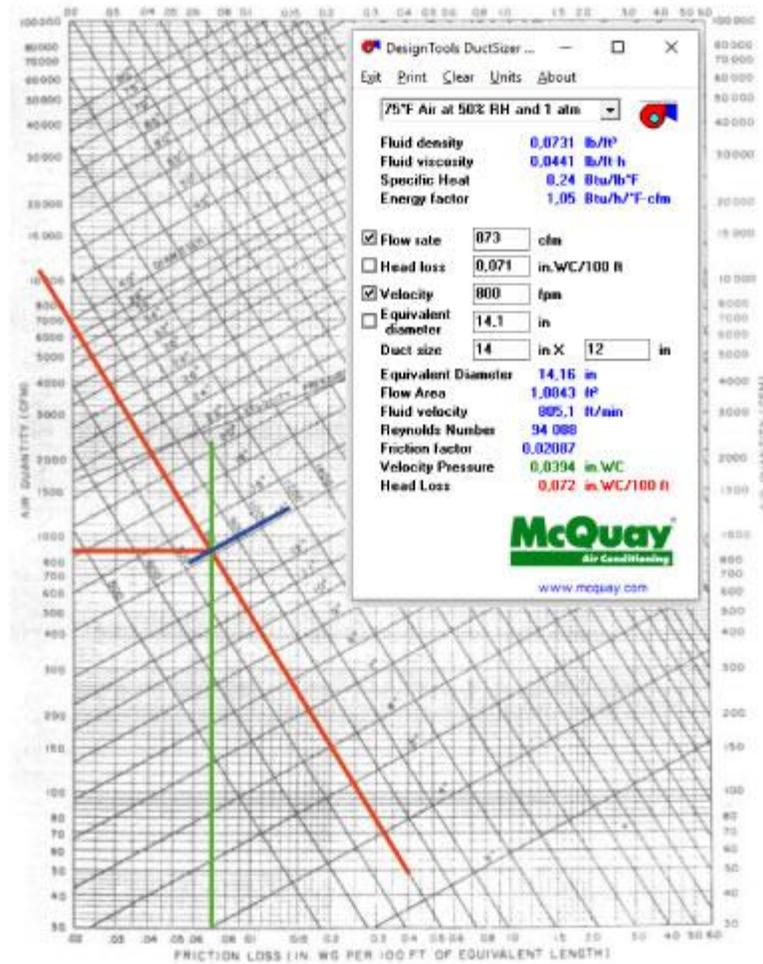


Figura 100. Uso de nomograma y software para determinar las dimensiones del ducto.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.

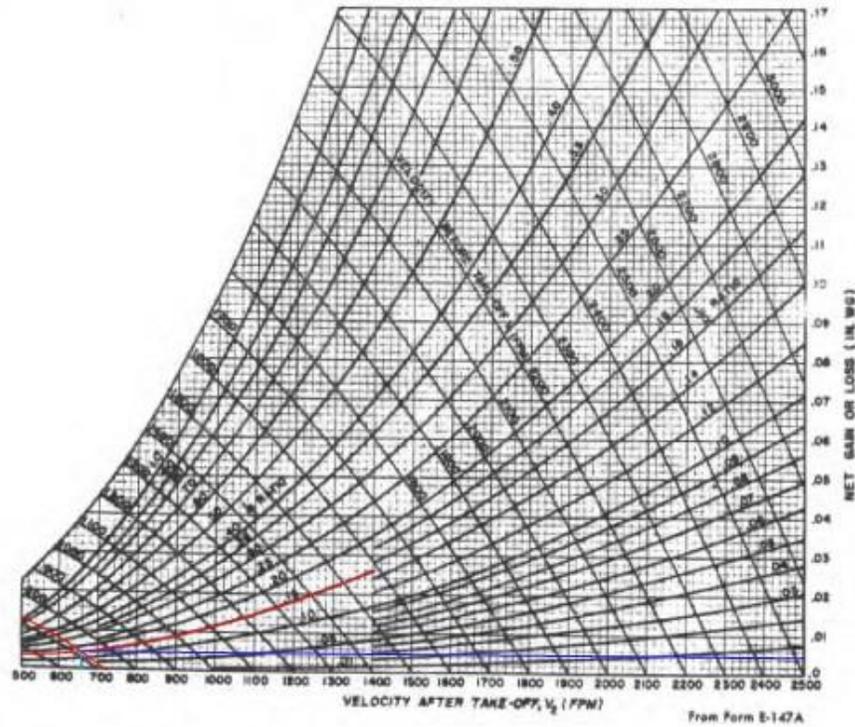
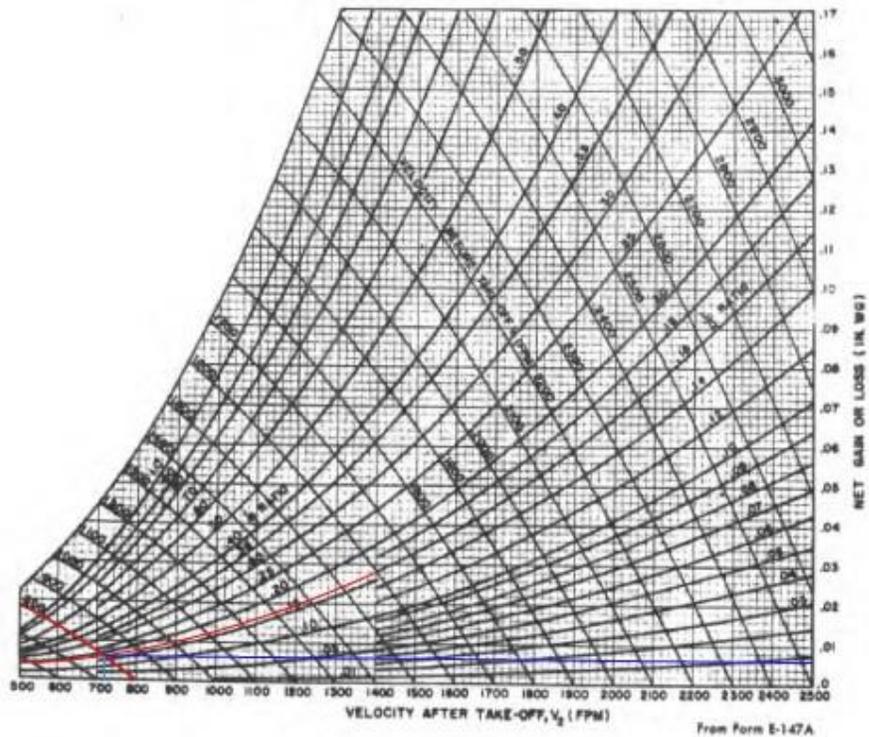


Figura 101. Uso de nomograma para la determinación de la velocidad en el siguiente tramo de ducto mediante el método de recuperación estática.

Fuente: Elaboración propia.

Manejadora 6

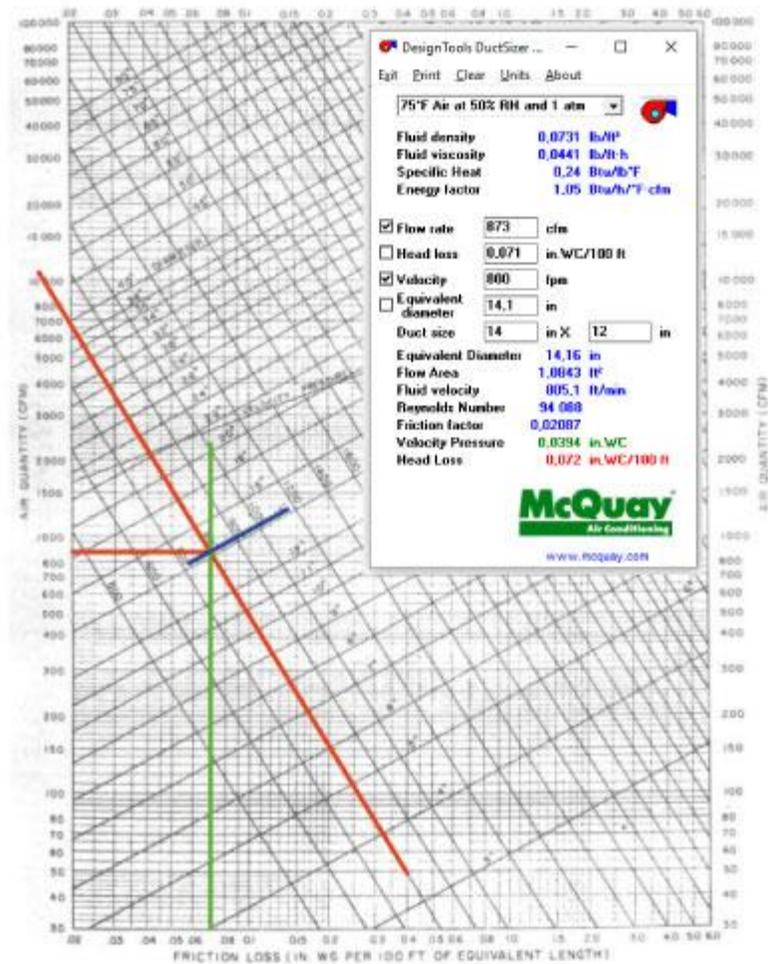


Figura 102. Uso de nomograma y software para determinar las dimensiones del ducto.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.

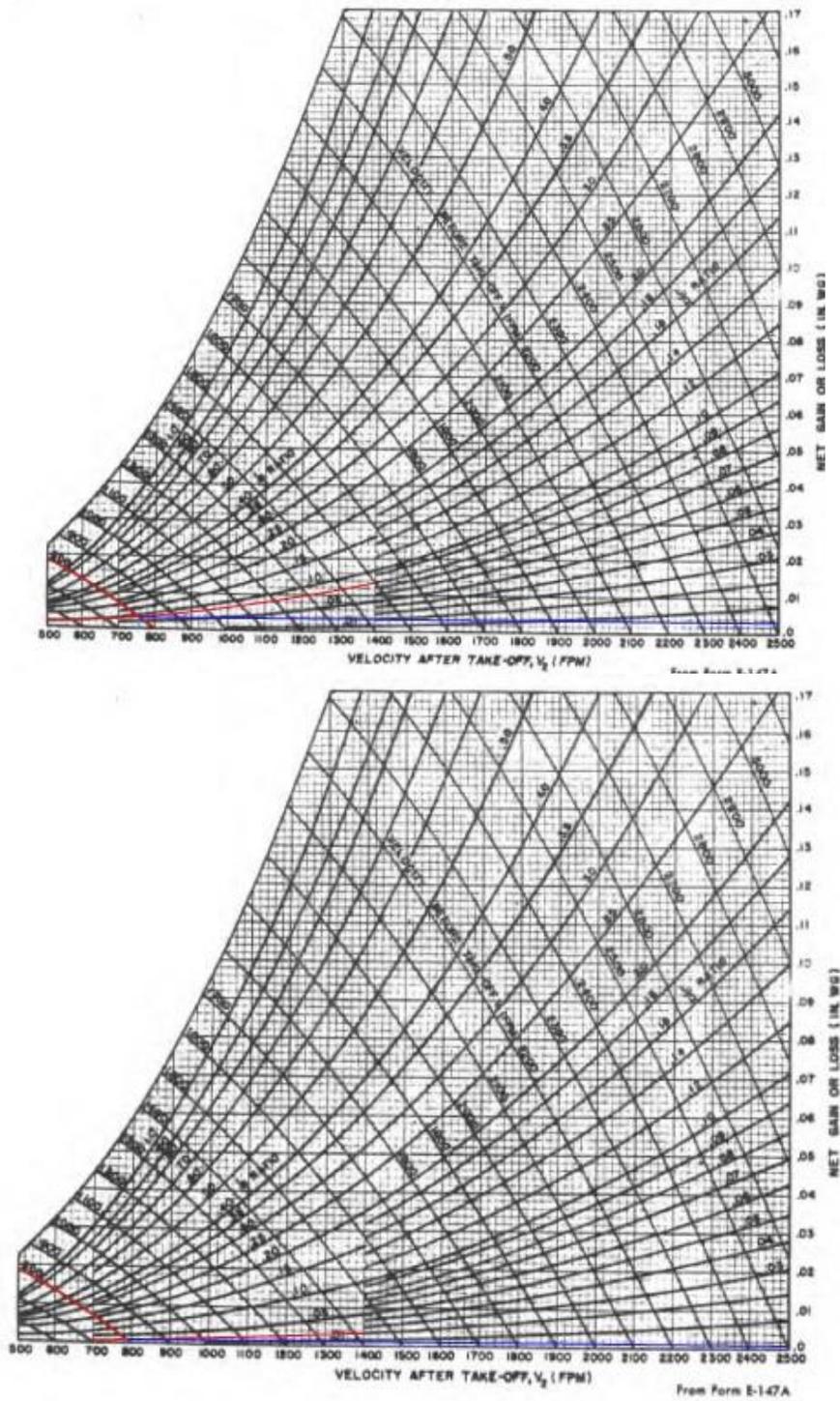


Figura 103. Uso de nomograma para la determinación de la velocidad en el siguiente tramo de ducto mediante el método de recuperación estática.

Fuente: Elaboración propia.

Ducto de unidad paquete

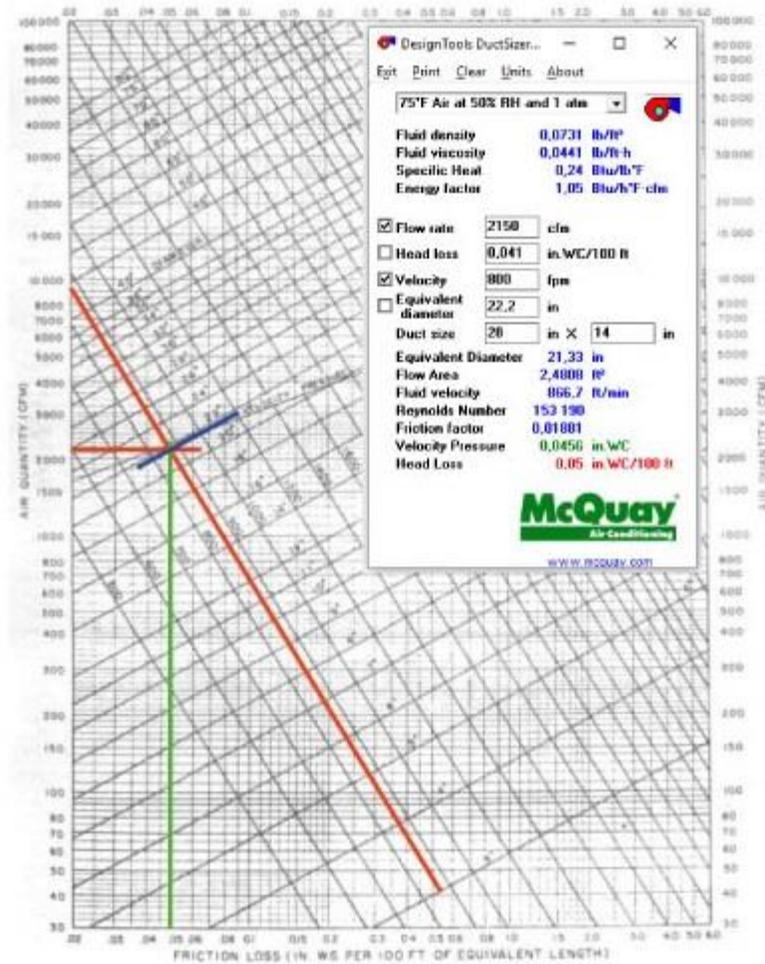


Figura 104. Uso de nomograma y software para determinar las dimensiones del ducto.

Fuente: Elaboración propia y corroboración de cálculo con PipeSizer de McQuay.

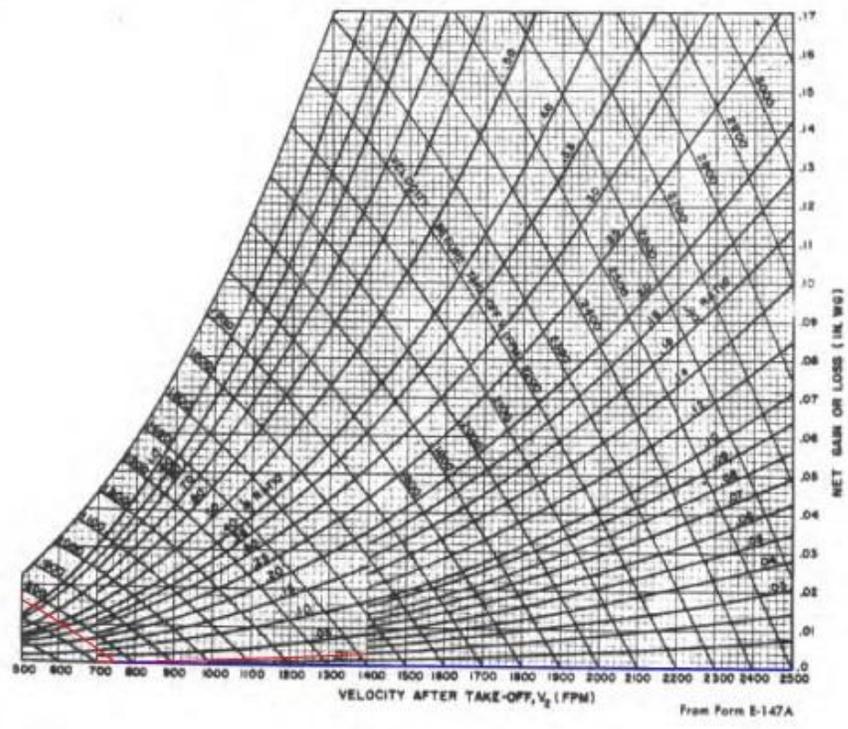
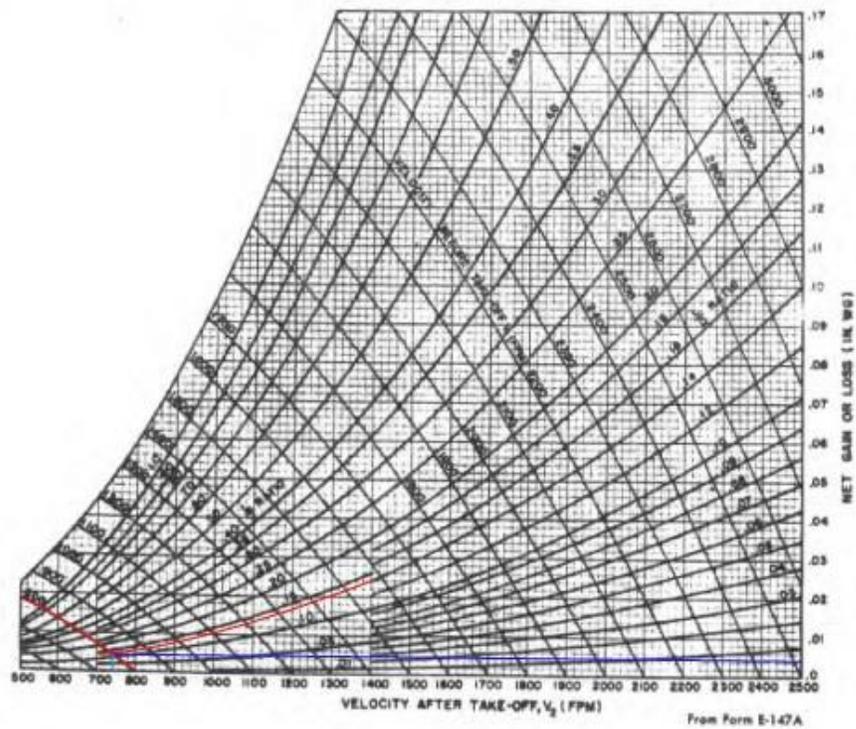


Figura 105. Uso de nomograma para la determinación de la velocidad en el siguiente tramo de ducto mediante el método de recuperación estática.

Fuente: Elaboración propia.

Apéndice 3. Selección de válvula de balance

Manejadoras 1 y 2

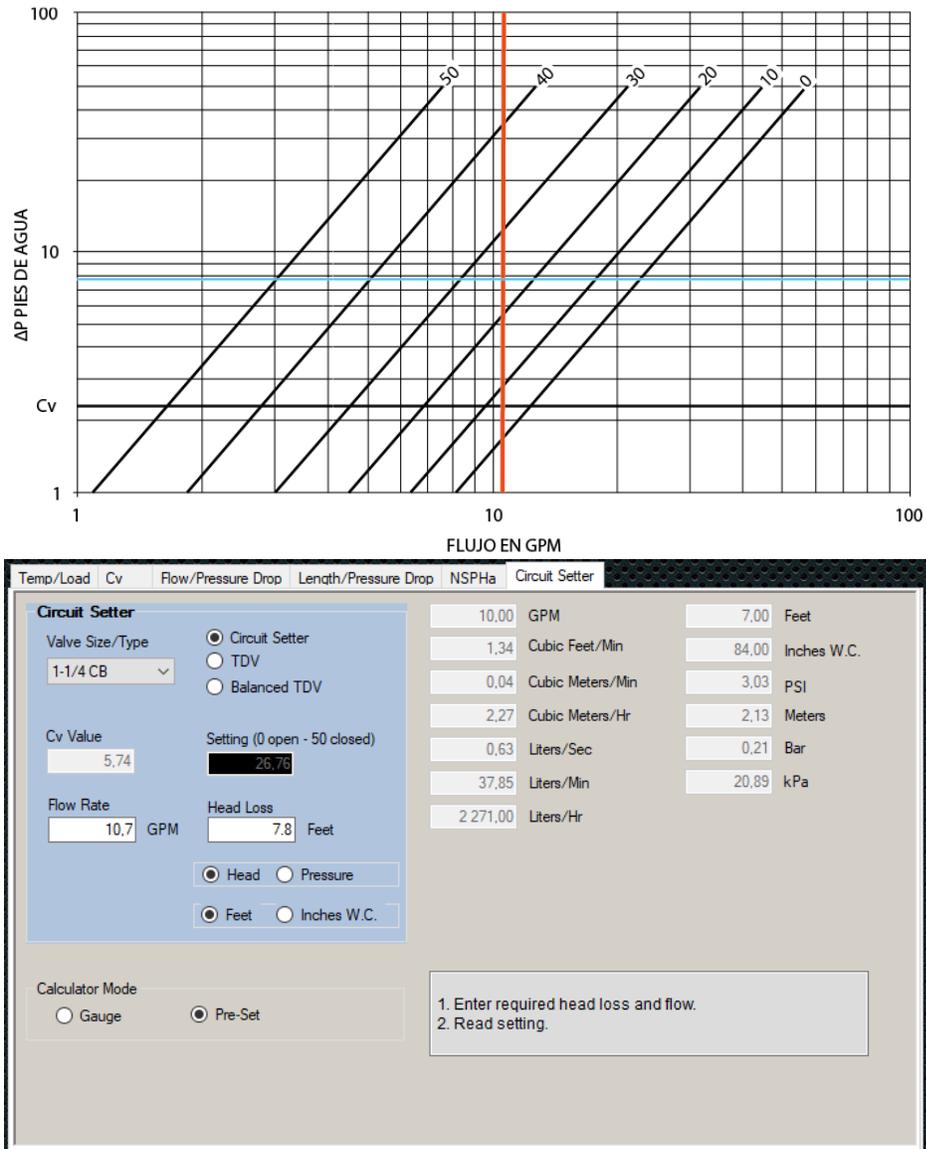
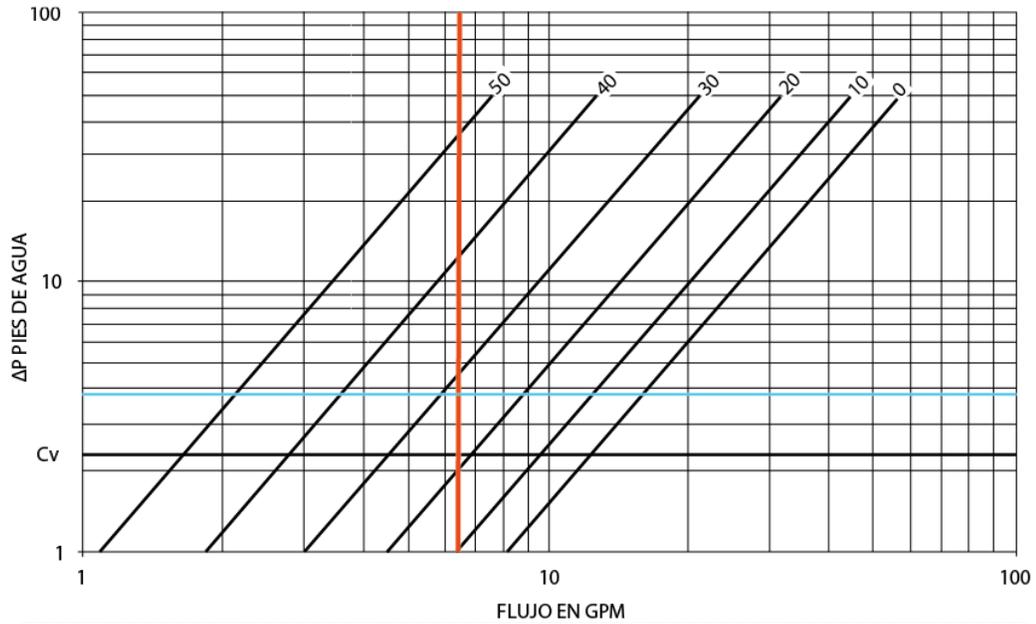


Figura 106. Selección de válvula de balance.

Fuente: Elaboración propia y corroboración mediante System Syzer v4.4. (Bell & Gossett)

Manejadoras 3, 4, 5 y 6



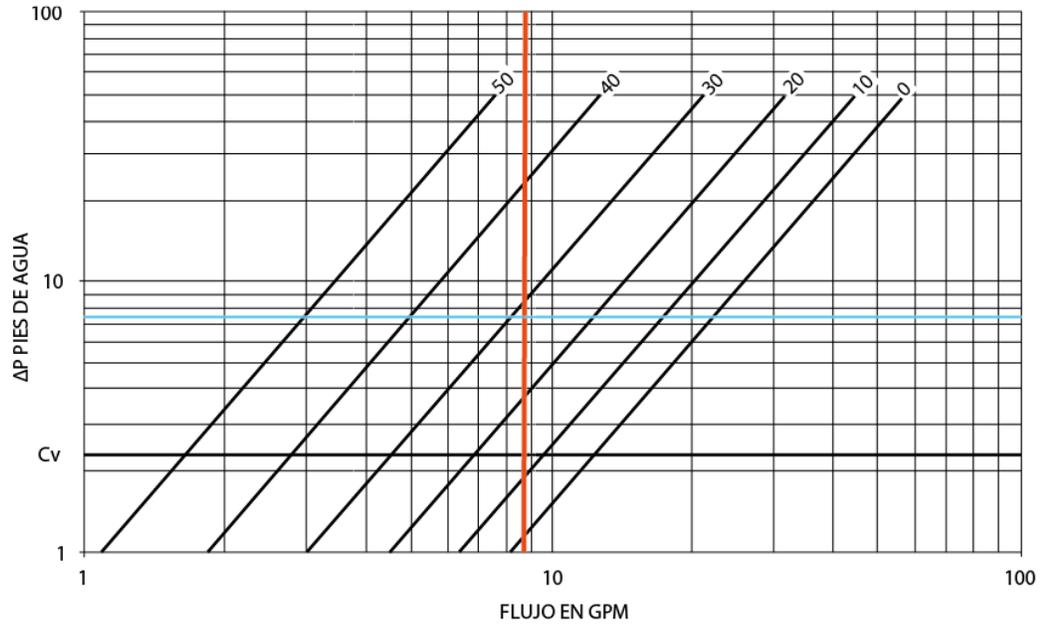
Temp/Load	Cv	Flow/Pressure Drop	Length/Pressure Drop	NSPha	Circuit Setter
Circuit Setter Valve Size/Type: <input checked="" type="radio"/> Circuit Setter <input type="radio"/> TDV <input type="radio"/> Balanced TDV Cv Value: 5.26 Setting (0 open - 50 closed): 28.62 Flow Rate: 6.42 GPM Head Loss: 3.8 Feet <input checked="" type="radio"/> Head <input type="radio"/> Pressure <input checked="" type="radio"/> Feet <input type="radio"/> Inches W.C. Calculator Mode: <input type="radio"/> Gauge <input checked="" type="radio"/> Pre-Set					
6.00	GPM	3.00	Feet		
0.80	Cubic Feet/Min	36.00	Inches W.C.		
0.02	Cubic Meters/Min	1.30	PSI		
1.36	Cubic Meters/Hr	0.91	Meters		
0.38	Liters/Sec	0.09	Bar		
22.71	Liters/Min	8.95	kPa		
1 362.60	Liters/Hr				

1. Enter required head loss and flow.
2. Read setting.

Figura 107. Selección de válvula de balance.

Fuente: Elaboración propia y corroboración mediante System Syzer v4.4. (Bell & Gossett)

Manejadoras 7 y 8

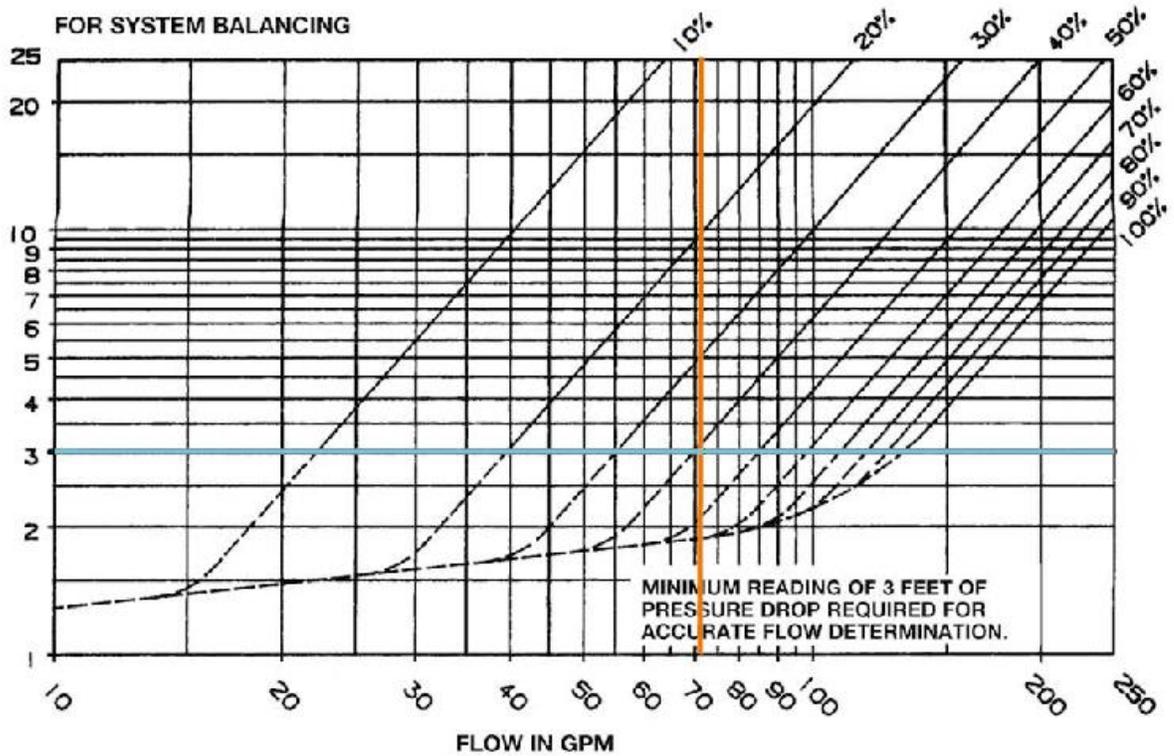


Temp/Load	Cv	Flow/Pressure Drop	Length/Pressure Drop	NSP _H	Circuit Setter
Circuit Setter Valve Size/Type: <input type="text" value="1-1/4 CB"/>					
<input checked="" type="radio"/> Circuit Setter <input type="radio"/> TDV <input type="radio"/> Balanced TDV					
Cv Value: <input type="text" value="4.60"/>		Setting (0 open - 50 closed): <input type="text" value="31.56"/>			
Flow Rate: <input type="text" value="8.94"/> GPM		Head Loss: <input type="text" value="7.4"/> Feet			
<input checked="" type="radio"/> Head <input type="radio"/> Pressure <input checked="" type="radio"/> Feet <input type="radio"/> Inches W.C.					
Calculator Mode: <input type="radio"/> Gauge <input checked="" type="radio"/> Pre-Set					
1. Enter required head loss and flow. 2. Read setting.					

Figura 108. Selección de válvula de balance.

Fuente: Elaboración propia y corroboración mediante System Syzer v4.4. (Bell & Gossett)

Apéndice 4. Selección de válvula de triple propósito



Curve	Model	Size (in)	Pressure Drop @ Design Flow and Designated Stem Position (ft)	Stem Position	Connection Type	Cv @ Designated Stem Position	Working Pressure Rating
	3DS-2S	2.0	3.07'	60%	Flanged	62	175psig

Figura 109. Selección de válvula de triple propósito.

Fuente: Elaboración propia y corroboración mediante ESP-SystemWize. (Bell & Gossett)

Apéndice 5. Selección de válvula de control de tres vías

Tabla 119. Determinación de válvula de control de tres vías.

Circuito	Caudal (gpm)	Pérdida en el circuito (ft)	Pérdida en el circuito (kPa)	Pérdida en el circuito (psi)	C _v	Pérdida con C _v de fabricante (psi)	Pérdida con C _v de fabricante (ft)	Autoridad*
U-2	10,70	7,80	23,31	3,38	5,82	1,79	4,13	0,346
U-1	10,70	7,80	23,31	3,38	5,82	1,79	4,13	0,346
U-3	6,42	3,80	11,36	1,65	5,01	0,64	1,49	0,281
U-5	6,42	3,80	11,36	1,65	5,01	0,64	1,49	0,281
U-7	8,94	7,40	22,12	3,20	4,99	1,25	2,88	0,280
U-8	8,94	7,40	22,12	3,20	4,99	1,25	2,88	0,280
U-6	6,42	3,80	11,36	1,65	5,01	0,64	1,49	0,281
U-4	6,42	3,80	11,36	1,65	5,01	0,64	1,49	0,281

*Autoridad entre 0,25 y 0,5 por recomendación de ASHRAE (2016).

Fuente: Elaboración propia.

Apéndice 6. Ubicación de equipos

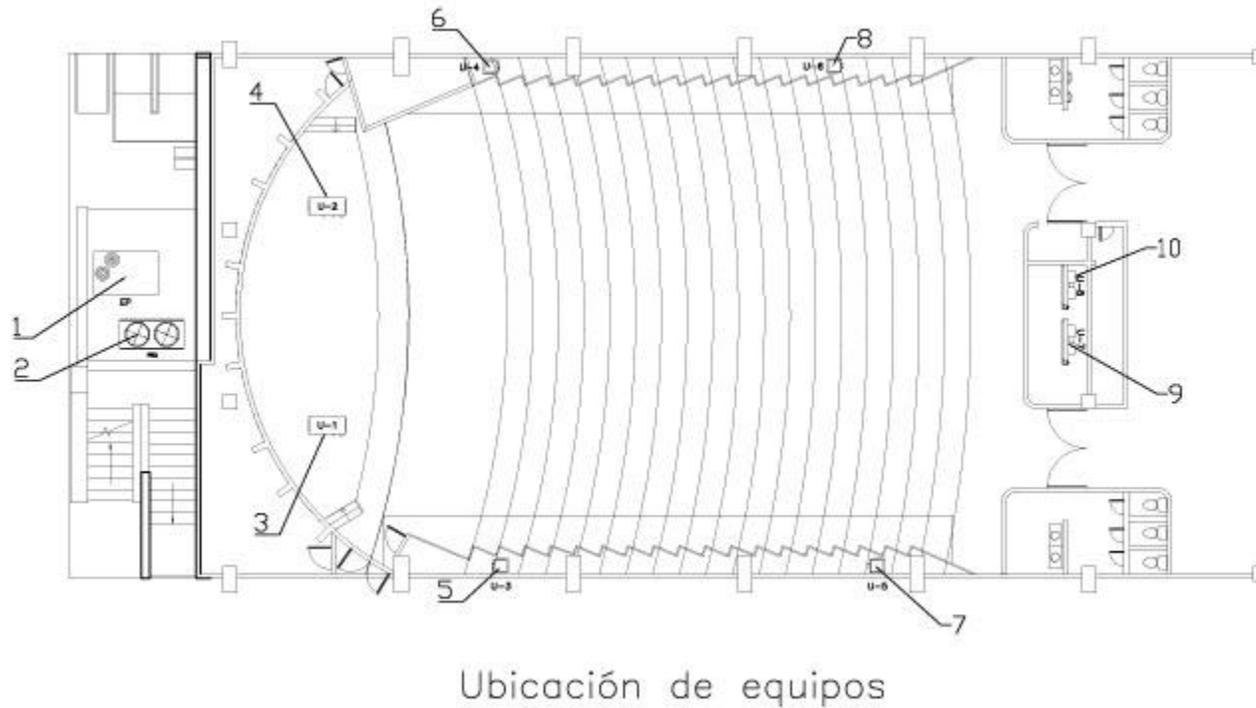
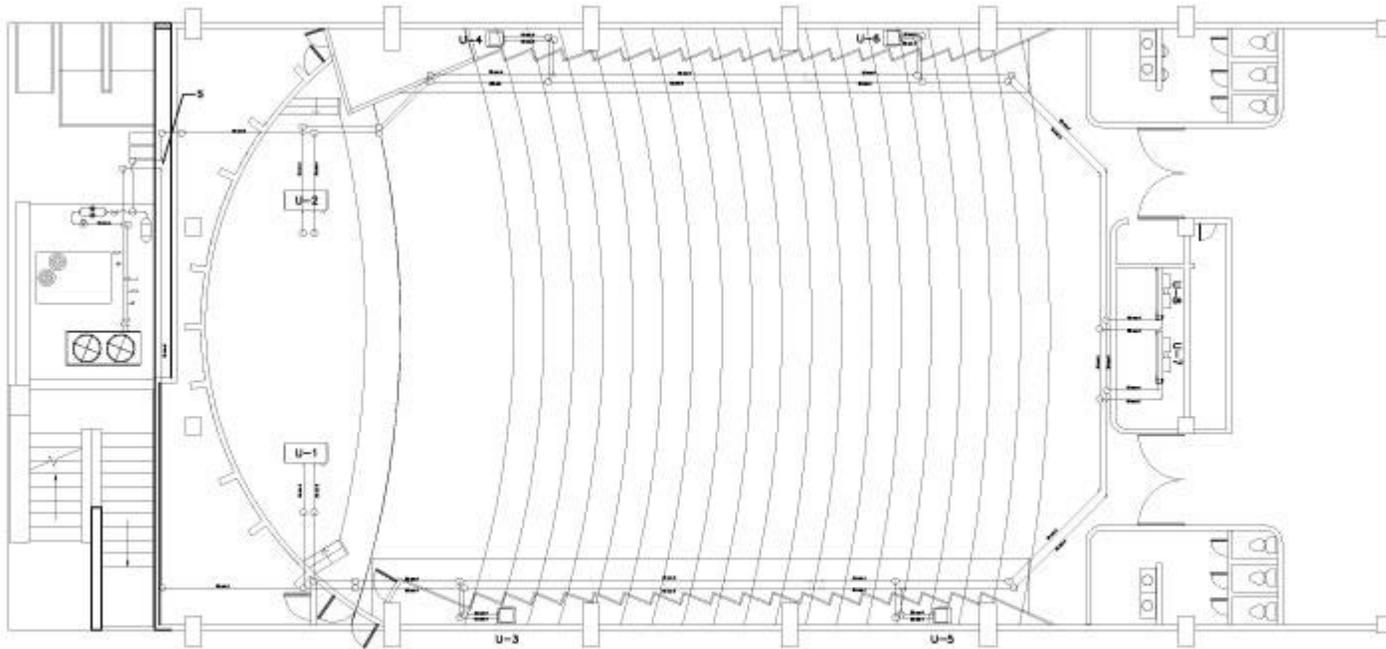


Figura 110. Ubicación de equipos del sistema. (1) Equipo tipo paquete. (2) Chiller. (3) Manejadora 1, (4) Manejadora 2, (5) Manejadora 3, (6) Manejadora 4, (7) Manejadora 5, (8) Manejadora 6, (9) Manejadora 7, (10) Manejadora 8.

Fuente: Elaboración propia. Autodesk AutoCAD 2018.

Apéndice 7. Detalle de sistema de tuberías

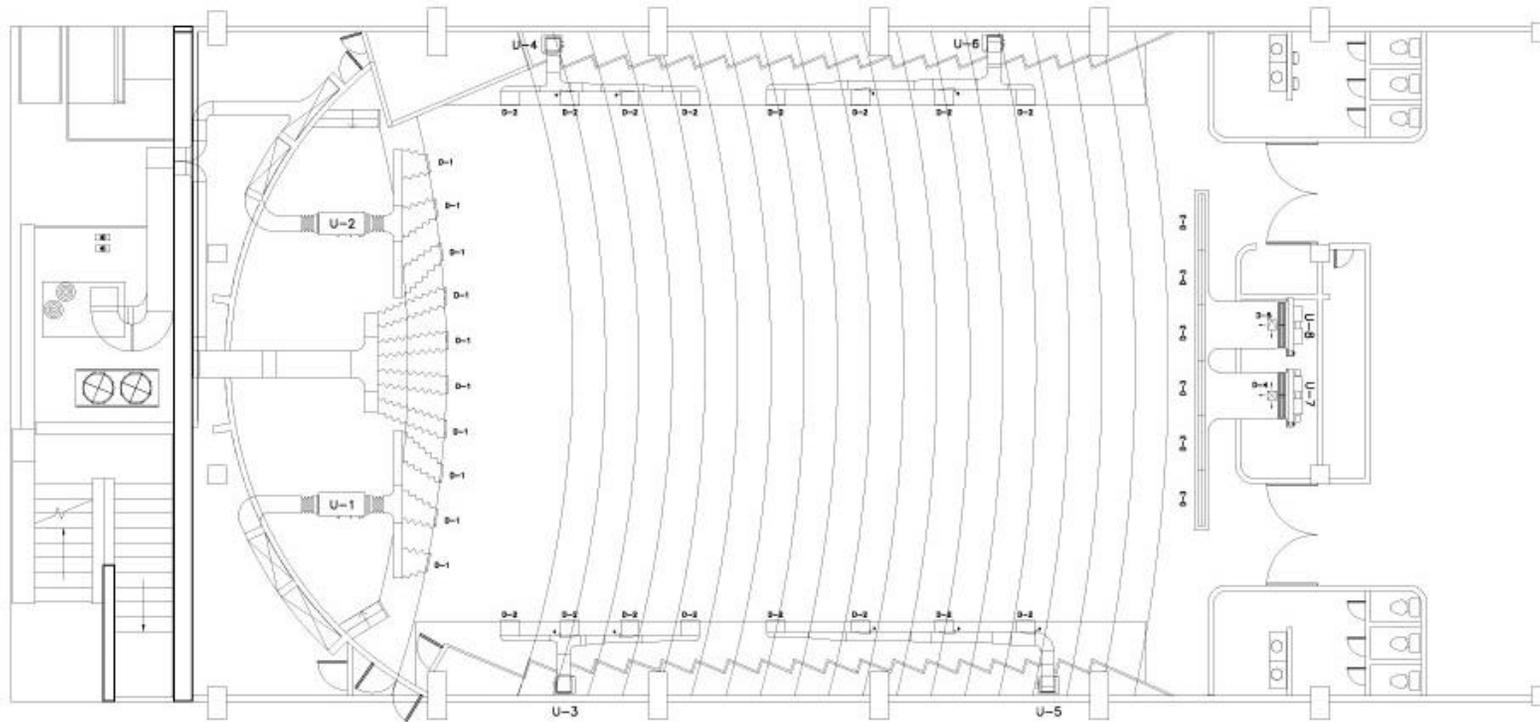


Sistema de tuberías

Figura 111. Detalle de sistema.

Fuente: Elaboración propia. Autodesk AutoCAD 2018.

Apéndice 8. Sistema de ductos



Sistema de ductos

Figura 112. Detalle de sistema de ductos.

Fuente: Elaboración propia. Autodesk AutoCAD 2018.

25. Anexos

Anexo 1. Datos climáticos del Instituto Meteorológico Nacional.

INSTITUTO METEOROLOGICO NACIONAL
DEPARTAMENTO DE INFORMACION
PROMEDIOS MENSUALES DE DATOS CLIMATICOS
 (estaciones automáticas)

ESTACION : 84 141 IMN, ARANJUEZ			Latitud: 09 ° 56 ' N Longitud: 84 ° 04 ' O Altitud. 1181 m.s.n.m													
Elementos	Periodos		Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Oct.	Nov.	Dic.	Prom.	Total
LLUVIA	1996	2016	9.9	11.9	10.6	47.5	229.0	238.7	173.5	206.5	309.1	297.9	143.8	35.2	142.8	1713.7
TEM.MAX.	1996	2016	22.9	23.4	24.5	25.5	26.1	26.2	25.3	25.8	26.3	25.5	24.1	23.2	24.9	
TEM.MIN.	1996	2016	16.4	16.4	16.8	17.5	18.1	18.1	18.0	17.9	17.6	17.6	17.3	16.9	17.4	
TEM.MED.	1996	2016	19.6	19.9	20.6	21.5	22.1	22.1	21.6	21.9	22.0	21.5	20.7	20.1	21.1	
HUMEDAD	1996	2016	74.4	73.2	72.2	72.6	77.9	79.1	77.5	77.9	79.9	81.3	79.3	76.2	76.8	
VIENTO VEL.	1996	2016	13.7	13.5	13.3	11.9	8.8	7.7	9.0	8.2	6.8	6.9	9.4	12.0	10.1	
RADIACION	1996	2016	12.7	14.6	16.9	17.0	13.3	11.2	11.5	12.3	12.4	11.3	9.7	10.8	12.8	
PRESION	1998	2017	882.5	882.5	882.3	882.1	882.1	882.2	882.4	882.2	882.3	882.0	881.8	882.2	882.2	
VIENTO DIR. PREDOMINANTE			3	2	3	2	3	3	3	3	3	3	3	3		Total
Promedio días con lluvia >= 0.1 mm.			4	3	3	8	20	21	20	22	23	25	18	8	177	

Anexo 2. Propiedades del agua

Table 3 Thermodynamic Properties of Water at Saturation

Temp., °C <i>t</i>	Absolute Pressure <i>P_{sat}</i> , kPa	Specific Volume, m ³ /kg _w			Specific Enthalpy, kJ/kg _w			Specific Entropy, kJ/(kg _w ·K)			Temp., °C <i>t</i>
		Sat. Solid <i>v_f</i> / <i>v_f</i>	Evap. <i>v_g</i> / <i>v_g</i>	Sat. Vapor <i>v_g</i>	Sat. Solid <i>h_f</i> / <i>h_f</i>	Evap. <i>h_g</i> / <i>h_g</i>	Sat. Vapor <i>h_g</i>	Sat. Solid <i>s_f</i> / <i>s_f</i>	Evap. <i>s_g</i> / <i>s_g</i>	Sat. Vapor <i>s_g</i>	
-60	0.00108	0.001081	90971.58	90971.58	-446.12	2836.27	2390.14	-1.6842	13.3064	11.6222	-60
-59	0.00124	0.001082	79885.31	79885.31	-444.46	2836.45	2391.99	-1.6764	13.2452	11.5687	-59
-58	0.00141	0.001082	70235.77	70235.78	-442.79	2836.63	2393.85	-1.6687	13.1845	11.5158	-58
-57	0.00161	0.001082	61826.23	61826.24	-441.11	2836.81	2395.70	-1.6609	13.1243	11.4634	-57
-56	0.00184	0.001082	54488.28	54488.28	-439.42	2836.97	2397.55	-1.6531	13.0646	11.4115	-56
-55	0.00209	0.001082	48077.54	48077.54	-437.73	2837.13	2399.40	-1.6453	13.0054	11.3601	-55
-54	0.00238	0.001082	42470.11	42470.11	-436.03	2837.28	2401.25	-1.6375	12.9468	11.3092	-54
-53	0.00271	0.001082	37559.49	37559.50	-434.32	2837.42	2403.10	-1.6298	12.8886	11.2589	-53
-52	0.00307	0.001083	33254.07	33254.07	-432.61	2837.56	2404.95	-1.6220	12.8310	11.2090	-52
-51	0.00348	0.001083	29474.87	29474.87	-430.88	2837.69	2406.81	-1.6142	12.7738	11.1596	-51
-50	0.00394	0.001083	26153.80	26153.80	-429.16	2837.81	2408.66	-1.6065	12.7171	11.1106	-50
-49	0.00445	0.001083	23232.03	23232.04	-427.42	2837.93	2410.51	-1.5987	12.6609	11.0622	-49
-48	0.00503	0.001083	20658.70	20658.70	-425.68	2838.04	2412.36	-1.5909	12.6051	11.0142	-48
-47	0.00568	0.001083	18389.75	18389.75	-423.93	2838.14	2414.21	-1.5832	12.5498	10.9666	-47
-46	0.00640	0.001083	16387.03	16387.03	-422.17	2838.23	2416.06	-1.5754	12.4950	10.9196	-46
-45	0.00720	0.001084	14617.39	14617.39	-420.40	2838.32	2417.91	-1.5677	12.4406	10.8729	-45
-44	0.00810	0.001084	13052.07	13052.07	-418.63	2838.39	2419.76	-1.5599	12.3867	10.8267	-44
-43	0.00910	0.001084	11666.02	11666.02	-416.85	2838.47	2421.62	-1.5522	12.3331	10.7810	-43
-42	0.01022	0.001084	10437.46	10437.46	-415.06	2838.53	2423.47	-1.5444	12.2801	10.7356	-42
-41	0.01146	0.001084	9347.38	9347.38	-413.27	2838.59	2425.32	-1.5367	12.2274	10.6907	-41
-40	0.01284	0.001084	8379.20	8379.20	-411.47	2838.64	2427.17	-1.5289	12.1752	10.6462	-40
-39	0.01437	0.001085	7518.44	7518.44	-409.66	2838.68	2429.02	-1.5212	12.1234	10.6022	-39
-38	0.01607	0.001085	6752.43	6752.43	-407.85	2838.72	2430.87	-1.5135	12.0720	10.5585	-38
-37	0.01795	0.001085	6070.08	6070.08	-406.02	2838.74	2432.72	-1.5057	12.0210	10.5152	-37
-36	0.02004	0.001085	5461.68	5461.68	-404.19	2838.76	2434.57	-1.4980	11.9704	10.4724	-36
-35	0.02234	0.001085	4918.69	4918.69	-402.36	2838.78	2436.42	-1.4903	11.9202	10.4299	-35
-34	0.02489	0.001085	4433.64	4433.64	-400.51	2838.78	2438.27	-1.4825	11.8703	10.3878	-34
-33	0.02771	0.001085	3999.95	3999.95	-398.66	2838.78	2440.12	-1.4748	11.8209	10.3461	-33
-32	0.03081	0.001086	3611.82	3611.82	-396.80	2838.77	2441.97	-1.4671	11.7718	10.3047	-32
-31	0.03423	0.001086	3264.15	3264.16	-394.94	2838.75	2443.82	-1.4594	11.7231	10.2638	-31
-30	0.03801	0.001086	2952.46	2952.46	-393.06	2838.73	2445.67	-1.4516	11.6748	10.2232	-30
-29	0.04215	0.001086	2672.77	2672.77	-391.18	2838.70	2447.51	-1.4439	11.6269	10.1830	-29
-28	0.04672	0.001086	2421.58	2421.58	-389.29	2838.66	2449.36	-1.4362	11.5793	10.1431	-28
-27	0.05173	0.001086	2195.80	2195.80	-387.40	2838.61	2451.21	-1.4285	11.5321	10.1036	-27
-26	0.05724	0.001087	1992.68	1992.68	-385.50	2838.56	2453.06	-1.4208	11.4852	10.0644	-26
-25	0.06327	0.001087	1809.79	1809.79	-383.59	2838.49	2454.91	-1.4131	11.4386	10.0256	-25
-24	0.06989	0.001087	1644.99	1644.99	-381.67	2838.42	2456.75	-1.4054	11.3925	9.9871	-24
-23	0.07714	0.001087	1496.36	1496.36	-379.75	2838.35	2458.60	-1.3977	11.3466	9.9489	-23
-22	0.08508	0.001087	1362.21	1362.21	-377.81	2838.26	2460.45	-1.3899	11.3011	9.9111	-22
-21	0.09376	0.001087	1241.03	1241.03	-375.88	2838.17	2462.29	-1.3822	11.2559	9.8736	-21
-20	0.10324	0.001087	1131.49	1131.49	-373.93	2838.07	2464.14	-1.3745	11.2110	9.8365	-20
-19	0.11360	0.001088	1032.38	1032.38	-371.98	2837.96	2465.98	-1.3668	11.1665	9.7996	-19
-18	0.12490	0.001088	942.64	942.65	-370.01	2837.84	2467.83	-1.3591	11.1223	9.7631	-18
-17	0.13722	0.001088	861.34	861.34	-368.05	2837.72	2469.67	-1.3514	11.0784	9.7269	-17
-16	0.15065	0.001088	787.61	787.61	-366.07	2837.59	2471.51	-1.3437	11.0348	9.6910	-16
-15	0.16527	0.001088	720.70	720.70	-364.09	2837.45	2473.36	-1.3360	10.9915	9.6554	-15
-14	0.18119	0.001088	659.94	659.94	-362.10	2837.30	2475.20	-1.3284	10.9485	9.6201	-14
-13	0.19849	0.001089	604.72	604.73	-360.10	2837.14	2477.04	-1.3207	10.9058	9.5851	-13
-12	0.21729	0.001089	554.51	554.51	-358.10	2836.98	2478.88	-1.3130	10.8634	9.5504	-12
-11	0.23771	0.001089	508.81	508.81	-356.08	2836.80	2480.72	-1.3053	10.8213	9.5160	-11
-10	0.25987	0.001089	467.19	467.19	-354.06	2836.62	2482.56	-1.2976	10.7795	9.4819	-10
-9	0.28391	0.001089	429.25	429.26	-352.04	2836.44	2484.40	-1.2899	10.7380	9.4481	-9
-8	0.30995	0.001089	394.66	394.66	-350.00	2836.24	2486.23	-1.2822	10.6967	9.4145	-8
-7	0.33817	0.001090	363.09	363.09	-347.96	2836.03	2488.07	-1.2745	10.6558	9.3812	-7
-6	0.36871	0.001090	334.26	334.26	-345.91	2835.82	2489.91	-1.2668	10.6151	9.3482	-6
-5	0.40174	0.001090	307.92	307.92	-343.86	2835.60	2491.74	-1.2592	10.5747	9.3155	-5
-4	0.43745	0.001090	283.82	283.83	-341.79	2835.37	2493.57	-1.2515	10.5345	9.2830	-4
-3	0.47604	0.001090	261.78	261.78	-339.72	2835.13	2495.41	-1.2438	10.4946	9.2508	-3
-2	0.51770	0.001091	241.60	241.60	-337.64	2834.88	2497.24	-1.2361	10.4550	9.2189	-2
-1	0.56266	0.001091	223.10	223.11	-335.56	2834.63	2499.07	-1.2284	10.4157	9.1872	-1
0	0.61115	0.001091	206.15	206.15	-333.47	2834.36	2500.90	-1.2208	10.3766	9.1558	0
<i>Transition from saturated solid to saturated liquid</i>											
0	0.6112	0.001090	206.139	206.140	-0.04	2500.93	2500.89	-0.0002	9.1559	9.1558	0
1	0.6571	0.001090	192.444	192.445	4.18	2498.55	2502.73	0.0153	9.1138	9.1291	1
2	0.7060	0.001090	179.763	179.764	8.39	2496.17	2504.57	0.0306	9.0721	9.1027	2

Fuente: (ASHRAE, 2013).

Table 3 Thermodynamic Properties of Water at Saturation (Continued)

Temp., °C <i>t</i>	Absolute Pressure <i>P_{sat}</i> , kPa	Specific Volume, m ³ /kg _w			Specific Enthalpy, kJ/kg _w			Specific Entropy, kJ/(kg _w ·K)			Temp., °C <i>t</i>
		Sat. Liquid <i>v_f</i> / <i>v_f</i>	Evap. <i>v_g</i> / <i>v_g</i>	Sat. Vapor <i>v_g</i>	Sat. Liquid <i>h_f</i> / <i>h_f</i>	Evap. <i>h_g</i> / <i>h_g</i>	Sat. Vapor <i>h_g</i>	Sat. Liquid <i>s_f</i> / <i>s_f</i>	Evap. <i>s_g</i> / <i>s_g</i>	Sat. Vapor <i>s_g</i>	
3	0.7581	0.001000	168.013	168.014	12.60	2493.80	2506.40	0.0459	9.0306	9.0765	3
4	0.8135	0.001000	157.120	157.121	16.81	2491.42	2508.24	0.0611	8.9895	9.0506	4
5	0.8726	0.001000	147.016	147.017	21.02	2489.05	2510.07	0.0763	8.9486	9.0249	5
6	0.9354	0.001000	137.637	137.638	25.22	2486.68	2511.91	0.0913	8.9081	8.9994	6
7	1.0021	0.001000	128.927	128.928	29.43	2484.31	2513.74	0.1064	8.8678	8.9742	7
8	1.0730	0.001000	120.833	120.834	33.63	2481.94	2515.57	0.1213	8.8278	8.9492	8
9	1.1483	0.001000	113.308	113.309	37.82	2479.58	2517.40	0.1362	8.7882	8.9244	9
10	1.2282	0.001000	106.308	106.309	42.02	2477.21	2519.23	0.1511	8.7488	8.8998	10
11	1.3129	0.001000	99.792	99.793	46.22	2474.84	2521.06	0.1659	8.7096	8.8755	11
12	1.4028	0.001001	93.723	93.724	50.41	2472.48	2522.89	0.1806	8.6708	8.8514	12
13	1.4981	0.001001	88.069	88.070	54.60	2470.11	2524.71	0.1953	8.6322	8.8275	13
14	1.5989	0.001001	82.797	82.798	58.79	2467.75	2526.54	0.2099	8.5939	8.8038	14
15	1.7057	0.001001	77.880	77.881	62.98	2465.38	2528.36	0.2245	8.5559	8.7804	15
16	1.8188	0.001001	73.290	73.291	67.17	2463.01	2530.19	0.2390	8.5181	8.7571	16
17	1.9383	0.001001	69.005	69.006	71.36	2460.65	2532.01	0.2534	8.4806	8.7341	17
18	2.0647	0.001001	65.002	65.003	75.55	2458.28	2533.83	0.2678	8.4434	8.7112	18
19	2.1982	0.001002	61.260	61.261	79.73	2455.92	2535.65	0.2822	8.4064	8.6886	19
20	2.3392	0.001002	57.760	57.761	83.92	2453.55	2537.47	0.2965	8.3696	8.6661	20
21	2.4881	0.001002	54.486	54.487	88.10	2451.18	2539.29	0.3108	8.3331	8.6439	21
22	2.6452	0.001002	51.421	51.422	92.29	2448.81	2541.10	0.3250	8.2969	8.6218	22
23	2.8109	0.001003	48.551	48.552	96.47	2446.45	2542.92	0.3391	8.2609	8.6000	23
24	2.9856	0.001003	45.862	45.863	100.66	2444.08	2544.73	0.3532	8.2251	8.5783	24
25	3.1697	0.001003	43.340	43.341	104.84	2441.71	2546.54	0.3673	8.1895	8.5568	25
26	3.3637	0.001003	40.976	40.977	109.02	2439.33	2548.35	0.3813	8.1542	8.5355	26
27	3.5679	0.001004	38.757	38.758	113.20	2436.96	2550.16	0.3952	8.1192	8.5144	27
28	3.7828	0.001004	36.674	36.675	117.38	2434.59	2551.97	0.4091	8.0843	8.4934	28
29	4.0089	0.001004	34.718	34.719	121.56	2432.21	2553.78	0.4230	8.0497	8.4727	29
30	4.2467	0.001004	32.881	32.882	125.75	2429.84	2555.58	0.4368	8.0153	8.4521	30
31	4.4966	0.001005	31.153	31.154	129.93	2427.46	2557.39	0.4506	7.9812	8.4317	31
32	4.7592	0.001005	29.528	29.529	134.11	2425.08	2559.19	0.4643	7.9472	8.4115	32
33	5.0351	0.001005	28.001	28.001	138.29	2422.70	2560.99	0.4780	7.9135	8.3914	33
34	5.3247	0.001006	26.561	26.562	142.47	2420.32	2562.79	0.4916	7.8800	8.3715	34
35	5.6286	0.001006	25.207	25.208	146.64	2417.94	2564.58	0.5052	7.8467	8.3518	35
36	5.9475	0.001006	23.931	23.932	150.82	2415.56	2566.38	0.5187	7.8136	8.3323	36
37	6.2818	0.001007	22.728	22.729	155.00	2413.17	2568.17	0.5322	7.7807	8.3129	37
38	6.6324	0.001007	21.594	21.595	159.18	2410.78	2569.96	0.5457	7.7480	8.2936	38
39	6.9997	0.001007	20.525	20.526	163.36	2408.39	2571.75	0.5591	7.7155	8.2746	39
40	7.3844	0.001008	19.516	19.517	167.54	2406.00	2573.54	0.5724	7.6832	8.2557	40
41	7.7873	0.001008	18.564	18.565	171.72	2403.61	2575.33	0.5858	7.6512	8.2369	41
42	8.2090	0.001009	17.664	17.665	175.90	2401.21	2577.11	0.5990	7.6193	8.2183	42
43	8.6503	0.001009	16.815	16.816	180.08	2398.82	2578.89	0.6123	7.5876	8.1999	43
44	9.1118	0.001009	16.012	16.013	184.26	2396.42	2580.67	0.6255	7.5561	8.1816	44
45	9.5944	0.001010	15.252	15.253	188.44	2394.02	2582.45	0.6386	7.5248	8.1634	45
46	10.0988	0.001010	14.534	14.535	192.62	2391.61	2584.23	0.6517	7.4937	8.1454	46
47	10.6259	0.001011	13.855	13.856	196.80	2389.21	2586.00	0.6648	7.4628	8.1276	47
48	11.1764	0.001011	13.212	13.213	200.98	2386.80	2587.77	0.6778	7.4320	8.1099	48
49	11.7512	0.001012	12.603	12.604	205.16	2384.39	2589.54	0.6908	7.4015	8.0923	49
50	12.3513	0.001012	12.027	12.028	209.34	2381.97	2591.31	0.7038	7.3711	8.0749	50
51	12.9774	0.001013	11.481	11.482	213.52	2379.56	2593.08	0.7167	7.3409	8.0576	51
52	13.6305	0.001013	10.963	10.964	217.70	2377.14	2594.84	0.7296	7.3109	8.0405	52
53	14.3116	0.001014	10.472	10.473	221.88	2374.72	2596.60	0.7424	7.2811	8.0235	53
54	15.0215	0.001014	10.006	10.007	226.06	2372.30	2598.35	0.7552	7.2514	8.0066	54
55	15.7614	0.001015	9.5639	9.5649	230.24	2369.87	2600.11	0.7680	7.2219	7.9899	55
56	16.5322	0.001015	9.1444	9.1454	234.42	2367.44	2601.86	0.7807	7.1926	7.9733	56
57	17.3350	0.001016	8.7461	8.7471	238.61	2365.01	2603.61	0.7934	7.1634	7.9568	57
58	18.1708	0.001016	8.3678	8.3688	242.79	2362.57	2605.36	0.8060	7.1344	7.9405	58
59	19.0407	0.001017	8.0083	8.0093	246.97	2360.13	2607.10	0.8186	7.1056	7.9243	59
60	19.9458	0.001017	7.6666	7.6677	251.15	2357.69	2608.85	0.8312	7.0770	7.9082	60
61	20.8873	0.001018	7.3418	7.3428	255.34	2355.25	2610.58	0.8438	7.0485	7.8922	61
62	21.8664	0.001018	7.0328	7.0338	259.52	2352.80	2612.32	0.8563	7.0201	7.8764	62
63	22.8842	0.001019	6.7389	6.7399	263.71	2350.35	2614.05	0.8687	6.9919	7.8607	63
64	23.9421	0.001019	6.4591	6.4601	267.89	2347.89	2615.78	0.8811	6.9639	7.8451	64
65	25.0411	0.001020	6.1928	6.1938	272.08	2345.43	2617.51	0.8935	6.9361	7.8296	65
66	26.1827	0.001020	5.9392	5.9402	276.27	2342.97	2619.23	0.9059	6.9083	7.8142	66
67	27.3680	0.001021	5.6976	5.6986	280.45	2340.50	2620.96	0.9182	6.8808	7.7990	67
68	28.5986	0.001022	5.4674	5.4684	284.64	2338.03	2622.67	0.9305	6.8534	7.7839	68
69	29.8756	0.001022	5.2479	5.2490	288.83	2335.56	2624.39	0.9428	6.8261	7.7689	69

Fuente: (ASHRAE, 2013).

Table 3 Thermodynamic Properties of Water at Saturation (Continued)

Temp., °C <i>t</i>	Absolute Pressure <i>p_{sat}</i> , kPa	Specific Volume, m ³ /kg _w			Specific Enthalpy, kJ/kg _w			Specific Entropy, kJ/(kg _w ·K)			Temp., °C <i>t</i>
		Sat. Liquid <i>v_f</i> / <i>v_f</i>	Evap. <i>v_g</i> / <i>v_g</i>	Sat. Vapor <i>v_g</i>	Sat. Liquid <i>h_f</i> / <i>h_f</i>	Evap. <i>h_g</i> / <i>h_g</i>	Sat. Vapor <i>h_g</i>	Sat. Liquid <i>s_f</i> / <i>s_f</i>	Evap. <i>s_g</i> / <i>s_g</i>	Sat. Vapor <i>s_g</i>	
70	31.2006	0.001023	5.0387	5.0397	293.02	2333.08	2626.10	0.9550	6.7990	7.7540	70
71	32.5750	0.001023	4.8392	4.8402	297.21	2330.60	2627.81	0.9672	6.7720	7.7392	71
72	34.0001	0.001024	4.6488	4.6498	301.40	2328.11	2629.51	0.9793	6.7452	7.7245	72
73	35.4775	0.001025	4.4671	4.4681	305.59	2325.62	2631.21	0.9915	6.7185	7.7100	73
74	37.0088	0.001025	4.2937	4.2947	309.78	2323.13	2632.91	1.0035	6.6920	7.6955	74
75	38.5954	0.001026	4.1281	4.1291	313.97	2320.63	2634.60	1.0156	6.6656	7.6812	75
76	40.2389	0.001026	3.9699	3.9709	318.17	2318.13	2636.29	1.0276	6.6393	7.6669	76
77	41.9409	0.001027	3.8188	3.8198	322.36	2315.62	2637.98	1.0396	6.6132	7.6528	77
78	43.7031	0.001028	3.6743	3.6754	326.56	2313.11	2639.66	1.0516	6.5872	7.6388	78
79	45.5271	0.001028	3.5363	3.5373	330.75	2310.59	2641.34	1.0635	6.5613	7.6248	79
80	47.4147	0.001029	3.4042	3.4053	334.95	2308.07	2643.01	1.0754	6.5356	7.6110	80
81	49.3676	0.001030	3.2780	3.2790	339.15	2305.54	2644.68	1.0873	6.5100	7.5973	81
82	51.3875	0.001030	3.1572	3.1582	343.34	2303.01	2646.35	1.0991	6.4846	7.5837	82
83	53.4762	0.001031	3.0415	3.0426	347.54	2300.47	2648.01	1.1109	6.4592	7.5701	83
84	55.6355	0.001032	2.9309	2.9319	351.74	2297.93	2649.67	1.1227	6.4340	7.5567	84
85	57.8675	0.001032	2.8249	2.8259	355.95	2295.38	2651.33	1.1344	6.4090	7.5434	85
86	60.1738	0.001033	2.7234	2.7244	360.15	2292.83	2652.98	1.1461	6.3840	7.5301	86
87	62.5565	0.001034	2.6262	2.6272	364.35	2290.27	2654.62	1.1578	6.3592	7.5170	87
88	65.0174	0.001035	2.5330	2.5341	368.56	2287.70	2656.26	1.1694	6.3345	7.5039	88
89	67.5587	0.001035	2.4437	2.4448	372.76	2285.14	2657.90	1.1811	6.3099	7.4909	89
90	70.1824	0.001036	2.3581	2.3591	376.97	2282.56	2659.53	1.1927	6.2854	7.4781	90
91	72.8904	0.001037	2.2760	2.2771	381.18	2279.98	2661.16	1.2042	6.2611	7.4653	91
92	75.6849	0.001037	2.1973	2.1983	385.38	2277.39	2662.78	1.2158	6.2368	7.4526	92
93	78.5681	0.001038	2.1217	2.1228	389.59	2274.80	2664.39	1.2273	6.2127	7.4400	93
94	81.5420	0.001039	2.0492	2.0502	393.81	2272.20	2666.01	1.2387	6.1887	7.4275	94
95	84.6089	0.001040	1.9796	1.9806	398.02	2269.60	2667.61	1.2502	6.1648	7.4150	95
96	87.7711	0.001040	1.9128	1.9138	402.23	2266.98	2669.22	1.2616	6.1411	7.4027	96
97	91.0308	0.001041	1.8486	1.8497	406.45	2264.37	2670.81	1.2730	6.1174	7.3904	97
98	94.3902	0.001042	1.7870	1.7880	410.66	2261.74	2672.40	1.2844	6.0938	7.3782	98
99	97.8518	0.001043	1.7277	1.7288	414.88	2259.11	2673.99	1.2957	6.0704	7.3661	99
100	101.4180	0.001043	1.6708	1.6719	419.10	2256.47	2675.57	1.3070	6.0471	7.3541	100
101	105.0910	0.001044	1.6161	1.6171	423.32	2253.83	2677.15	1.3183	6.0238	7.3421	101
102	108.8735	0.001045	1.5635	1.5645	427.54	2251.18	2678.72	1.3296	6.0007	7.3303	102
103	112.7678	0.001046	1.5129	1.5140	431.76	2248.52	2680.28	1.3408	5.9777	7.3185	103
104	116.7765	0.001047	1.4642	1.4653	435.99	2245.85	2681.84	1.3520	5.9548	7.3068	104
105	120.9021	0.001047	1.4174	1.4185	440.21	2243.18	2683.39	1.3632	5.9320	7.2951	105
106	125.1472	0.001048	1.3724	1.3734	444.44	2240.50	2684.94	1.3743	5.9092	7.2836	106
107	129.5145	0.001049	1.3290	1.3301	448.67	2237.81	2686.48	1.3854	5.8866	7.2721	107
108	134.0065	0.001050	1.2873	1.2883	452.90	2235.12	2688.02	1.3965	5.8641	7.2607	108
109	138.6261	0.001051	1.2471	1.2481	457.13	2232.41	2689.55	1.4076	5.8417	7.2493	109
110	143.3760	0.001052	1.2083	1.2094	461.36	2229.70	2691.07	1.4187	5.8194	7.2380	110
111	148.2588	0.001052	1.1710	1.1721	465.60	2226.99	2692.58	1.4297	5.7972	7.2268	111
112	153.2775	0.001053	1.1351	1.1362	469.83	2224.26	2694.09	1.4407	5.7750	7.2157	112
113	158.4348	0.001054	1.1005	1.1015	474.07	2221.53	2695.60	1.4517	5.7530	7.2047	113
114	163.7337	0.001055	1.0671	1.0681	478.31	2218.78	2697.09	1.4626	5.7310	7.1937	114
115	169.1770	0.001056	1.0349	1.0359	482.55	2216.03	2698.58	1.4735	5.7092	7.1827	115
116	174.7678	0.001057	1.0038	1.0049	486.80	2213.27	2700.07	1.4844	5.6874	7.1719	116
117	180.5090	0.001058	0.9739	0.9750	491.04	2210.51	2701.55	1.4953	5.6658	7.1611	117
118	186.4036	0.001059	0.9450	0.9461	495.29	2207.73	2703.02	1.5062	5.6442	7.1504	118
119	192.4547	0.001059	0.9171	0.9182	499.53	2204.94	2704.48	1.5170	5.6227	7.1397	119
120	198.6654	0.001060	0.8902	0.8913	503.78	2202.15	2705.93	1.5278	5.6013	7.1291	120
122	211.5782	0.001062	0.8392	0.8403	512.29	2196.53	2708.82	1.5494	5.5587	7.1081	122
124	225.1676	0.001064	0.7916	0.7927	520.80	2190.88	2711.69	1.5708	5.5165	7.0873	124
126	239.4597	0.001066	0.7472	0.7483	529.32	2185.19	2714.52	1.5922	5.4746	7.0668	126
128	254.4813	0.001068	0.7058	0.7068	537.85	2179.47	2717.32	1.6134	5.4330	7.0465	128
130	270.2596	0.001070	0.6670	0.6681	546.39	2173.70	2720.09	1.6346	5.3918	7.0264	130
132	286.8226	0.001072	0.6308	0.6318	554.93	2167.89	2722.83	1.6557	5.3508	7.0066	132
134	304.1989	0.001074	0.5969	0.5979	563.49	2162.04	2725.53	1.6767	5.3102	6.9869	134
136	322.4175	0.001076	0.5651	0.5662	572.05	2156.15	2728.20	1.6977	5.2698	6.9675	136
138	341.5081	0.001078	0.5353	0.5364	580.62	2150.22	2730.84	1.7185	5.2298	6.9483	138
140	361.5010	0.001080	0.5074	0.5085	589.20	2144.24	2733.44	1.7393	5.1900	6.9293	140
142	382.4271	0.001082	0.4813	0.4823	597.79	2138.22	2736.01	1.7600	5.1505	6.9105	142
144	404.3178	0.001084	0.4567	0.4577	606.39	2132.15	2738.54	1.7806	5.1112	6.8918	144
146	427.2053	0.001086	0.4336	0.4346	615.00	2126.04	2741.04	1.8011	5.0723	6.8734	146
148	451.1220	0.001088	0.4118	0.4129	623.62	2119.88	2743.50	1.8216	5.0335	6.8551	148
150	476.1014	0.001091	0.3914	0.3925	632.25	2113.67	2745.92	1.8420	4.9951	6.8370	150
152	502.1771	0.001093	0.3722	0.3733	640.89	2107.41	2748.30	1.8623	4.9569	6.8191	152
154	529.3834	0.001095	0.3541	0.3552	649.55	2101.10	2750.64	1.8825	4.9189	6.8014	154
156	557.7555	0.001097	0.3370	0.3381	658.21	2094.74	2752.95	1.9027	4.8811	6.7838	156
158	587.3287	0.001100	0.3209	0.3220	666.89	2088.32	2755.21	1.9228	4.8436	6.7664	158
160	618.1392	0.001102	0.3057	0.3068	675.57	2081.86	2757.43	1.9428	4.8063	6.7491	160

Fuente: (ASHRAE, 2013).

Anexo 3. Diferencias de temperaturas para cargas de enfriamiento (DTCE) para calcular cargas debidas a techos planos, 1 °F.

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/h Ft ² ·°F	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
				Sin cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in	7 (8)	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	17 (18)	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40
				Con cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 in	9 (10)	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	58	51	44	37	30	37	25
3.	Concreto ligero de 4 in	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 1 in	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29
6.	Concreto ligero de 6 in	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37
8.	Concreto ligero de 8 in	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	53 (54)	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37
11.	Sistema de terrazas de techo	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32
12.	Concreto pesado con aislamiento de 1 a 2 in	77 (77)	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	19 (20)	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36

Fuente: (Pita, 2002).

Anexo 4. Coeficiente global U de transferencia de calor para componentes de edificación.

Construcción	Valor de U en BTU/h-ft ² -°F	
	Verano	Invierno
PAREDES		
Marco con laterales de madera, recubrimiento y acabado interior		
Sin aislamiento	.22	.23
Aislamiento R-7 (2 a 2 1/2 in)	.09	.08
Aislamiento R-11 (3 a 3 1/2 in)	.07	.07
Marco con ladrillo de 4 in o acabado de piedra, recubrimiento y acabado interior		
Sin aislamiento	.24	.24
Aislamiento R-7	.09	.09
Aislamiento R-11	.07	.07
Marco con estuco de 1 in, recubrimiento y acabado interior		
Sin aislamiento	.29	.29
Aislamiento R-7	.10	.10
Aislamiento R-11	.07	.07
Mampostería:		
Block de concreto de 8 in, sin acabados	.49	.51
Block de concreto de 12 in, sin acabados	.45	.47
Mampostería (block de concreto de 8 in):		
Acabados interiores:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in), sin aislamiento	.39	.30
tablero aplanado con respaldo de hoja (1/2 in), sin aislamiento	.39	.30
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5), y tablero de yeso de 1/2 in	.13	.13
Mampostería (block de 8 in de ceriza o tabique cerámico hueco):		
Acabado interior:		
tablero de pared de yeso aplanado (1/2 in), sin aislamiento	.25	.25
tablero de pared de yeso aplanado con respaldo de hoja (1/2 in), sin aislamiento	.17	.17
tablero aislante (R-5) de poliestireno de 1 in, tablero de yeso aplanado de 1/2 in	.12	.12
Mampostería ladrillo de vista de 4 in y bloque de cerizas de 8 in o tabique cerámica de 8 in hueco):		
Acabado interior:		
tablero de pared de yeso aplanado (1/2 in), sin aislamiento	.32	.22
tablero de pared de yeso aplanado con respaldo de hoja (1/2 in), sin aislamiento	.15	.16
tablero aislante (R-5) de poliestireno de 1 in, y tablero aplanado de yeso de 1/2 in	.12	.12
Mampostería tabique hueco de cerámica de 12 in o bloque de cerizas de 12 in):		
Acabado interior:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in), sin aislamiento	.24	.24
tablero aplanado de yeso con respaldo de hoja (1/2 in), sin aislamiento	.16	.17
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5), y tablero aplanado de yeso de 1/2 in	.12	.12
Mampostería ladrillo de vista de 4 in, ladrillo común de 4 in):		
Acabado interior:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in), sin aislamiento	.30	.20
tablero aplanado de yeso con respaldo de hoja (1/2 in), sin aislamiento	.18	.18
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5) y tablero aplanado de yeso de 1/2 in	.13	.13
Mampostería (Concreto de 8 in o Piedra de 8 in):		
Acabado interior:		
tablero aplanado de yeso (1/2 in), sin aislamiento	.33	.34
tablero aplanado de yeso con respaldo de hoja (1/2 in), sin aislamiento	.21	.21
tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5) y tablero aplanado de yeso de 1/2 in	.14	.14
Metal con recubrimiento interior vinílico, R-7 (bloque de fibra de vidrio de 3 in)	.14	.14
PARTICIONES		
Marco (tablero aplanado de yeso de 1/2 in sólo de un lado):		
Sin aislamiento	.55	.55
Marco (tablero aplanado de yeso de 1/2 in a ambos lados):		
Sin aislamiento	.31	.31
Aislamiento R-11	.08	.08
Mampostería (bloque de cerizas de 4 in):		
Sin aislamiento, sin acabados	.40	.40
Sin aislamiento, tablero aplanado de yeso de 1/2 in de un lado	.25	.26
Sin aislamiento, tablero aplanado de yeso de 1/2 in a ambos lados	.19	.19
Tablero aislante de poliestireno de 1 in (R-5) y tablero aplanado de yeso de 1/2 in, ambos sólo de un lado	.13	.13

Fuente: (Pita, 2002).

Construcción	Valor de U en BTU/h-ft ² -F	
	Verano	Invierno
CELOS Y PISOS		
Marco tipo de loseta asfáltica, triplay de 5/8 in, contrapiso de madera de 25/32 in, cielo raso terminado: Flujo de calor hacia arriba Flujo de calor hacia abajo	.23 .20	.23 .19
Concreto tipo de loseta asfáltica, cubierta de concreto de 4 in, espacio de aire, cielo raso terminado: Flujo de calor hacia arriba Flujo de calor hacia abajo	.24 .28	.33 .25
TECHO (techo plano, sin cielo raso)		
Cubierta de acero: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.64 .23 .15	.66 .23 .16
Cubierta de madera de 1 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.40 .19 .12	.48 .21 .13
Cubierta de madera de 2.5 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.25 .15 .10	.26 .16 .11
Cubierta de madera de 4 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.17 .12 .09	.18 .12 .09
TECHO Y CIELO RASO (techo plano, cielo raso terminado)		
Cubierta de acero: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.33 .17 .12	.40 .19 .13
Cubierta de madera de 1 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.26 .15 .11	.39 .18 .11
Cubierta de madera de 2.5 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.18 .12 .09	.20 .13 .10
Cubierta de madera de 4 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.14 .10 .08	.15 .10 .08
Cubierta de concreto ligero de 4 in: Sin aislamiento	.14	.15
Cubierta de concreto ligero de 6 in: Sin aislamiento	.10	.11
Cubierta de concreto ligero de 8 in: Sin aislamiento	.09	.09
Cubierta de concreto normal de 2 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.32 .17 .11	.39 .19 .12
Cubierta de concreto normal de 4 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.20 .16 .11	.26 .18 .12
Cubierta de concreto normal de 6 in: Sin aislamiento Aislamiento de 1 in (R-2.78) Aislamiento de 2 in (R-5.56)	.28 .16 .11	.33 .17 .12

Construcción	Valor de U en BTU/h-ft ² -F	
	Verano	Invierno
TECHO - CIELO RASO (techo inclinado, marco de madera, cielo terminado en tequeros)		
Sin aislamiento Aislamiento R-19 (5 1/2 a 8 1/2 in)	.28 .05	.29 .05
TECHO-TAPANCO-CIELO RASO (tapanco con ventilación natural)		
Sin aislamiento Aislamiento R-19 (5 1/2 a 8 1/2 in)	.15 .04	.28 .05
PISOS		
Piso sobre espacio no acondicionado, sin cielo raso Marco de madera: Sin aislamiento Aislamiento R-7 (2 a 2 1/2 in) Cubierta de concreto: Sin aislamiento Aislamiento R-7	.33 .09 .39 .10	.27 .08 .43 .09
PUERTAS		
Madera maciza: de 1 in de espesor de 1 1/2 in de espesor de 2 in de espesor Acero: de 1 1/2 in de espesor con relleno de lana mineral de 1 1/2 in de espesor con relleno de poliestireno de 1 1/2 in de espesor con relleno de espuma de uretano	.81 .47 .42 .58 .46 .39	.84 .49 .43 .59 .47 .40

Fuente: (Pita, 2002).

Anexo 5. Descripción de grupos de construcción de paredes.

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/(h-ft ² -°F)	Capacidad calorífica BTU/(ft ² -°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)				
C	Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18.3
D	Ladrillo común de 4 in	90	0.415	18.4
C	Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.301	18.4
B	Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	18.5
B	Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26.4
A	Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243	26.4
Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado)				
C	Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19.7
B	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8
A	Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
Ladrillo de vista de 4 in + (bloques de concreto ligero o pesado)				
E	Bloque de 4 in	62	0.319	12.9
D	Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9
D	Bloque de 8 in	70	0.274	15.1
C	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 8 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5
B	Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-18.6
Ladrillo de vista de 4 in + (Azulejo de barro)				
D	Azulejo de 4 in	71	0.381	15.1
D	Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
C	Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1
C	Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7
B	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7
A	Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8
Pared de concreto pesado + (acabado)				
E	Concreto de 4 in	63	0.585	12.5
D	Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.139-0.200	12.5
C	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.139	12.7
C	Concreto de 8 in	109	0.490	21.9
B	Concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22.0
A	Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9
E	Concreto de 12 in	156	0.421	31.2
A	Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)				
F	Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
E	Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
E	Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3
D	Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3
Azulejo de barro + (acabado)				
F	Azulejo de 4 in	39	0.419	7.8
F	Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7.8
E	Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7.9
D	Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7.9
D	Azulejo de 8 in	63	0.296	12.5
C	Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12.6
B	Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12.6
Pared de lámina (ortosa metálica)				
G	Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento	5-6	0.091-0.230	0.7
Pared de bastidor				
G	Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3.2

Fuente: (Pita, 2002).

Anexo 6. Coeficiente global U para el vidrio

Paneles verticales (ventanas exteriores, puertas corredizas de vidrio y particiones) Vidrio plano, tragaluz y lámina de plástico				Paneles horizontales — vidrio plano, tragaluz y domos de plástico			
Descripción	Invierno	Exterior Verano	Interior	Descripción	Invierno	Exterior Verano	Interior
Vidrio plano vidrio sencillo	1.10	1.04	0.73	Vidrio plano vidrio sencillo	1.23	0.83	0.96
vidrio aislante - doble espacio de aire de 1/4"	0.59	0.61	0.49	vidrio aislante — doble espacio de aire de 1/4"	0.66	0.54	0.59
espacio de aire de 1/2"	0.49	0.58	0.46	espacio de aire de 1/2"	0.58	0.49	0.56
espacio de aire de 1/2", recubrimiento de baja emisión ^a				recubrimiento de baja emisión ^a			
e = 0.20	0.32	0.38	0.32	e = 0.20	0.48	0.38	0.39
e = 0.40	0.39	0.45	0.38	e = 0.40	0.42	0.42	0.45
e = 0.60	0.43	0.51	0.42	e = 0.60	0.56	0.46	0.50
Vidrio aislante - triple ^a Espacio de aire de 1/4"	0.39	0.44	0.38	Tragaluz ^a 11 x 11 x 3 in espesor con divisor de cavidad	0.53	0.35	0.44
espacio de aire de 1/2"	0.31	0.39	0.30	12 x 12 x 4 in espesor con divisor de cavidad	0.51	0.34	0.42
ventanas dobles espacio de aire de 1" a 4"	0.50	0.50	0.44	Domos de plástico ^c de pared sencilla	1.15	0.80	--
Lámina de plástico sencilla				de pared doble	0.70	0.46	--
1/8" espesor	1.06	0.98	--	Factores de ajuste para paneles verticales y horizontales			
1/4" espesor	0.96	0.99	--	Descripción	Vidrio sencillo	Vidrio doble o triple	Ventanas dobles
1/2" espesor	0.81	0.78	--	Ventanas Todas de vidrio	1.00	1.00	1.00
unidad aislante - doble espacio de aire de 1/4"	0.55	0.56	--	Marco de madera - 80% vidrio	0.90	0.95	0.90
espacio de aire de 1/2"	0.43	0.45	--	Marco de madera - 80% vidrio	0.90	0.95	0.90
Tragaluz ^a				Marco de metal - 80% vidrio	1.00	1.20 ^a	1.20 ^a
6 x 8 x 4 in espesor	0.80	0.57	0.46	Ventanas y puertas corredizas de vidrio	0.85	1.00	--
8 x 8 x 4 in espesor	0.56	0.54	0.44	Marco de madera	1.00	1.10 ^a	--
— con divisor del hueco	0.48	0.48	0.39	Marco de metal			
12 x 12 x 4 in espesor	0.52	0.50	0.41				
— con divisor del hueco	0.44	0.42	0.36				
12 x 12 x 2 in espesor	0.80	0.57	0.46				

Fuente: (Pita, 2002).

Anexo 7. Tasas de ganancia de calor debida a los ocupantes del recinto acondicionado

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

Fuente: (Pita, 2002).

Anexo 8. Requisitos de ventilación para ocupantes

	Personas estimadas por 100 ft ² de área de piso	Aire de ventilación necesario por persona	
		FCM Mínimos	FCM Recomendados
RESIDENCIAL.			
Viviendas de una unidad			
Salas y recámaras	5	5	7-10
Cocinas, baños	—	20	30-50
Viviendas de unidades múltiples			
Salas y recámaras	7	5	7-10
Cocinas, baños	—	20	30-50
COMERCIAL			
Sanitarios públicos	100	15	20-25
Comercios			
Pisos de venta (sótanos y plantas bajas)	30	7	10-15
Pisos de venta (pisos superiores)	20	7	10-15
Comedores	70	10	15-20
Cocinas	20	30	35
Cafeterías	100	30	35
Hoteles, moteles			
Recámaras	5	7	10-15
Salas	20	10	15-20
Baños	—	20	30-50
Salas de belleza	50	25	30-35
Peluquerías	25	7	10-15
Estacionamientos	—	1.5	2-3
Teatros			
Vestíbulos	150	20	25-30
Auditorios (no se fuma)	150	5	5-10
Auditorios (permitido fumar)	150	10	10-20
Balches, zona de asientos	70	15	20-25
Gimnasios y arenas			
Pisos de ejercicios	70	20	25-30
Vestidores	20	30	40-50
Áreas de público	150	20	25-30
Piscinas	25	15	20-25
Oficinas			
Espacio de oficinas en general	10	15	15-25
Salas de juntas	60	25	30-40
INSTITUCIONAL			
Escuelas			
Salones de clase	50	10	10-15
Auditorios	150	5	5-7.5
Gimnasios	70	20	25-30
Bibliotecas	20	7	10-12
Vestidores	20	30	40-50
Hospitales			
Recámaras sencillas y dobles	15	10	15-20
Guarderías	20	10	15-20
Salas de cirugía, salas de parto	—	20	—

Fuente: (Pita, 2002).

Anexo 9. Datos de equipos

Chiller

AquaSnap™ Air-Cooled Scroll Chiller



Unit Information

Tag Name: _____ Untitled1
 Model Number: _____ 30RAP030
 Quantity: _____ 1
 Manufacturing Source: _____ Charlotte, NC USA
 Refrigerant: _____ R410A
 Independent Refrigerant Circuits: _____ 1
 Shipping Weight: _____ 1369 lb
 Operating Weight: _____ 1283 lb
 Unit Length: _____ 89 in
 Unit Width: _____ 41 in
 Unit Height: _____ 79 in
 Chiller Pressure Drop*: _____ 17,9 ft wg
 *Use Chiller Pressure Drop for sizing pumps. This value includes losses due to chiller piping, fittings, 40 mesh factory supplied strainer and BPHX.

Evaporator Information

Fluid Type: _____ Fresh Water
 Fouling Factor: _____ 0,00010 (hr-sqft-F)/BTU
 Leaving Temperature: _____ 44,00 °F
 Entering Temperature: _____ 54,00 °F
 Fluid Flow: _____ 67,8 gpm
 Evaporator Pressure Drop*: _____ 11,8 ft wg
 *Refer to Chiller Pressure Drop for sizing pumps.

Condenser Information

Altitude: _____ 0 ft
 Number of Fans: _____ 2
 Total Condenser Fan Air Flow: _____ 19400 CFM
 Entering Air Temperature: _____ 95,00 °F

Integrated Pump Information

No Pump Selected

Performance Information

Cooling Capacity: _____ 28,3 Tons
 Total Compressor Power: _____ 30,7 kW
 Total Fan Motor Power: _____ 2,67 kW
 Total Unit Power (without pump): _____ 33,4 kW
 Efficiency (without pump): _____ 10,18 EER
 IPLV/IP: _____ 15,20 EER

Accessories and Installed Options

Evaporator Heater
 Micro Channel
 Low Sound
 Single Point
 Fixed Speed Condenser Fan

Electrical Information

Unit Voltage: _____ 208/230-3-60 V-Ph-Hz
 Connection Type: _____ Single Point

Amps	Electrical Circuit 1	Electrical Circuit 2
MCA	137,6	---
MOCP	175,0	---
ICF	407,8	---
Rec Fuse Size	175,0	---

Fuente: Carrier.

Unidad paquete



C10222

Table 2 – AHRI COOLING RATING TABLE 1-STAGE COOLING

UNIT	COOLING STAGES	NOM. CAPACITY (TONS)	NET COOLING CAPACITY (MBH)	TOTAL POWER (kW)	SEER	EER	IEER
A04	1	3	36.0	2.9	15.00	12.50	–
A05	1	4	48.5	3.7	15.60	13.00	–
A06	1	5	57.5	4.6	15.20	12.45	–
A07	1	6	73.0	6.0	–	12.20	13.20

Table 3 – AHRI COOLING RATING TABLE 2-STAGE COOLING

UNIT	COOLING STAGES	NOM. CAPACITY (TONS)	NET COOLING CAPACITY (MBH)	TOTAL POWER (kW)	EER	IEER WITH SINGLE SPEED INDOOR FAN MOTOR	IEER WITH 2-SPEED INDOOR MOTOR
D08	2	7.5	89.0	7.3	12.20	13.20	14.0
D09	2	8.5	97.0	8.0	12.20	13.20	14.0
D11	2	10.0	111.0	9.3	12.00	12.60	14.5
D12	2	10.0	115.0	9.8	11.70	12.20	12.6
D14	2	12.5	146.0	11.8	12.40	13.20	14.1

LEGEND

- AHRI – Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute Test Standard
- ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning, Inc.
- EER – Energy Efficiency Ratio
- IEER – Integrated Energy Efficiency Ratio
- SEER – Seasonal Energy Efficiency Ratio

Fuente: Carrier.

Manejadoras 1 y 2



60CWA2-00 Product Specifications

Physical Data									
Model Number	Height (in)	Length (in)	Depth (in)	Weight (lbs)	Cooling Rows FPI	Copper Diameter (in)	Water Inlet (in)	Water Outlet (in)	Drain (in)
60CWA2-00	49.75	21.50	25.00	180.00	4-14	3/8	3/4	3/4	3/4

Electrical Data							
Model Number	Nominal CFM	Volts/Phase/Hertz	Motor HP	Full Load Ampacity	Fuse or HACR Circuit Breaker Per Circuit		
					MCA	MOP	
60CWA2-00	2073	208/230-1-60	3/4	4.8	6.00	11	

Fuente: Multiaqua.

Manejadoras 3, 4, 5 y 6



36CWA2-00 Product Specifications

Physical Data									
Model Number	Height (in)	Length (in)	Depth (in)	Weight (lbs)	Cooling Rows FPI	Copper Diameter (in)	Water Inlet (in)	Water Outlet (in)	Drain (in)
36CWA2-00	39.75	17.50	21.00	145.00	4-14	3/8	3/4	3/4	3/4

Electrical Data						
Model Number	High Speed CFM	Volts/Phase/ Hertz	Fan Motor HP	Fan Motor Full Load Ampacity	Fuse or HACR Circuit Breaker Per Circuit	
					MCA	MOP
36CWA2-00	1200	208/220-1-60	1/3	2.8	3.50	7

Fuente: Multiaqua.

Manejadoras 7 y 8



MCCW Product Specifications

Physical Data									
Model Number	Height (in)	Length (in)	Depth (in)	Weight (lbs)	Cooling Rows FPI	Copper Diameter (in)	Water Inlet (in)	Water Outlet (in)	Drain (in)
MCCW-16-H-1	13.78	48.50	20.00	68.34	3-14	3/8	3/4	3/4	1/2
MCCW-20-H-1	13.78	56.10	20.00	72.80	3-14	3/8	1.0	1.0	1/2

Electrical Data							
Model Number	Nominal CFM	Volts/ Phase/ Hertz	Motor HP	Full Load Ampacity	Fuse or HACR Circuit Breaker Per Circuit		
					Minimum Amps	Maximum Amps	
MCCW-16-H-1	1600	208/230-1-50/60	1/2	2.72	3.40	8	
MCCW-20-H-1	2000	208/230-1-50/60	1/2	2.72	3.40	8	

Fuente: Multiaqua.

Bombas



Submittal Data Information

KV Series Vertical Close Coupled Pumps

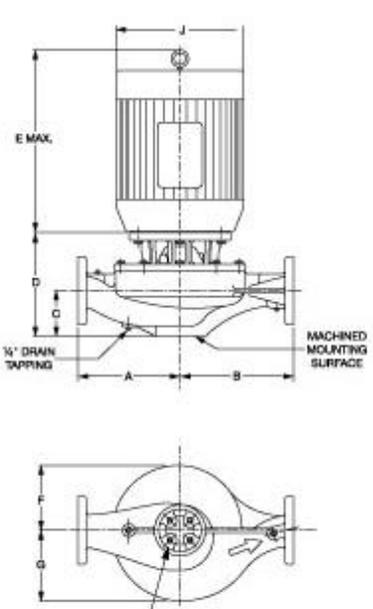
301-1097

EFFECTIVE: MAY 31, 2017 SUPERSEDES: MAY 5, 2016 1760 RPM MODEL 1507

JOB _____ ENGINEER _____

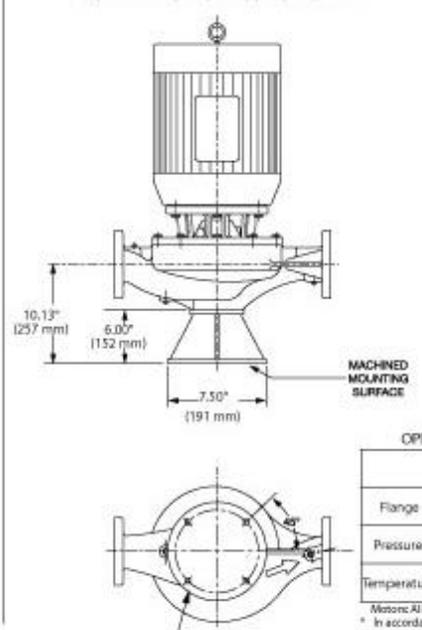
CONTRACTOR _____ REP. _____

ITEM NO.	MODEL NO.	IMPELLER DIA.	G.P.M.	HEAD/FT.	H.P.	ELEC. CHAR.
NSF 61 Certified <input type="checkbox"/> Yes <input type="checkbox"/> No				WEIGHT _____		PUMP/MOTOR _____



TWO 1/4" -16 UNC
THREADED MOUNTING
HOLES ON A
1.75" (44 mm)
BOLT CIRCLE

PUMP WITH OPTIONAL SUPPORT STAND



FOUR 0.63" (16 mm)
MOUNTING HOLES
ON A 6.00" (152 mm)
BOLT CIRCLE

SUPPORT STAND OPTION		
Support Stand	Ductile Iron ASTM A536-84 Grade 65-45-12	
<input type="checkbox"/> YES	<input type="checkbox"/> NO	

OPERATING SPECIFICATIONS		
	Standard	Optional
Flange	ANSI Class 125	ANSI Class 250
Pressure	175 PSIG* (1210 KPA)	300 PSIG** (2070 KPA)
Temperature	250°F (120°C)	250°F (120°C)

* Motor: AII/NEMA Standard (I Frame)
 ** In accordance with ANSI Standard B16.1 Class 125
 *** In accordance with ANSI Standard B16.1 Class 250 Dm.

MAXIMUM ASSEMBLY WEIGHT		
Motor Frame	Weight without Optional Stand Lbs (Kg)	Weight with Optional Stand Lbs (Kg)
143JM - 145JM	115 (52)	125 (57)

*A & B Dimensions apply for all pump sizes.

Model No.	Conn.	Motor Frame	HP 1760 RPM	Flange Size ASA	A*	B*	C	D	E MAX	F	G	H	J DIA
1507	1.5 x 1.5 (38 x 38)	143JM	1	1.5 (38)	8.00 (203) if ANSI Class 125	8.00 (203) if ANSI Class 125	4.13	8.42 (214)	12.06 (306)	4.88	5.16	0.25	6.62 (168)
		145JM	1.5					8.42 (214)	13.43 (341)				6.62 (168)
			2					8.42 (214)	13.43 (341)				6.62 (168)
								8.31 (211) if ANSI Class 250	8.31 (211) if ANSI Class 250				(105)

English dimensions are in inches. Metric dimensions are in millimeters. Metric data is presented in (). Do not use for construction purposes unless certified.

Fuente: Taco.

Tanque de compresión



Submittal

Job/Project:	Representative:	
ESP-Systemwise: WIZE-F0C472	Phone:	
Location/Tag:	Email:	
Engineer:	Submitted By:	Date:
Contractor:	Approved By:	Date:

Expansion Tanks : Pre-Charged Diaphragm

Bell & Gossett Series : HFT Non-ASME

Model: HFT-15

Series "HFT" diaphragm-type expansion tanks are pre-charged to 12 PSI. The Series "HFT" tank is designed to absorb the force of thermal expansion when heating water and to maintain proper pressurization in a closed hydronic system. The heavy-duty butyl diaphragm separates system water from the air in the tank thereby preventing waterlogging problems.

Designed for Closed Hydronic Heating and Cooling Systems



Designed and constructed per ASME Section VIII, Division 1

Tank Selection

Model	HFT-15
Required Tank Volume	0.8 gal
Required Acceptance	0.62 gal
Actual Tank Volume	2.0 gal
Actual Acceptance Volume	1.0 gal
Orientation	Vertical
Type	Diaphragm
ASME Rate	false
Fill Temperature	45 °F
Max Temperature	90 °F
System Volume	152.2 gal
System Medium	Water

Tank Details:

Not For Potable Water Systems

HFT-15

- Residential and Light Commercial Applications
- Helps Prevent Excessive Pressures in Heating Systems
- Increases System Performance
- Reduces Oxygen Corrosion
- Prevents Waterlogging
- In-Line and Floor Mount Installation

Operating Data

Max Design Temperature	240.0 °F
Max Working Pressure	100.0 psig
Shipping Weight	5.0 lbs

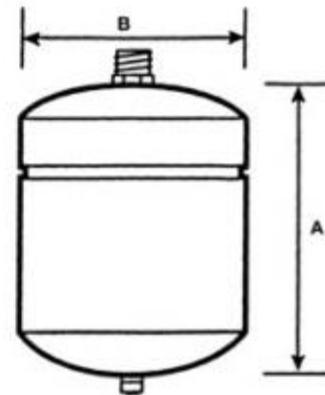
Dimensional Data:

Dimensions are subject to change. Not to be used for construction purposes unless certified.

Materials of construction

Shell	Carbon Steel
Diaphragm	Heavy Duty Butyl Rubber

Tanks are factory pre-charged at 12 psi (83 kPa)



DIMENSIONS IN INCHES (MM)

A HEIGHT	B DIAMETER	SYSTEM CONNECTION	CHARGING VALVE	APPROX. SHPG. WT. LBS. (KG)
12-5/8 (321)	8 (203)	1/2" NPTM	.305"-32 NC	5 (2.3)

Fuente: Bell & Gossett.

Válvulas de venteo



SUBMITTAL
A-338G

JOB: UNIT TAG: ENGINEER: CONTRACTOR:	REPRESENTATIVE: ORDER NO.: SUBMITTED BY: APPROVED BY:	DATE: DATE: DATE:
---	--	--



MODEL NUMBER	PART NUMBER	PRODUCT	MAXIMUM WORKING PRESSURE PSIG	MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE °F	TAGGING INFORMATION	QUANTITY
4V	113055	Air Vent	150	250		
67	113020	Automatic Air Vent	35	240		
7	113001	Automatic Air Vent	75	240		
87	113021	Automatic Air Vent	150	240		
107A	113076	High Capacity Automatic Air Vent	150	250		
17 Sr.	113064	Automatic Air Valve	30	225		
26	113075	Vacuum Breaker	150	250		
DT-2	113041	Drain-C-Tank	125	240		
97	113222	Automatic Air Vent	150	240		
98	113246	High Capacity Automatic Air Vent	150	250		
RV-125A	113100	Readout Valve	300	250		
RP-250B	113102	Readout Probe	300	250		

Fuente: Bell & Gossett.

Válvula de triple propósito



Submittal

Job/Project:	Representative:	
ESP-Systemwise: WIZE-136CB5	Phone:	
Location/Tag:	Email:	
Engineer:	Submitted By:	Date:
Contractor:	Approved By:	Date:

Triple Duty Valve

Bell & Gossett Model: 3DS-2S

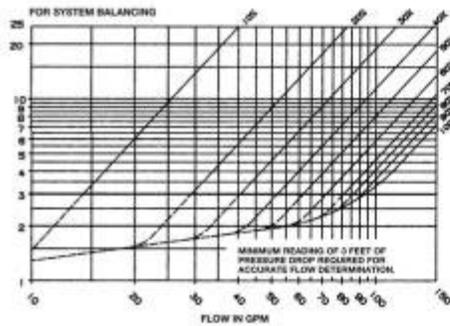
The Triple Duty Valve is a quiet operating heavy-duty valve which performs all of the functions normally required on the discharge side of hydronic system pumps. The valve serves as a nonslam check valve as needed for zoned pumping, parallel and standby pumping, and condenser water applications. The spring loaded disk prevents valve chatter, and assures positive shutoff. The Triple Duty Valve is also equipped with Model RV-125A readout valves for more accurate system balance. The calibrated nameplate allows the valve to be returned to the original balance position after shutoff.



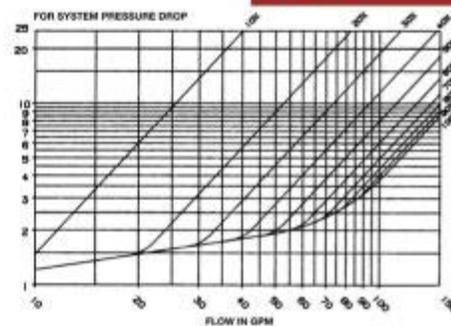
Triple Duty Valve Selection

Model	3DS-2S
Size	2.0 in
Pressure Drop @ Design Flow & Designated Stem Position	3.07
Stem Position	90%
Connection Type	Flanged
Cv @ Designated Stem Position	92

Performance Characteristics:

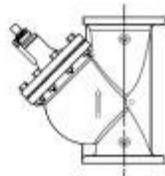


3DS-2S



Materials of construction

Body	Cast Iron with Bronze seat
Disc	Brass with EPDM Seat Insert
Stem	Stainless Steel
Spring	Stainless Steel
Packing	Teflon-Graphite (asbestos-free)
Gasket	Non-Asbestos
Readout Valve	Brass with EPT insert, check valve & gasket



PROPER INSTALLATION
SHOWING STEM UPRIGHT

Operating Limits

Max Working Pressure (standard)	175 psi
Max Temp (standard)	250°F

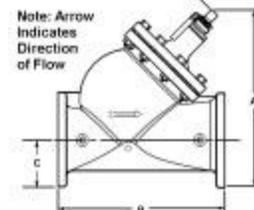
Dimensional Data:

not for construction

FLANGE SIZE ¹	DIMENSIONS IN INCHES (mm)						APPROX. SHPG. WT. LBS. (Kg)
	OPEN	CLOSED	B	C	D	E	
2 (50.8)	10-3/8 (264)	9-3/4 (248)	8-3/8 (213)	3 (76.2)	8-3/4 (222)	3-1/2 (89)	24 (11)

¹STANDARD 125 P.S.I.G. (862 KPa) ANSI FLANGES.
Dimensions are subject to change. Not to be used for construction purposes unless certified.

Distance required to disassemble
(valve closed)



Fuente: Bell & Gossett.

Difusor de succión



Submittal Data Information

Suction Diffuser Rear Strainer Pullout (RSP) "Flanged"

301-239.1

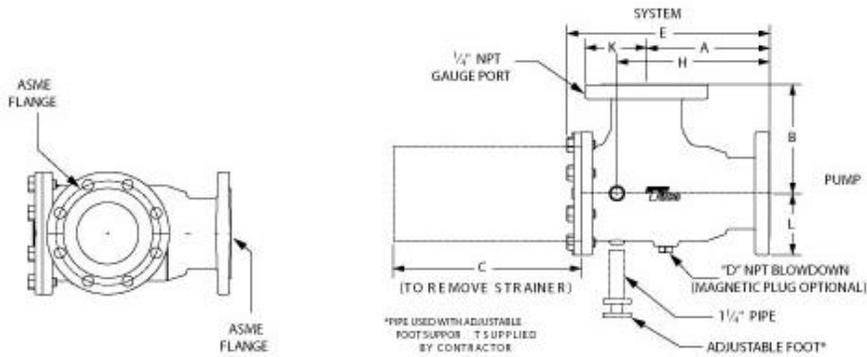
SUPERSEDES: September 17, 2013

EFFECTIVE: July 15, 2017

JOB _____ ENGINEER _____ CONTRACTOR _____ REP. _____

ITEM	QUANTITY	MODEL NO.	SIZE
------	----------	-----------	------

DIMENSIONS



Model Number	System	Pump	C ₉	Free Area (sq. in.)	A (Class 125)*	A (Class 250)*	B	C	D	E (Class 125)*	E (Class 250)*	H (Class 125)*	H (Class 250)*	K (Class 125)*	K (Class 250)*	L (Class 125)*	L (Class 250)*	WGT. (Class 125)*	WGT. (Class 250)*
SD020015-S	2 Flanged	1 1/2 Flanged	54	21	5.69 (145)	6.06 (154)	5.39 (137)	8.49 (216)	3/4	9.25 (235)	9.62 (244)	6.92 (176)	7.29 (185)	3.00 (076)	3.25 (083)	2.50 (064)	3.06 (078)	22 (010)	27 (012)
SD020020-S	2 Flanged	2 Flanged	106	21	5.44 (138)	5.69 (145)	5.39 (137)	8.24 (209)	3/4	9.00 (229)	9.25 (235)	6.67 (169)	6.92 (176)	3.00 (076)	3.25 (083)	3.00 (076)	3.25 (083)	24 (011)	28 (013)
SD025020-S	2 1/2 Flanged	2 Flanged												3.75 (095)	4.12 (105)	3.00 (076)	3.25 (083)	27 (012)	35 (016)
SD030020-S	3 Flanged	2 Flanged												3.75 (095)	4.12 (105)	3.00 (076)	3.25 (083)	29 (013)	39 (018)
SD025025-S	2 1/2 Flanged	2 1/2 Flanged	135	24	6.06 (154)	6.56 (167)	6.01 (153)	8.97 (228)	3/4	9.83 (250)	10.35 (263)	7.41 (188)	7.91 (201)	3.50 (089)	3.75 (095)	3.50 (089)	3.75 (095)	38 (017)	54 (025)
SD030025-S	3 Flanged	2 1/2 Flanged												3.75 (095)	4.12 (105)	3.50 (089)	3.75 (095)	38 (017)	52 (024)
SD040025-S	4 Flanged	2 1/2 Flanged												3.75 (095)	4.12 (105)	3.50 (089)	3.75 (095)	52 (024)	65 (030)
SD030030-S	3 Flanged	3 Flanged	220	35	6.86 (174)	7.62 (194)	6.56 (167)	10.47 (266)	1	11.41 (290)	12.18 (309)	8.32 (211)	9.09 (231)	3.75 (095)	4.12 (105)	3.75 (095)	4.12 (105)	50 (023)	66 (030)
SD040030-S	4 Flanged	3 Flanged												4.50 (112)	5.00 (127)	3.75 (095)	4.12 (105)	55 (025)	72 (033)
SD050030-S	5 Flanged	3 Flanged												8.51 (216)	8.51 (216)	4.93 (125)	5.43 (138)	3.75 (095)	4.13 (105)
SD040040-S	4 Flanged	4 Flanged	380	64	7.94 (202)	8.93 (227)	8.45 (215)	12.86 (327)	1	13.96 (355)	14.90 (378)	10.29 (261)	11.28 (287)	4.50 (114)	5.00 (127)	4.50 (114)	5.00 (127)	73 (033)	91 (041)
SD050040-S	5 Flanged	4 Flanged												5.00 (127)	5.50 (140)	4.50 (114)	5.00 (127)	75 (034)	97 (044)
SD060040-S	6 Flanged	4 Flanged												5.50 (140)	6.25 (159)	4.50 (114)	5.00 (127)	79 (036)	109 (049)

NOTE: Dimensions are in inches. Metric dimensions are in millimeters and are in parentheses (). Weights are in lb (kg).
 * "C" is the distance required to replace strainer.

* Append "A" for Class 250 working pressure flanged units (pump side) - e.g. Model Number SD040030-4A.

Fuente: Taco.

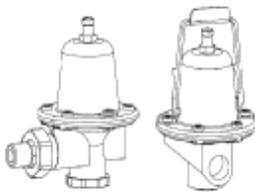
Válvula reductora de presión



SUBMITTAL

A-430H

JOB:	REPRESENTATIVE:	
UNIT TAG:	ORDER NO.	DATE:
ENGINEER:	SUBMITTED BY:	DATE:
CONTRACTOR:	APPROVED BY:	DATE:



Lead Free* Reducing Valves Valves and Fittings



DESCRIPTION

B & G reducing valves protect heating and plumbing systems against excessive line pressures. They are factory set at specified limits although adjustment is easily made. Equipped with built-in-strainer and low inlet pressure check valve. Tail piece for union models is combination - 1/2" cooper sweat and 1/2" male NPT.

CONSTRUCTION

Wetted Parts: BODY, cast lead free brass*, DIAPHRAGM, EPT with special insert, CHECK VALVE, EPDM, SEAT, lead free brass*, STEM, lead free brass* with EPDM insert, VALVE PLATE, STRAINER AND STRAINER NUT, lead free brass*.

Non-Wetted Parts: steel.

*contains less than .25% lead by weight on wetted surfaces

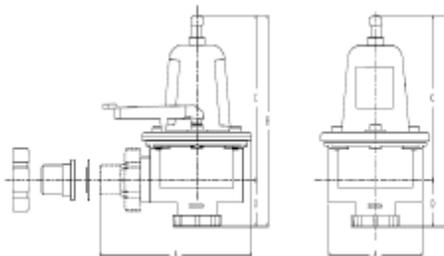
SIZES & PERFORMANCE

MODEL NUMBER	PART NUMBER	SIZE INCHES	FACTORY SETTING PSIG	ADJUSTABLE RANGE PSIG LBS.(Kg)	TAGGING INFORMATION	QUANTITY
B-38	110190LF	1/2 NPT	12	10-25		
B7-12	110196LF	3/4 NPT	12	10-25		
B-38TU	110191LF	1/2 UNION NPT/SWEAT	12	10-25		
FB-38*	110192LF	1/2 NPT	12	10-25		
FB-38TU*	110193LF	1/2 UNION NPT/SWEAT	12	10-25		
6	110194LF	1/2 NPT	45	25-60		
7	110195LF	3/4 NPT	45	25-60		

MAXIMUM FLOW 5-1/2 - 6 GPM AT 125 PSIG INLET PRESSURE

MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE 225°F(107°C) - MAXIMUM WORKING PRESSURE 125 PSIG (862 kPa)

*FAST FILL MODELS



MODEL NUMBER	DIMENSIONS - INCHES (mm)				APPROX. SHIPPING WT. LBS. (kg)
	A	B	C	D	
B-38	3-1/16 (77.8)	4-7/8 (123.8)	3-3/4 (95.3)	1-1/8 (28.6)	1-3/4 (0.8)
B7-12	3 (76.2)	5-1/32 (127.8)	3-23/32 (94.5)	1-5/16 (33.3)	2-1/4 (1.0)
B-38TU	4-31/32(126.2)	4-7/8 (123.8)	3-3/4 (95.3)	1-1/8 (28.6)	2 (0.9)
FB-38	3-1/16 (77.8)	4-7/8 (123.8)	3-3/4 (95.3)	1-1/8 (28.6)	1-3/4 (0.8)
FB-38TU	3-1/16 (77.8)	4-7/8 (123.8)	3-3/4 (95.3)	1-1/8 (28.6)	2 (0.9)
6	3-1/16 (77.8)	4-7/8 (123.8)	3-3/4 (95.3)	1-1/8 (28.6)	1-3/4 (0.8)
7	3 (76.2)	5-1/32 (127.8)	3-23/32 (94.5)	1-5/16 (33.3)	2-1/4 (1.0)

Fuente: Bell & Gossett.

Válvula de tres vías

PopTop™ 2-Position Zone Valves

Erie's line of motorized hydronic valves, the PopTop, provides convenient, reliable, and easy installation for a variety of heating and cooling applications. The PopTop makes installation a snap with easy, one-handed removal or engagement of the actuator to the valve body.



Features:

- Brass forged 300 psig rated body
- Meets or exceeds ANSI IV standard for close off
- Wide variety of Cv's for better control
- 2-way and 3-way

POPTOP VALVE BODIES

PopTop valves are designed for two position (on/off) control of fluid flow in a wide variety of heating and cooling applications.

2-way		
Model	Connection	Cv
VT2211	1/2" Sweat	1.0
VT2212		2.5
VT2213		3.5
VT2221	1/2" NPT	1.0
VT2222		2.5
VT2223		3.5
VT2312	3/4" Sweat	2.5
VT2313		3.5
VT2315		5.0
VT2317		7.5
VT2322	3/4" NPT	2.5
VT2323		3.5
VT2325		5.0
VT2327		7.5
VT2413	1" Sweat	3.5
VT2415		5.0
VT2417		7.5
VT2427	1" NPT	8.0
VT2517	1-1/4" Sweat	8.0
VT2341	3/4" Inverted flare	1.0
VT2342		2.5
VT2343		3.5

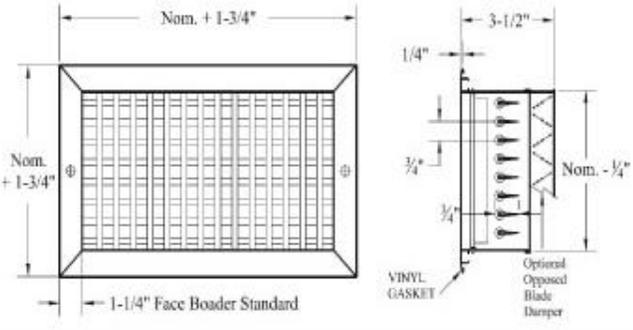
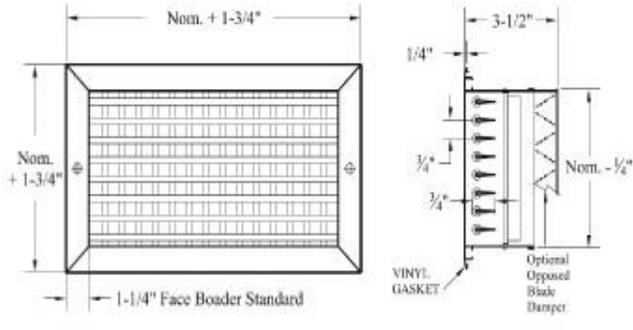
3-way		
Model	Connection	Cv
VT3211	1/2" Sweat	1.5
VT3212		3.0
VT3213		4.0
VT3221	1/2" NPT	1.5
VT3222		3.0
VT3223		4.0
VT3312	3/4" Sweat	3.0
VT3313		4.0
VT3315		5.0
VT3317		7.5
VT3322	3/4" NPT	3.0
VT3323		4.0
VT3325		5.0
VT3327		7.5
VT3413	1" Sweat	4.0
VT3415		5.0
VT3417		7.5
VT3427	1" NPT	8.0
VT3517	1-1/4" Sweat	8.0
VT3341	3/4" Inverted flare	1.5
VT3342		3.0
VT3343		4.0

Options
VSxxxx

Steam - High Temperature
Must be used with High
Temperature Actuator

Fuente: (TAC Erie - Schneider Electric)

Anexo 10. Especificaciones de los difusores seleccionados

	SIDEWALL SERIES DOUBLE DEFLECTION SUPPLY GRILLES AND REGISTERS MODELS: VH, VH-OB, HV, HV-OB		
	SUSTAINABLE EXTRUDED ALUMINUM Dimensions are in inches		
	<p>VH Double Deflection Supply Grille with Front Blades Parallel to the Vertical Dimension.</p> <p>VH-OB Double Deflection Supply Register with Front Blades Parallel to the Vertical Dimension (includes OB Damper).</p>		
	<p>HV Double Deflection Supply Grille with Front Blades Parallel to the Horizontal Dimension.</p> <p>HV-OB Double Deflection Supply Register with Front Blades Parallel to the Horizontal Dimension (includes OB Damper).</p>		
<p>DESCRIPTION:</p> <ol style="list-style-type: none"> Construction: 6063 Extruded aluminum frame mechanically interlocked with hairline mitered corner for strength. A double set of 6063 extruded aluminum blades with 3/4" spacing provides air control in both vertical and horizontal planes. Blades are individually adjustable with zero metal-to-metal contact with the use of nylon bushings to eliminate noise, corrosion and vibration. Extruded flexible vinyl gasket is standard and produces a perfect positive air seal. Optional screwdriver operated opposed blade damper with nylon bushings. Standard fastening is countersunk screw holes. Standard finish is White. 		<p>OPTIONS:</p> <ol style="list-style-type: none"> Finish <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ANOD Clear Anodized <input type="checkbox"/> Medium Bronze <input type="checkbox"/> Black <input type="checkbox"/> Custom _____ Options <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> OBFL (Fire link) <input type="checkbox"/> PF (Plaster Frame) <input type="checkbox"/> PLT Frame style <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Beveled Frame Available <input type="checkbox"/> ME (square contour) Frame 	
PROJECT:		DATE	SERIES
ENGINEER:		DRAWING NO.	
CONTRACTOR:			

AirGuide Manufacturing, LLC. reserves the right to change any information concerning product or pricing without notice.

Fuente: AirGuide.

Performance Notes for Supply Grilles and Registers

Throw, Spread and Drop

The isovel diagrams shown below, illustrate in plan view, the relationship of horizontal spread to throw for three standard vertical blade deflections and represent a typical high side wall supply outlet. The isovels (throw values) are for the cataloged terminal velocities of 150, 100 and 50 fpm.

Cataloged data, in accordance with the test code, is with the grille mounted 9" (229) below the ceiling and benefiting from the ceiling coanda effect under isothermal conditions. Throw values without ceiling effect (greater than 24" (610) from a surface parallel to the airflow) may be approximated by multiplying the cataloged throw by x 0.7.

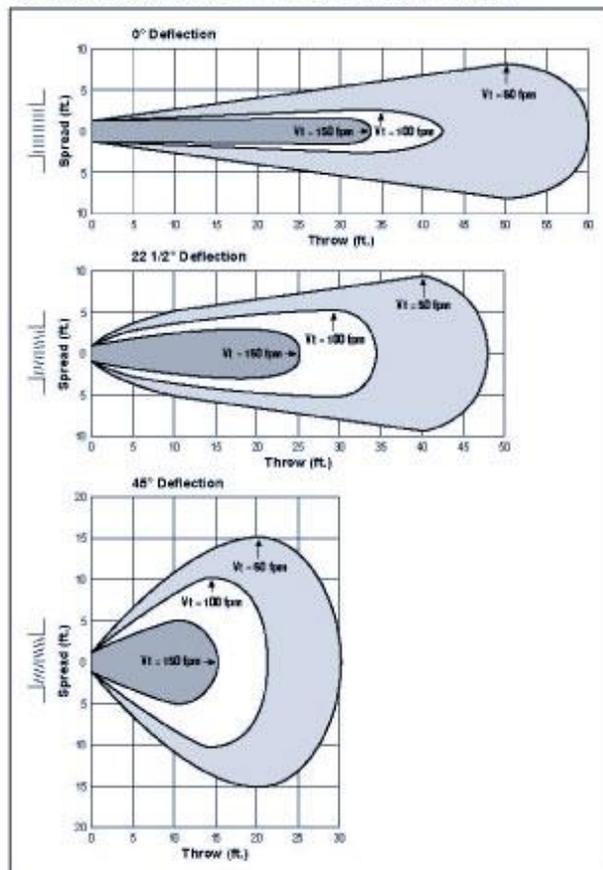
In order to offset potential draft problems caused by premature drop, it is recommended to set the blades with an upward deflection setting of 15 – 20° in free space conditions. The

angle of spread and temperature differential between the supply air and room air (ΔT) also effects the drop of the airstream.

Under constant conditions of temperature, volume and core velocity, the wider the spread, the smaller the drop. Typical cold supply air (20°F ΔT) reduces horizontal throw by approximately 30%. Warm air will increase throw by approximately 30% and reduce drop.

For a full explanation of the effects of spread, throw, temperature and drop, refer to the engineering guide at the back of the catalog.

Spread Characteristics With Three Deflection Settings



NC Corrections for Blade Deflection (add)

Model Type	Damper	Blade Deflection		
		0°	22 1/2°	45°
Double Deflection	With	0	+ 2	+ 7
	Without	- 4	- 2	+ 3
Single Deflection	With	- 4	- 1	+ 4
	Without	- 8	- 6	+ 1

Note: Damper corrections are for wide open damper.

TP Correction Factors for Grilles Without Damper (multiply)

Blade deflection	0°	22 1/2°	45°
Double Defl. Factor	x .80	x .83	x .89
Single Defl. Factor	x .73	x .76	x .85

NC Corrections for Throttling Damper (add)

Additional Pressure Drop (in. w.g.)	.05"	.15"	.25"
Approx. Damper Opening	75%	67%	50%
NC add	+ 6	+ 11	+ 18

Fuente: AirGuide.



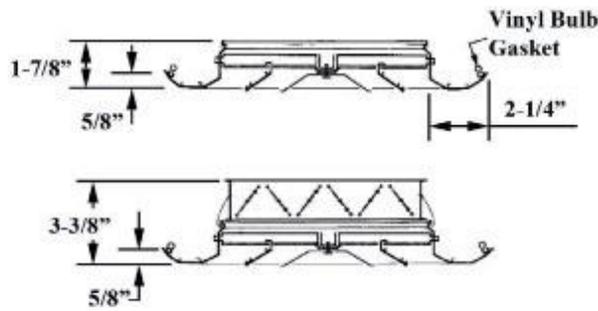
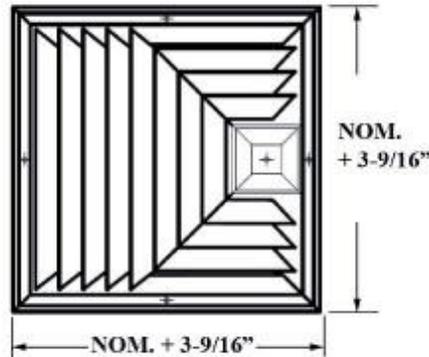
Performance Data

Supply Grilles and Registers

MODELS: V, VOB, H, HOB, VME, VMEOB, HME, HMEOB, VH, VHOB, VHME, VHMEOB, HV, HVOB, HVME, HVMEOB, VML, VMLME, HML, HMLME

Listed Duct Size (inches)	Alternate Size (inches)	Core Area (sq. ft.)	Ak Factor	Core Velocity VP	300	400	500	600	700	800	1000	1200	1400
					.006	.010	.016	.022	.031	.040	.062	.090	.122
6 x 6	8 x 4 10 x 4	0.20	CFM NC	0°	.015	.026	.041	.059	.081	.106	.165	.238	.324
				TP 22 1/2°	.017	.030	.047	.068	.093	.122	.190	.274	.373
				45°	.026	.046	.072	.103	.142	.186	.289	.417	.567
				60	80	100	120	140	160	200	240	280	
				14	12	10	8	7	6	5	4	3	2
				T 0°	5-7-13	7-9-16	9-12-18	10-14-20	11-15-21	12-16-23	15-18-25	18-20-27	17-21-30
22 1/2°	4-6-10	6-7-13	8-10-14	9-12-17	10-13-18	12-14-20	13-16-22	14-17-24					
45°	3-4-7	4-5-8	5-7-10	6-8-11	6-8-12	8-9-13	8-10-14	9-11-15					
8 x 6	10 x 5 12 x 4	0.27	CFM NC	0°	.026	.046	.072	.103	.142	.186	.289	.417	.567
				TP 22 1/2°	.028	.050	.078	.110	.150	.200	.290	.400	
				45°	.046	.080	.120	.160	.210	.290	.400	.500	
				81	108	135	162	189	216	270	324	378	
				18	16	14	12	10	9	8	7	6	
				T 0°	5-8-15	8-12-18	10-14-20	11-16-23	13-16-25	15-19-27	17-21-30	18-23-32	19-24-35
22 1/2°	4-6-12	6-10-14	8-11-14	9-13-18	10-14-20	12-15-22	14-17-24	14-18-25	15-19-28				
45°	3-4-8	4-6-8	5-7-10	6-8-12	7-8-13	8-10-14	9-11-15	9-12-16	10-12-17				
10 x 6	12 x 5 16 x 4	0.35	CFM NC	0°	.046	.080	.120	.160	.210	.290	.400	.500	.600
				TP 22 1/2°	.050	.090	.130	.180	.240	.320	.420	.520	
				45°	.080	.140	.210	.280	.360	.480	.600	.720	
				105	140	175	210	245	280	350	420	490	
				24	21	18	16	14	12	10	9	8	
				T 0°	6-9-18	9-13-21	10-16-24	12-19-27	15-20-28	17-21-30	20-23-33	21-25-36	22-27-39
22 1/2°	5-7-14	7-10-17	8-10-19	10-15-21	12-16-22	14-17-24	16-18-25	17-20-29	18-22-31				
45°	3-5-9	5-7-11	6-8-12	8-10-13	8-10-14	9-11-15	10-12-17	10-13-18	11-13-18				
8 x 8	14 x 5	0.38	CFM NC	0°	.080	.140	.210	.280	.360	.480	.600	.720	.840
				TP 22 1/2°	.085	.160	.240	.320	.410	.520	.640	.760	
				45°	.140	.240	.360	.480	.600	.720	.840	.960	
				114	152	190	228	266	304	380	456	532	
				28	22	20	18	16	14	12	10	9	
				T 0°	6-9-19	9-14-22	11-16-25	13-19-27	16-21-29	18-22-32	19-24-34	21-26-37	23-28-40
22 1/2°	5-7-15	7-11-18	8-13-20	10-15-22	13-17-23	14-18-26	15-19-27	17-21-30	18-22-32				
45°	3-5-10	5-7-11	6-8-13	7-10-14	8-11-15	9-11-16	10-12-17	11-13-19	12-14-20				
12 x 6	18 x 4	0.42	CFM NC	0°	.140	.240	.360	.480	.600	.720	.840	.960	.1080
				TP 22 1/2°	.145	.280	.420	.560	.700	.840	.960	.1080	
				45°	.240	.420	.600	.840	.1080	.1320	.1560	.1800	
				126	168	210	252	294	336	378	420	462	
				29	25	22	20	18	16	14	12	10	
				T 0°	6-9-19	9-14-22	11-16-25	13-19-27	16-21-30	18-22-32	19-24-34	21-26-37	23-29-41
22 1/2°	5-7-15	7-11-18	8-13-20	10-15-22	13-17-24	14-18-26	15-19-27	17-21-30	18-23-33				
45°	3-5-10	5-7-11	6-8-13	7-10-14	8-11-15	9-11-16	10-12-17	11-13-19	12-14-20				
14 x 6	10 x 8	0.50	CFM NC	0°	.240	.420	.600	.840	.1080	.1320	.1560	.1800	.2040
				TP 22 1/2°	.245	.480	.720	.960	.1200	.1440	.1680	.1920	
				45°	.420	.720	.1020	.1320	.1620	.1920	.2220	.2520	
				150	200	250	300	350	400	500	600	700	
				34	30	26	24	22	20	18	16	14	
				T 0°	8-11-20	10-15-23	12-18-25	15-20-28	16-22-31	19-23-33	21-25-35	23-28-40	25-31-43
22 1/2°	5-9-16	8-12-18	10-14-20	12-16-22	13-18-25	15-18-26	17-20-29	18-22-32	20-24-34				
45°	3-6-10	5-8-12	6-9-13	8-10-14	9-11-16	10-12-17	11-13-18	12-14-20	13-16-22				
12 x 8	16 x 6 24 x 4	0.58	CFM NC	0°	.420	.720	.1020	.1320	.1620	.1920	.2220	.2520	.2820
				TP 22 1/2°	.425	.840	.1260	.1680	.2100	.2520	.2940	.3360	
				45°	.720	.1260	.1800	.2400	.3000	.3600	.4200	.4800	
				174	232	290	348	406	464	580	696	812	
				39	34	30	26	24	22	20	18	16	
				T 0°	7-11-21	10-15-24	12-19-27	15-21-30	17-23-32	20-24-34	22-27-33	24-30-42	26-32-45
22 1/2°	6-9-17	8-12-19	10-14-20	12-17-24	14-18-26	16-19-27	18-22-32	19-24-34	21-26-36				
45°	4-6-11	5-8-12	6-10-14	8-11-15	9-12-16	10-12-17	11-14-19	12-15-21	13-16-22				
10 x 10	14 x 7 26 x 4	0.61	CFM NC	0°	.720	.1260	.1800	.2400	.3000	.3600	.4200	.4800	.5400
				TP 22 1/2°	.725	.1440	.2100	.2800	.3500	.4200	.4900	.5600	
				45°	.1260	.2100	.2800	.3600	.4500	.5400	.6300	.7200	
				183	244	305	366	427	488	610	732	854	
				41	36	31	28	26	24	22	20	18	
				T 0°	7-11-21	10-16-24	13-19-28	16-21-30	17-23-32	20-24-35	23-28-39	24-30-43	27-32-46
22 1/2°	6-9-17	8-13-19	10-15-22	13-17-24	14-18-26	16-19-28	18-22-32	19-24-34	22-26-37				
45°	4-6-11	5-8-12	7-10-14	8-11-15	9-12-16	10-12-17	11-14-19	12-14-20	14-16-23				
18 x 6	14 x 8 28 x 4 30 x 4	0.65	CFM NC	0°	.1260	.2100	.2800	.3600	.4500	.5400	.6300	.7200	.8100
				TP 22 1/2°	.127	.252	.378	.504	.630	.756	.882	.1008	
				45°	.2100	.3600	.4800	.6000	.7200	.8400	.9600	.10800	
				195	260	325	390	455	520	650	780	910	
				44	38	33	30	28	26	24	22	20	
				T 0°	7-12-22	11-16-25	13-20-29	16-22-32	18-24-34	21-25-36	24-29-40	25-32-45	28-34-48
22 1/2°	5-10-13	8-13-19	10-16-23	13-18-26	14-19-27	17-20-29	19-23-32	20-26-36	22-27-38				
45°	4-6-11	6-9-13	7-10-15	8-11-16	9-12-17	11-13-18	12-15-20	13-16-23	14-17-24				
12 x 10	20 x 6 24 x 5	0.74	CFM NC	0°	.2100	.3600	.4800	.6000	.7200	.8400	.9600	.10800	.12000
				TP 22 1/2°	.211	.422	.633	.844	.1055	.1266	.1477	.1688	
				45°	.3600	.6000	.8400	.10800	.13200	.15600	.18000	.20400	
				222	296	370	444	518	592	740	888	1036	
				50	44	38	34	30	28	26	24	22	
				T 0°	8-13-24	11-17-27	14-21-31	17-24-32	20-26-36	22-27-39	25-31-43	27-33-48	30-36-51
22 1/2°	6-10-13	9-14-22	11-17-25	14-19-28	16-21-29	18-22-31	20-25-34	22-26-38	24-29-41				
45°	4-7-12	6-9-14	7-11-14	9-12-17	10-13-18	11-14-20	13-16-22	14-17-24	15-18-26				
22 x 6	16 x 8 28 x 5 36 x 4	0.80	CFM NC	0°	.3600	.6000	.8400	.10800	.13200	.15600	.18000	.20400	.22800
				TP 22 1/2°	.361	.722	.1083	.1444	.1805	.2166	.2527	.2888	
				45°	.6000	.10000	.13000	.16000	.19000	.22000	.25000	.28000	
				240	320	400	480	560	640	800	960	1120	
				54	47	41	36	32	28	26	24	22	
				T 0°	9-13-25	11-18-28	15-23-32	18-25-35	20-27-38	23-28-41	26-32-45	28-35-50	31-38-53
22 1/2°	9-10-23	9-14-22	12-18-26	14-20-29	16-22-30	18-22-33	21-26-35	23-28-40	25-30-42				
45°	4-7-12	6-9-14	8-11-15	9-12-17	10-14-19	12-14-21	13-16-23	14-18-25	16-19-27				
12 x 12	14 x 10 18 x 8 24 x 6 30 x 4	0.90	CFM NC	0°	.6000	.10000	.13000	.16000	.19000	.22000	.25000	.28000	.31000
				TP 22 1/2°	.601	.1202	.1603	.2004	.2405	.2806	.3207	.3608	
				45°	.10000	.16000	.21000	.26000	.31000	.36000	.41000	.46000	
				270	360	450	540	630	720	900	1080	1260	
				61	53	46	40	36	32	30	28	26	
				T 0°	9-14-26	12-18-29	15-23-33	18-26-36	21-27-39	24-29-42	27-33-47	29-36-51	32-39-56
22 1/2°	7-11-21	10-14-23	12-18-26	14-21-29	17-22-31	19-23-34	22-26-38	23-29-41	26-31-45				
45°	5-7-12	6-9-15	8-12-17	9-13-18	11-14-20	12-15-21	14-17-24	15-18-26	16-20-28				
18 x 10	30 x 6	1.13	CFM NC	0°	.10000	.16000	.21000	.26000	.31000	.36000	.41000	.46000	.51000
				TP 22 1/2°	.1001	.1602	.2103	.2604	.3105	.3606	.4107	.4608	
				45°	.16000	.26000	.36000	.46000	.56000	.66000	.76000	.86000	
				330	452	565	678	791	904	1130	1356	1582	
				77	67	58	50	44	40	36	32	30	
				T 0°	9-15-23	14-							

Dimensions are in inches (mm)



MODEL:

JS3



- JS3
Square ceiling diffuser, 3-way
- JS3-OB
Square ceiling diffuser, 3-way with OB damper

OPTIONS:

1. Finish
 - ANOD Clear Anodized
 - WHITE
 - MB Medium Bronze
 - B Black
 - Custom _____
2. Frame style
 - Beveled Frame
3. Options:
 - SR
 - PLT

DESCRIPTION:

1. Frame and blades are 6063 extruded aluminum alloy with 200-R1 satin anodized finish.
2. At the outer edge of the frame is a specially engineered channel which retains an extruded flexible vinyl gasket that produces a positive air seal at the mounting surface, minimizing smudging.
3. This model increases in 2" increments beginning with 6"x6" through 24"x24" as the largest size. The core is non-removable.
4. An optional OB damper mounts through a series of spring clips and is lever-operated from the face of the unit. The damper frame is separated from the blades with nylon bushings. This method of assembly eliminates corrosion and vibration.
5. Standard finish is Anodized. Other finishes are available.

PROJECT:

ENGINEER:

CONTRACTOR:

DATE

SERIES

DRAWING NO.

AirGuide Manufacturing, LLC. reserves the right to change any information concerning product or pricing without notice.

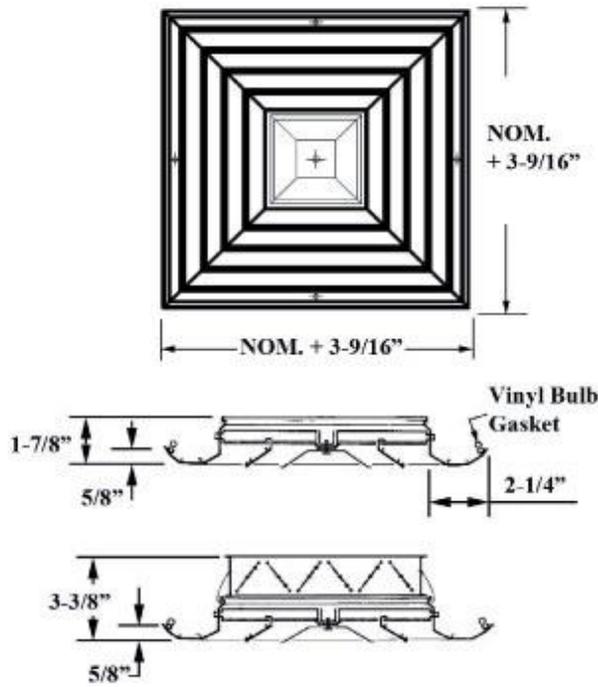
Fuente: AirGuide.



CEILING DIFFUSERS
 SQUARE CEILING DIFFUSERS
MODELS: JS4, JS4OB

SUSTAINABLE EXTRUDED ALUMINUM

Dimensions are in inches (mm)



MODEL:

JS4



- JS4**
Square ceiling diffuser, 4-way
- JS4-OB**
Square ceiling diffuser, 4-way with OB damper

OPTIONS:

1. Finish
 - ANOD Clear Anodized
 - WHITE
 - MB Medium Bronze
 - B Black
 - Custom _____
2. Frame style
 - Beveled Frame
3. Options:
 - SR
 - PLT

DESCRIPTION:

1. Frame and blades are 6063 extruded aluminum alloy with 200-R1 satin anodized finish.
2. At the outer edge of the frame is a specially engineered channel which retains an extruded flexible vinyl gasket that produces a positive air seal at the mounting surface, minimizing smudging.
3. This model increases in 2" increments beginning with 6"x6" through 24"x24" as the largest size. The core is non-removable.
4. An optional OB damper mounts through a series of spring clips and is lever-operated from the face of the unit. The damper frame is separated from the blades with nylon bushings. This method of assembly eliminates corrosion and vibration.
5. Standard finish is Anodized. Other finishes are available.

PROJECT:

ENGINEER:

CONTRACTOR:

DATE

SERIES

DRAWING NO.

AirGuide Manufacturing, LLC. reserves the right to change any information concerning product or pricing without notice.

Fuente: AirGuide.

Performance Data

Model Series JS1, JS1OB, JS2, JS2OB, JS2CB, JS2CBOB, JS3, JS3OB, JS4, JS4OB, JSPLT, JSPLTFGB

Air Patterns - Square Economical Face Ceiling Diffusers					
One Way	Two Way Opposite	Two Way Corner	Three Way	Four Way	Available Sizes
					6' x 6' 10' x 10' 14' x 14' 18' x 18' 22' x 22'
1. Available Finishes		2. Available Accessories		3. Construction Details	
Standard Finish: White Optional Finishes: Aluminum Custom Color		with screw holes		Units are shipped with screw holes as standard	



CFM	Outlet Size	6 x 6	8 x 8	10 x 10	12 x 12	14 x 14	16 x 16	20 x 20	22 x 22	24 x 24
100	Neck Velocity Ps Throw	400 .034 12 17 14 12	225 .021 17 14 12 10	114 .011 14 12 10 9	100 .009 12 10 8 7					
200	Neck Velocity Ps Throw	800 .074 33 27 23 20	450 .049 27 22 19 16	289 .032 21 19 16 14	200 .021 21 17 14 12	147 .011 14 12 11 11				
300	Neck Velocity Ps Throw		675 .073 35 30 25 22	432 .054 35 30 25 22	300 .042 27 22 19 15	220 .031 24 20 17 15				
400	Neck Velocity Ps Throw		900 .110 47 39 32 29	576 .088 40 34 28 24	400 .064 35 30 25 22	284 .052 32 27 22 19				
600	Neck Velocity Ps Throw			864 .117 52 43 36 32	600 .093 43 36 30 26	441 .073 41 34 28 25	216 .051 38 25 21 19			
800	Neck Velocity Ps Throw				900 .138 57 48 40 35	588 .108 51 43 36 31	450 .085 47 39 32 29	288 .062 40 34 28 24	238 .051 35 29 24 21	200 .041 33 27 23 20
1000	Neck Velocity Ps Throw					735 .154 62 52 43 38	503 .109 57 48 40 35	380 .083 49 41 34 30	288 .062 40 34 28 25	250 .051 38 32 26 23
1200	Neck Velocity Ps Throw					882 .178 70 58 48 42	675 .132 64 53 44 39	432 .104 55 46 38 33	337 .082 46 38 32 28	300 .069 43 36 30 26
1400	Neck Velocity Ps Throw						787 .194 63 52 43 38	504 .135 68 50 41 36	417 .103 51 43 35 31	350 .082 46 40 33 29
1600	Neck Velocity Ps Throw						900 .220 78 63 52 46	576 .156 63 54 45 40	476 .135 61 51 42 37	400 .103 57 48 40 35
1800	Neck Velocity Ps Throw							648 .206 63 54 45 40	530 .151 70 65 56 48	430 .106 70 61 51 45
2000	Neck Velocity Ps Throw							720 .227 78 68 46 42	583 .165 70 68 48 42	500 .124 66 55 45 40
2200	Neck Velocity Ps Throw							792 .254 78 68 55 48	633 .183 67 62 51 45	530 .135 70 68 48 42

Performance Notes:

All data are tested in accordance with ANSI/ASHRAE 70-1981

Definition of Units:

- Neck Velocity** - The neck velocity is in feet per minute (fpm).
- Ps** - Static pressure = $P_1 - P_2$ (Inches of water column).
- Throw** - Throws indicated are based on total number of feet of projected air when a terminal velocity of 50 fpm is reached. Numbers reported in chart are, from left to right, for 1, 2, 3, and 4-way throw patterns.

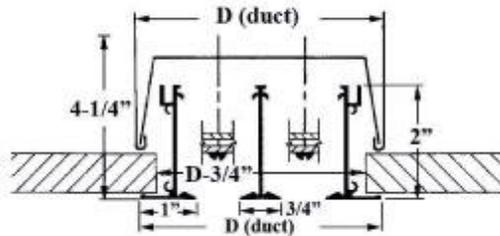
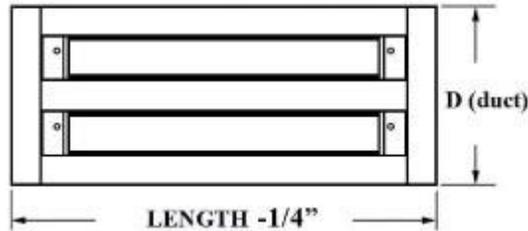
Fuente: AirGuide.



AIR SLOT DIFFUSERS
 CONCEALED MOUNTING WITH FLANGE FRAME
MODELS: ASD TYPE I

SUSTAINABLE EXTRUDED ALUMINUM

Dimensions are in inches (mm)



Number of Slots	1	2	3	4	5
"D" Dimension 1/2"-3/4"	2-3/4	4-1/4	5-3/4	7-1/4	8-3/4
"D" Dimension 1"	3	4-3/4	6-1/2	8-1/4	10
Number of Slots	6	7	8	9	10
"D" Dimension 1/2"-3/4"	10-1/4	11-3/4	13-1/4	14-3/4	16-1/4
"D" Dimension 1"	11-3/4	13-1/2	15-1/4	17	18-3/4

The suffix "-wide" will add 1/8" to the flange width and 1/4" to the overall dimension.

DESCRIPTION:

- Type I is concealed mounting with flange frame. For 1/2" slot, center T extrusion changes to 1"-outer flange changes to 1-1/8".

PROJECT:

ENGINEER:

CONTRACTOR:

MODEL:

ASD TYPE I



ASD TYPE I

Concealed mounting with flange frame

OPTIONS:

1. Finish

- ANOD Clear Anodized
- WHITE
- Medium Bronze
- Black
- Custom _____

2. Options

- 1/2" slot; 3/4" slot; 1" slot

DATE

SERIES

DRAWING NO.

AirGuide Manufacturing, LLC. reserves the right to change any information concerning product or pricing without notice.

Fuente: AirGuide.



MODEL ASD PERFORMANCE DATA

Supply • Continuous Pressurized Plenum.

1/2" (13) Slot

No. of Slots	Total Pressure	H	.005	.020	.041	.074	.120	.173	.230	.310
1	CFM per Ft.	V	.003	.014	.027	.051	.093	.116	.158	.215
	Throw	H	1-1-6	3-6-12	6-10-14	8-12-18	10-14-18	12-14-20	12-14-20	14-16-24
		V	2	6	9	11	12	13	14	15
	NC		—	—	17	21	26	31	35	38
2	CFM per Ft.	V	10	20	30	40	50	60	70	80
	Throw	H	1-3-9	4-9-16	6-12-20	10-16-22	14-18-24	16-20-28	18-20-30	18-22-32
		V	3	7	12	14	15	17	18	20
	NC		—	15	20	24	28	34	38	41
3	CFM per Ft.	V	15	30	45	60	75	90	105	120
	Throw	H	2-4-10	6-12-20	10-16-24	14-20-28	18-20-30	20-24-38	20-24-40	22-28-44
		V	4	10	15	18	21	22	25	23
	NC		—	16	21	26	31	36	40	43
4	CFM per Ft.	V	20	40	60	80	100	120	140	160
	Throw	H	3-6-12	8-12-22	12-18-28	16-22-32	20-24-40	22-28-44	24-30-48	26-32-52
		V	6	11	16	20	22	24	26	29
	NC		—	17	22	27	32	37	41	44
5	CFM per Ft.	V	25	50	75	100	125	150	175	200
	Throw	H	3-6-14	8-14-24	14-20-30	18-24-40	22-28-46	26-32-50	28-40-52	30-40-58
		V	6	12	20	26	27	30	30	33
	NC		—	18	23	28	33	38	42	45
6	CFM per Ft.	V	30	60	90	120	150	180	210	240
	Throw	H	4-7-16	10-16-28	14-20-38	20-28-44	24-32-50	28-40-54	30-42-58	32-46-64
		V	6	14	20	25	27	30	33	34
	NC		—	19	24	29	34	39	43	46
7	CFM per Ft.	V	35	70	105	140	175	210	245	280
	Throw	H	5-8-18	12-18-30	16-24-42	22-30-48	26-36-54	30-42-58	38-46-64	40-48-68
		V	6	14	22	27	30	32	36	38
	NC		—	19	24	29	34	39	43	46
8	CFM per Ft.	V	40	80	120	160	200	240	280	320
	Throw	H	6-10-20	14-20-32	18-30-44	24-36-52	28-40-58	32-46-64	40-48-68	42-52-72
		V	7	15	24	29	33	36	39	40
	NC		—	20	25	30	35	40	44	47

NC Correction Factors for Various Lengths

Length (ft.)	2	4	6	8	9	10	15
Supply	-2	0	+2	+3	+4	+5	+8
Return	0	+3	+4	+6	+7	+8	+10

Throw Correction Factors for Various Lengths

Length (ft.)	2	4	6	8	10	12
Multiplier	0.70	1.0	1.25	1.40	1.55	1.70

1. Data is based upon pressurized plenum application (non ducted) with no plenum effect for pressure or sound. Plenums should be sized to achieve equal velocity along the slot length. Keep duct inlet velocities below 700 fpm in order to maintain cataloged performance.

2. All pressures are in inches w.g.

3. Horizontal throws are given at 150,100 and 50 fpm terminal velocities. Vertical throws are given at 50 fpm terminal velocity. Both under isothermal conditions.

4. Throw data are based on active

sections 4 ft. long. For other lengths, use the correction factor table above.

5. NC (Noise criteria) values are based on 10 dB room absorption, re 10⁻¹² watts, for a 4 ft. section. For other lengths, use the correction factor table above.

6. Throw values are for a 1-way air pattern. For divided airflow, deduce the airflow in each direction according to the number of slots, with the total airflow apportioned between the slots. Look up throw for the airflow in each direction according to the number of slots in that direction.

7. Data derived from tests conducted in accordance with ANSI/ASHRAE Standard 70-2006.

Number of Slots	Ak Factor per foot	
	Supply	Return
1	.018	.033
2	.035	.066
3	.053	.099
4	.070	.132
5	.088	.165
6	.106	.198
7	.123	.231
8	.140	.264

Fuente: AirGuide.



MODEL ASD WITH PLENUMS ATTACHED PERFORMANCE DATA

1/2" (13) Slot Width

2 Slot • 24" (610) Long

6" Round Inlet	Airflow, CFM	35	50	65	80	95	110	125	140
	TP	.021	.042	.072	.109	.153	.205	.265	.332
	NC	—	18	24	29	34	37	40	43
	T	1-3-7	2-3-8	3-7-9	5-8-11	6-8-12	7-9-13	8-10-14	8-10-15

2 Slot • 48" (1219) Long

6" Round Inlet	Airflow, CFM	60	80	100	120	140	160	180	200
	TP	.025	.045	.070	.101	.137	.179	.227	.290
	NC	—	19	24	29	32	36	38	41
	T	1-3-9	2-4-11	3-6-12	4-8-13	5-9-14	6-10-15	7-11-16	8-13-17

8" Round Inlet	Airflow, CFM	80	100	120	140	160	180	200	220
	TP	.029	.045	.065	.089	.117	.148	.183	.221
	NC	17	21	25	29	32	35	38	40
	T	2-4-11	3-6-12	4-8-13	5-9-14	6-10-15	7-11-16	8-13-17	9-13-19

10" Oval Inlet	Airflow, CFM	100	120	140	160	180	200	220	240
	TP	.034	.077	.105	.137	.174	.214	.259	.309
	NC	16	22	25	29	32	35	37	39
	T	3-6-12	4-8-13	5-9-14	6-10-15	7-11-16	8-13-17	9-13-19	10-14-20

2 Slot • 60" (1524) Long

8" Round Inlet	Airflow, CFM	120	140	160	180	200	220	240	260
	TP	.071	.097	.125	.160	.198	.239	.284	.334
	NC	21	25	28	31	34	36	38	40
	T	2-5-10	4-7-12	4-8-13	5-9-14	6-10-15	7-11-16	7-12-16	8-13-17

10" Oval Inlet	Airflow, CFM	140	160	180	200	220	240	260	280
	TP	.055	.085	.107	.133	.161	.191	.224	.260
	NC	22	25	28	31	33	35	37	39
	T	4-7-12	4-8-13	5-9-14	6-10-15	7-11-16	7-12-16	8-13-17	8-13-19

CFM - cubic feet per minute

TP - total pressure - inches w.g.

T - throw in feet

NC - Noise Criteria (values) based on 10 dB room absorption, re 10⁻¹² watts.

Performance Notes:

1. Throws are given at 150, 100 and 50 fpm terminal velocities under isothermal conditions.
2. Cataloged throws are for a one-way horizontal air pattern. For divided airflow, deduce the airflow in each direction according to the number of slots, with the total airflow apportioned between the slots. Look up throw for the airflow in each direction according to the number of slots in that direction.
3. Dash (—) in space indicates an NC level of less than 15.
4. Data derived from tests conducted in accordance with ANSI/ASHRAE Standard 70 - 2008.

Number of Slots	Ak Factor per foot	
	Supply	Return
1	.018	.033
2	.035	.066
3	.052	.099
4	.070	.132

Fuente: AirGuide.

Anexo 11. Propiedades de materiales aislantes a una temperatura media de 24 °C.

Material	Espesor, L mm	Densidad, ρ kg/m ³	Conductividad térmica, k W/m · K	Calor específico, c_p kJ/kg · K	Valor R (para los espesores de la lista, L/k), K · m ² /W
Colcha y lámina					
Fibra mineral (forma fibrosa)	50 a 70 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.23
procesada a partir de roca, escoria o vidrio)	75 a 90 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.94
	135 a 165 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	3.32
Tablero y losa					
Vidrio celular		136	0.055	1.0	—
Fibra de vidrio (ligamento orgánico)		64-144	0.036	0.96	—
Poliestireno expandido (bolitas moldeadas)		16	0.040	1.2	—
Poliuretano expandido (R -11 expandido)		24	0.023	1.6	—
Perlita expandida (ligamento orgánico)		16	0.052	1.26	—
Caucho expandido (rígido)		72	0.032	1.68	—
Fibra mineral con aglomerante de resina		240	0.042	0.71	—
Corcho		120	0.039	1.80	—
Rociado o formado en el sitio					
Espuma de poliuretano		24-40	0.023-0.026	—	—
Fibra de vidrio		56-72	0.038-0.039	—	—
Uretano, mezcla de dos partes (espuma rígida)		70	0.026	1.045	—
Gránulos de lana mineral con aglomerantes de asbesto/inorgánico (rociado)		190	0.046	—	—
Relleno flojo					
Fibra mineral (de roca, escoria o vidrio)	~ 75 a 125 mm	9.6-32	—	0.71	1.94
	~165 a 222 mm	9.6-32	—	0.71	3.35
	~191 a 254 mm	—	—	0.71	3.87
	~185 mm	—	—	0.71	5.28
Aerogel de sílice		122	0.025	—	—
Vermiculita (expandida)		122	0.068	—	—
Perlita (expandida)		32-66	0.039-0.045	1.09	—
Aserrín o virutas		128-240	0.065	1.38	—
Aislamiento celulósico (papel molido o pulpa de madera)		37-51	0.039-0.046	—	—
Aislamiento para techo					
Vidrio celular	—	144	0.058	1.0	—
Preformado, para usarse arriba del tablero	13 mm	—	—	1.0	0.24
	25 mm	—	—	2.1	0.49
	50 mm	—	—	3.9	0.93
Aislamiento reflector					
Polvo sílice (al vacío)		160	0.0017	—	—
Hoja de aluminio separando colchones de vidrio esponjoso; 10 a 12 capas (al vacío); para aplicaciones criogénicas (150 K)		40	0.00016	—	—
Hoja de aluminio y laminado de vidrio y papel; 75 a 150 capas; para aplicaciones criogénicas (150 K)		120	0.000017	—	—

Fuente: (Çengel & Ghajar, 2011).

Anexo 12. Ganancia de calor recomendada para equipos de computadora típicos.

Equipment	Description	Nameplate Power, W	Average Power, W	Radiant Fraction
Desktop computer ^a	Manufacturer A (model A); 2.8 GHz processor, 1 GB RAM	480	73	0.10 ^a
	Manufacturer A (model B); 2.6 GHz processor, 2 GB RAM	480	49	0.10 ^a
	Manufacturer B (model A); 3.0 GHz processor, 2 GB RAM	690	77	0.10 ^a
	Manufacturer B (model B); 3.0 GHz processor, 2 GB RAM	690	48	0.10 ^a
	Manufacturer A (model C); 2.3 GHz processor, 3 GB RAM	1200	97	0.10 ^a
Laptop computer ^b	Manufacturer 1; 2.0 GHz processor, 2 GB RAM, 430 mm screen	130	36	0.25 ^b
	Manufacturer 1; 1.8 GHz processor, 1 GB RAM, 430 mm screen	90	23	0.25 ^b
	Manufacturer 1; 2.0 GHz processor, 2 GB RAM, 355 mm screen	90	31	0.25 ^b
	Manufacturer 2; 2.13 GHz processor, 1 GB RAM, 355 mm screen, tablet PC	90	29	0.25 ^b
	Manufacturer 2; 366 MHz processor, 130 MB RAM (355 mm screen)	70	22	0.25 ^b
Flat-panel monitor ^c	Manufacturer 3; 900 MHz processor, 256 MB RAM (265 mm screen)	50	12	0.25 ^b
	Manufacturer X (model A); 760 mm screen	383	90	0.40 ^c
	Manufacturer X (model B); 560 mm screen	360	36	0.40 ^c
	Manufacturer Y (model A); 480 mm screen	288	28	0.40 ^c
	Manufacturer Y (model B); 430 mm screen	240	27	0.40 ^c
	Manufacturer Z (model A); 430 mm screen	240	29	0.40 ^c
	Manufacturer Z (model C); 380 mm screen	240	19	0.40 ^c

Source: Hosni and Beck (2008).

^aPower consumption for newer desktop computers in operational mode varies from 50 to 100 W, but a conservative value of about 65 W may be used. Power consumption in sleep mode is negligible. Because of cooling fan, approximately 90% of load is by convection and 10% is by radiation. Actual power consumption is about 10 to 15% of nameplate value.

^bPower consumption of laptop computers is relatively small: depending on processor speed and screen size, it varies from about 15 to 40 W. Thus, differentiating between radiative and convective parts of the cooling load is unnecessary and the entire load may be classified as convective. Otherwise, a 75/25% split between convective and radiative components may be used. Actual power consumption for laptops is about 25% of nameplate values.

^cFlat-panel monitors have replaced cathode ray tube (CRT) monitors in many workplaces, providing better resolution and being much lighter. Power consumption depends on size and resolution, and ranges from about 20 W (for 380 mm size) to 90 W (for 760 mm). The most common sizes in workplaces are 480 and 560 mm, for which an average 30 W power consumption value may be used. Use 60/40% split between convective and radiative components. In idle mode, monitors have negligible power consumption. Nameplate values should not be used.

Fuente: (ASHRAE, 2013).

Anexo 13. Especificaciones de soporte de gaza tipo Clevis.

CLEVIS HANGERS



FUNCTION: Designed for the suspension of non-insulated stationary pipe lines. Fig. 450F has a layer of felt which separates the pipe from the hanger to reduce vibration and sound. The PVC coating on Fig. 453 protects the pipe from the metal surface of the hanger.

APPROVALS: Underwriters' Laboratories Listed in the U.S. (UL) and Factory Mutual Approved for 2 1/2" to 8" only. Complies with Federal Specifications A-A-1192A (Type 1) and Manufacturers' Standardization Society ANSI/SP-69 and SP-58 (Type 1).

MATERIAL: Low carbon steel

ORDERING: Specify pipe size and figure number.

Note: When an over-sized clevis is used, a pipe spacer should be placed over the clevis bolt to prevent the lower U-strap from moving inward.

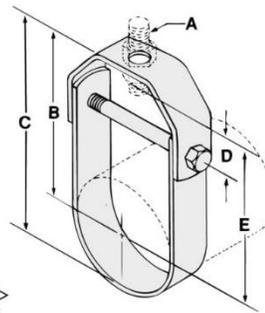


Fig. 450, 450F, 451, 453 & 454 STANDARD CLEVIS HANGER

- Fig. 450 PLAIN
- Fig. 450F PLAIN WITH FELT LINING
- Fig. 451 ELECTRO-GALVANIZED
- Fig. 453 PLAIN WITH PVC COATING
- Fig. 454 HOT DIPPED GALVANIZED W/ELECTRO-GALVANIZED HARDWARE

"D" Adjustment
(Top of cross bolt to bottom of hanger rod nut.)

Pipe Size	Rod Size A	B	C	Adjustment D	E	Cross Bolt	Max. Rec. Load/lbs.	Wt. Each (in lbs.)
1/2	3/8	2 7/16	2 7/8	1 1/8	2	1/4	730	.24
3/4	3/8	2 5/8	3 1/8	1 1/4	2 3/16	1/4	730	.24
1	3/8	3 1/16	3 3/4	1 5/8	2 5/8	1/4	730	.28
1 1/4	3/8	3 3/8	4 3/16	1 5/8	2 15/16	1/4	730	.32
1 1/2	3/8	3 1/2	4 7/16	1 1/2	3 1/16	1/4	730	.40
2	3/8	3 3/4	5	1 5/8	3 5/16	1/4	730	.52
2 1/2	1/2	4 5/8	6 1/16	2	4 1/16	3/8	1350	.72
3	1/2	4 7/8	6 5/8	1 13/16	4 1/4	3/8	1350	.78
3 1/2	1/2	4 1/2	6 1/2	1 1/4	3 7/8	3/8	1350	1.16
4	5/8	5 1/2	7 11/16	1 3/4	4 11/16	3/8	1430	1.35
5	5/8	6 1/8	9 1/8	1 7/8	5 5/16	1/2	1430	1.88
6	3/4	6 7/8	10 1/8	1 5/8	6	1/2	1940	2.76
8	3/4	8 3/4	12 7/8	2 1/8	7 7/8	5/8	2000	4.35
10	7/8	10 3/8	15 3/4	2 3/8	9 1/8	3/4	3600	8.22
12	7/8	11 5/8	18	2 1/2	10 1/2	3/4	3800	10.05
14	1	12 3/4	19 3/4	2 5/8	11 1/4	7/8	4200	12.97
16	1	14 1/8	22 1/8	2 5/8	13 5/8	1	4600	20.85
18	1 1/8	16 1/2	25 1/2	3 1/2	15	1 1/8	4800	24.75
20	1 1/4	18	28	4 1/8	16 1/8	1 1/4	4800	42.45
24	1 1/4	20 1/4	32 1/4	4 3/4	18 3/8	1 1/4	4800	48.65
30	1 1/4	24 1/2	38 7/8	5 1/2	21 1/2	1 1/4	6000	69.83
36	1 1/2	32	50	8 3/4	30	1 1/2	9500	175.00

Note: Use of an upper locknut ensures proper performance. Pipe spacers provided on 30" and larger clevises. If ordering Fig. 450F felt lined hangers for pipe sizes of 3 1/2" or under, order the next largest size to allow for the thickness of the felt lining.

Fuente: ABATEC CR.

Anexo 14. Cotizaciones

Proveedor 1



Codigo ISO: F-DII-24
Version: 00

Liberia, 27 de setiembre de 2017.

Señores:
PODER JUDICIAL
Presente.

Atención: Mario Mata

Estimados señores:

Tenemos el agrado de presentar nuestra oferta **orientativa** por el Suministro e Instalación del Sistema de Aire Acondicionado para Auditorio Judicial Miguel Blanco Quirós , ubicada en San José. **Todo según información suministrada por el cliente.**

ALCANCE DE LA OFERTA:

A. Suministro de un (1) equipo tipo paquete para aire acondicionado marca **CARRIER**, modelo **50HC-D102**, con capacidad nominal individual de 102,000 btu/hr (8.5 toneladas de refrigeración), para operar a 208-230 Voltios, 3 fases, 60 Hz. **Ref. XX-XX lámina XXXX.**

Descripción del equipo:

La unidad WeatherMaster de 3 a 25 toneladas (RTU) de Carrier para colocar en el techo. Con un diseño de gabinete nuevo que integra collarines "sin abrazadera a rosca", paneles de acceso manual y más, esta unidad es fácil de instalar, mantener y usar. Capacidad de refrigeración de dos etapas con circuitos y controles independientes. SEER 15.2. Conexiones al suministro en la parte inferior o lateral. Las conexiones en la parte inferior también tienen un entorno cerrado para evitar el ingreso del agua.

Las unidades vienen pre-cargadas de fábrica y diseñadas para trabajar con refrigerante Puron® (R-410A). Las unidades son probadas en fábrica.



CLIMA IDEAL, S.A.
Tels.: (506) 2299-5353 / 2220-2621 • Fax: (506) 2290-0204. 100 mts. al Sur y 250 mts. al Oeste de la Embajada de Estados Unidos, Pavas.
Apdo. Postal 8-4500-100, San José, Costa Rica. e-mail: climaideal@climaideal.com



B. Suministro de una (1) planta enfriadora de agua (chiller) marca **CARRIER**, modelo **30RAP030**, con capacidad nominal individual de 360.000 btu/hr (30 toneladas de refrigeración nominal), para operar a 208-230 Voltios, 3 fases, 60 Hz. El serpentín del condensador cuenta con tecnología Micro Channel.



C. Suministro de dos (2) unidades manejadoras de agua helada, marca **Multiaqua**, tipo conducto, modelo **60CWA-2**, con capacidad nominal individual de 5 Toneladas de Refrigeración, para operar a 220 Voltios, 1 fase, 60 Hz.

D. Suministro de dos (2) unidades manejadoras de agua helada, marca **Multiaqua**, tipo conducto, modelo **48CWA-2**, con capacidad nominal individual de 4 Toneladas de Refrigeración, para operar a 220 Voltios, 1 fase, 60 Hz.

E. Suministro de cuatro (4) unidades manejadoras de agua helada, marca **Multiaqua**, tipo conducto, modelo **36CWA-2**, con capacidad nominal individual de 3 Toneladas de Refrigeración, para operar a 220 Voltios, 1 fase, 60 Hz.

F. Suministro de un lote de conductos para distribución de aire, construidos en lámina de hierro galvanizado G-60, aislados internamente con fibra de vidrio flexible de 38 mm de espesor con barrera de vapor de aluminio, en dimensiones de 25 x 18 iny longitud de 6 metros. La construcción del sistema será de acuerdo con la norma SMACNA (Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association, Inc.), boletín 15D, para baja velocidad del aire. **Para sistemas de Aire Acondicionado.**

G. Suministro de un lote de conductos para distribución de aire, construidos en lámina de poliuretano expandido, con barrera de aluminio a ambos lados, de 25 mm de espesor nominal, marca **ALP**, para acople de equipos a ductos existentes. La construcción del sistema será de acuerdo con la norma SMACNA (Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association, Inc.), boletín 15D, para baja velocidad del aire. **Para sistemas de Aire Acondicionado.**

H. Suministro de un lote de soportes para conductos construidos en angular de 1/4" en dimensiones adecuadas y suspendidos por medio de varilla roscada de 1/4".

I. Suministro de un lote de tuberías y accesorios preaislados.

J. Suministro de dieciseis (16) válvulas de corte con diámetro nominal de 1 1/4 in para soportar una presión de 80 lbs.

K. Suministro de ocho (8) válvulas de control, diámetro nominal de 1 1/4 in, de dos vías con actuador, spring return, presión independiente, con actuador electrotermico 24 V.

- L.** Suministro de ocho (8) válvula de balance, modelo **CB**, con diámetro nominal de 1 ¼ in.
- M.** Suministro de un lote de tuberías de drenaje de condensado, en diámetro de 25 mm. Serán de PVC SDR-26, con aislamiento de cañuela de hule de 12 mm los dos primeros metros con accesorios y juntas cementadas con pegamento gris. La tubería de drenaje de condensado se conectará a la unidad acondicionadora mediante una trampa tipo sifón con registro. **Para efectos de presupuesto se ha considerado que la longitud de la tubería de drenaje es de 5 metros. En caso de requerirse una distancia adicional se cobrarán \$10.00 por metro extra., el cliente dejará las previstas de drenaje en la pared a ubicar la unidad evaporadora y a una distancia de 0 metros. El diámetro de la tubería de drenaje no debe ser menor de 25 mm.**
- N.** Suministro de un lote de soportes para tubería de cobre, construido con gaza tipo pera y varilla calibreada lisa de 3/8”.
- O.** Suministro de ocho (8) termostatos programable de una etapa.
- P.** Instalación mecánica completa del sistema, incluyendo el montaje de los equipos, conductos para distribución de aire, tuberías y arranque del sistema.

Nota:

Se contempla el izaje de los equipos tipo chiller con grúa, la desinstalación del chiller actual, mas no la disposición final de los equipos a reemplazar.

El drenado del sistema de agua helada no esta contemplado en esta oferta.

VALOR DE LA OFERTA

- | | |
|---|--------------------------|
| A. Por suministro de Sistema de Aire Acondicionado tipo chiller, con equipo marca Carrier .
<i>(Cincuenta mil ciento noventa y cinco dólares exactos, impuestos incluidos)</i> | \$ 50,345.00 i.i. |
| B. Por suministro de Sistema de Aire Acondicionado tipo paquete, con equipo marca Carrier .
<i>(Treinta cinco mil quinientos sesenta dólares exactos, impuestos incluidos)</i> | \$ 35,560.00 i.i. |
| C. Por suministro de Sistema de Aire Acondicionado con equipo marca Multiaqua .
<i>(Cuarenta y dos mil ciento noventa y cinco dólares exactos, impuestos incluidos)</i> | \$ 42,195.00 i.i. |

Notas:

1. *Agradecemos hacer referencia al número de cotización en la orden de compra.*
2. *“La oferta es en dólares y será cancelada en dicha moneda, o en su defecto en colones utilizando el tipo de cambio de venta referencia del Banco Central a la fecha en que se realiza el pago.”*

3. *“Clima Ideal S.A. no será responsable por incrementos en los montos aquí cotizados cuando estos sean producto de reformas o modificaciones a las regulaciones sobre impuestos a la exportación, derechos aduaneros de importación, aranceles, cláusulas de salvaguardia, tasas, e impuestos locales, incluyendo pero no limitado al impuesto selectivo de consumo, impuesto de ventas, impuesto al valor agregado, impuestos por leyes especiales, y cualquier otro impuesto. Diferencias en los precios producto de dichas variaciones serán canceladas por el Cliente”*
4. *En caso de que los precios internacionales de materias primas tales como el cobre, aluminio y acero, cambien en más de un 10% los precios expuestos en esta oferta deberán ser ajustados.”*
5. *Esta oferta no contempla costos asociados a garantías bancarias, de participación, de cumplimiento u otras similares, en caso de que el cliente así lo solicite, esta será suministrada con el pago del monto correspondiente a la confección de la misma.*
6. *En caso que la entrega final del proyecto sufra atrasos por causas imputables exclusivamente a la EMPRESA, se asumirá una multa de 0.1% del monto del contrato por cada día natural de atraso hasta un máximo de un 10% del valor total del contrato.*
7. *Nuestra oferta asume que la dirección técnica del proyecto y sus honorarios asociados correrán por cuenta de terceros.*

FORMA DE PAGO

- 50% por adelantado.
- 45% contra avance de obra.
- 5% contra entrega.

El CLIENTE se compromete a cancelar puntualmente la facturación generada por esta oferta. Dicha cancelación deberá ser realizada mediante cheque a nombre de **CLIMA IDEAL S.A.** emitido de un banco local (Costa Rica) o mediante transferencia electrónica (*) a las siguientes cuentas bancarias autorizadas:

Nombre de la cuenta	Banco	Moneda	Cuenta Número	Cuenta Cliente
Clima Ideal S.A.	Banca Promérica	Dólares	40000001596424	11610400015964246
Clima Ideal S.A.	Banca Promérica	Colones	30000001598440	11610300015964400
Clima Ideal S.A.	Banco Nacional de Costa Rica	Dólares	100-02-000-620342-4	15100010026203426
Clima Ideal S.A.	Banco Nacional de Costa Rica	Colones	100-01-000-043545-3	15100010010435459

* Se debe indicar el nombre del ordenante del pago

1. La oferta es en dólares y será cancelada en dicha moneda, o en su defecto en colones utilizando el tipo de cambio de venta de referencia del Banco Central a la fecha en que se realiza el pago.
2. El producto descrito en dicha oferta será propiedad del cliente hasta que sea totalmente cancelado a Clima Ideal S.A.

3. La no cancelación puntual de la facturación generada en base a esta oferta tendrá un cargo por morosidad equivalente al 1.5% mensual del valor total de la factura pendiente de cancelación.
4. En caso de que el pago sea realizado por medio de cheque y el mismo es rechazado por la entidad financiera receptora, será cargado al cliente dicha comisión bancaria de USD\$10.00 y en caso de no ser recobrable se asumirá inmediatamente el saldo total del cliente como cuenta vencida.
5. Los intereses moratorios y cargos por cheques devueltos, son los primeros montos cancelables ante el próximo recibo de dinero generado por el cliente.
6. El cliente autoriza que la firma de recibido en la factura, en el domicilio o local previamente señalado por el cliente, lo obliga, independientemente de si la persona que reciba tenga o no capacidad legal para comprometerlo.

VIGENCIA DE LA OFERTA

15 días naturales a partir de esta fecha.

ENTREGA

Tiempo para inicio de instalación: 4 semanas. **Sujeto al programa del Dpto. Instalaciones.**

Tiempo para Importación de Equipos: De 8 a 10 semanas. Todo lo anterior después de recibidas la orden de compra y el adelanto solicitado. **"Los tiempos aquí expuestos no contemplan los días festivos de Acción de Gracias, Navidad y Fin de Año"**

Tiempo para ejecución del proyecto: 1 mes. Todo lo anterior después de recibidas la orden de compra y el adelanto solicitado. La instalación se hará en horario normal de trabajo.

GARANTÍA

Un año a partir del funcionamiento del **equipo**. La garantía es contra defectos de fabricación e instalación, siempre que estos provengan como consecuencia del uso normal y adecuado del mismo. Esta garantía **no incluye** ningún tipo de mantenimiento preventivo para el equipo. Fuera del área metropolitana, el cliente asume los gastos por viáticos y kilometrajes generados por el cumplimiento de dicha garantía.

Dicha garantía tendrá validez y podrá ser reclamada por el cliente siempre y cuando el monto adeudado a Clima Ideal S.A. haya sido cancelado en su totalidad.

Esta garantía no aplicará si el equipo o su instalación son intervenidos por el Cliente o personal ajeno a Clima Ideal S.A., Clima Ideal S.A. bajo ninguna circunstancia será

responsable por ganancias perdidas, pérdidas de chance o clientela, daños consecuentes, incidentales, imprevistos, o punitivos.”

Nota: Para el buen funcionamiento del equipo, una vez instalado, es indispensable realizar revisiones periódicas del estado del mismo (mantenimiento preventivo). Se aconseja que dicha actividad sea efectuada por un técnico calificado. Clima Ideal S.A. cuenta con un Departamento de Servicio, el cual se especializa en este tipo de actividades. Para información sobre contratos de mantenimiento (limpieza de filtros y drenajes, verificación de lecturas eléctricas, lubricación de motores, entre otros), comuníquese con el Dpto. de Servicio, al 2299-5300.

GENERALES

A. En los montos anteriores **no se incluyen** costos correspondientes a suministro e instalación de equipos, materiales y mano de obra para instalación eléctrica de alimentación y control. Dicha instalación deberá estar provista de los interruptores de seguridad, conductores, etc., en el número y calibre requeridos y cualquier tipo de protección contra cambios de voltaje, corto circuito y otros que se consideren necesarios, serán suplidos por el cliente hasta una distancia de (0.0) metros de cada unidad.

B. No se incluyen costos de materiales y mano de obra para modificaciones de la obra civil, tales como: perforaciones en las paredes de mampostería, puertas, ventanas, losas de concreto, pisos, o sus componentes, no se incluyen reparaciones en techos, tapicheles, losas superiores, precintas, etc, ni la construcción de bases de concreto o **plataformas metálicas para los equipos.**

C. Para todos los efectos los modelos de equipos aquí cotizados son los vigentes a este momento, no nos hacemos responsables por cambios realizados por nuestros proveedores, y en caso de que se dieran se entregarían los modelos equivalentes a los cotizados, de no existir se deberá presentar una nueva oferta.

D. Los evaporadores, que acondicionarán las zonas se colocarán dentro del cielo raso para lo cual se requiere de un espacio de 1.8 m de largo x 0.7 m de ancho x 0.8 m de alto. Además deben tener un acceso de por lo menos 24”x 24” para darles un debido mantenimiento. Los condensadores se ubicarán en losas, provista por el cliente.

E. Se debe entender por avance de obra todo material y/o equipo de importación puesto en el sitio de trabajo (aunque no se pueda instalar) o a disposición del cliente para algún trámite de exoneración, validación, bodegaje, etc. Por lo tanto se deberá considerar para efecto de las tablas de pagos de esta manera.

F. El cliente deberá suministrar una bodega para las herramientas, materiales y equipos necesarios para la instalación en la obra, y la debida seguridad y responsabilidad por danos o robos que puedan sufrir los mismos. De no ser así Clima Ideal S.A. lo asumirá con el correspondiente cobro adicional, pues dicho rubro no está considerado en nuestra oferta.

G. Para efectos de esta cotización, se estimo que el cliente suministrará los servicios de electricidad, agua, grúa para el montaje de equipos y/o materiales, casetas sanitarias, bodega para el almacenaje de equipos y/o materiales dentro o fuera del proyecto con su respectiva seguridad.

H. El cliente facilitará los servicios de seguridad adecuados para los materiales, herramientas y equipos, que permanezcan dentro del proyecto durante el proceso de ejecución y se responsabilizará por las pérdidas o robos que se presenten durante este plazo.

Esperando que nuestra oferta sea de su agrado, nos suscribimos atentamente,
CLIMA IDEAL, S. A.

Ing. July Castro Navarro.
Dpto. de Ingeniería

Según la Ley 8968 de Costa Rica sobre la protección de datos personales, acepta conforme a esta oferta los servicios de interés, asimismo que la Empresa Clima Ideal S.A., proceda con la confirmación de sus datos personales.

El Cliente, acepta la oferta _____ y destaca las siguientes observaciones:

Razón Social: _____.

Firma Representante Legal

Nombre: _____

Cedula: _____



John Ruskin (1819-1900)
Crítico y teórico social de origen inglés

“Es insensato pagar mucho, pero es peor pagar muy poco. Cuando pagas poco, a veces lo pierdes todo, porque lo que compraste fue incapaz de desempeñar la función para la que había sido comprado. La ley común del balance de negocios dice que no es posible obtener mucho de lo que pagaste muy poco. Si negocias con el postor más bajo, sería bueno agregar algo por el riesgo que estás corriendo. Y si lo haces así, tendrás suficiente para pagar por algo mejor”.

Proveedor 2



FECHA 26-Oct-2017
COTIZACION NO. 59036

☎(506)2589-5050 | ✉pportilla@sica.co.cr | 🌐www.sica.co.cr
San Rafael de Alajuela, Ofibodegas Milano (Bodega #5)

Compañía:	Poder Judicial	Fabricante:	INDICADO
Atención:	Mario José Mata	Asesor:	Pablo Portilla
Correo:	mariomatab@gmail.com	País:	Costa Rica
Proyecto:	Poder Judicial	Término de entrega:	FCA Miami
Forma Pago:	50% con orden de compra, 50% contra entrega	Tiempo de entrega:	5-6 Semanas

Línea	Cant.	Descripción	Precio Unitario	Precio Total
1	2	Válvula de bola marca Nibco , modelo TFP-600-A , 2-1/2", 600 PSI, FULL PORT	\$114.00	\$228.00
2	16	Válvula de bola marca Nibco , modelo TFP-600-A , 1-1/4", 600 PSI, FULL PORT	\$22.00	\$352.00
3	4	Válvulas de control marca Belimo , modelo B313B+TFRB24-SR , CCV, 0.5", 3 Way, 4.7 Cv, w/ Spring Return, 24V, Modulating (10.7 y 8.94 gpm)	\$197.00	\$788.00
4	4	Válvulas de control marca Belimo , modelo B313B+TFRB24-SR , CCV, 0.5", 3 Way, 3 Cv, w/ Spring Return, 24V, Modulating (6.42 gpm)	\$195.00	\$780.00
			Sub-total	\$2,148.00
*** Notas: <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> 			Total	\$2,148.00



Cotización No.59109

STRONG COSTA RICA
Departamento de Ingeniería

Contacto: **Pablo Portilla**
 Teléfono: **506-2589-5050**
 Fax: **506-2293-0058**

A: **Poder Judicial**
 Atención: **Mario José Mata**

Fecha: **10/25/2017**
 Fecha Mod.: **11/1/2017 11:12:38 AM**
 Términos:
 Entrega: **FCA Miami**
 Proyecto: **Poder Judicial**
 Tiempo de entrega: **6-8 Semanas**

Qty	Description & Tag	Net Price Ea.	Total Net Price
	CENTRIFUGAL PUMPS		
1	Tag: Opción 1 B&G In-Line Pump Series e-90, Model 1.5 AAB, BF, 3 HP, 3600 RPM, with 4" Impeller, Standard Seal, U.S. Motors, TEFC, Premium Efficient, 208-230/460/3/60 Motor, 71.46 GPM, 53.63 FT TDH Wt.: 67lbs ea.	\$1,049.00	\$1,049.00
2	Tag: Opción 2 B&G In-Line Pump Series e-90, Model 1.25 AAB, BF, 2 HP, 3600 RPM, with 4.125" Impeller, Standard Seal, U.S. Motors, TEFC, Premium Efficient, 208-230/460/3/60 Motor, 71.46 GPM, 53.63 FT TDH Wt.: 65lbs ea.	\$987.00	\$1,974.00
2	BG_115112 - B&G BA-3X Suction Diffuser Plus 2 IN. NPT x 1.5 IN. NPT Wt.: 13lbs ea.	\$131.00	\$262.00
2	BG_132206 - 3DV-2NMF Triple Duty Valve 2" NPTM x NPTF Wt.: 8.3lbs ea.	\$150.00	\$300.00



HYDRONIC & ENGINEERED SPECIALTIES			
1	BG_1BN326 - B&G HFT15 Residential/Light Commercial HVAC Tank Wt.: 5lbs ea.	\$26.00	\$26.00
1	HT_5360-03F-12-003 - B&G R-3F Rolairtrol Air Separator 3 IN. Flng w/ Strainer Wt.: 100lbs ea.	\$778.00	\$778.00
8	BG_117103LF - B&G CB-1-1/4 FNPT Lead-Free Circuit Setter Wt.: 3.8lbs ea.	\$64.00	\$512.00
1	BG_110190LF - B&G B-38 Pressure Reducing Valve 12 PSIG (MCP12) Wt.: 2lbs ea.	\$23.00	\$23.00
1	BG_110126 - B&G 790-100 ASME Relief Valve (MCP12) Wt.: 1lbs ea.	\$36.00	\$36.00
1	BG_113021 - B&G #87 Automatic Air Vent Wt.: 0.6lbs ea.	\$26.00	\$26.00
1	BG_113076 - B&G #107A High Capacity Air Vent Cast Iron Wt.: 10lbs ea.	\$212.00	\$212.00
Total			\$5,198.00



TERMINOS Y CONDICIONES DE VENTA

1. **Productos:** Los productos incluidos cumplen con los estándares del fabricante. Es responsabilidad del comprador determinar si estos productos son satisfactorios de acuerdo a las especificaciones suministradas de los equipos.
2. **Uso final:** STRONG no es responsable de la aplicación o uso que se haga de los productos incluidos, ni tampoco de la instalación o costos operacionales que se incurran con estos productos.
3. **Cotizaciones:** Tienen una validez de 30 días, después de este lapso están sujetas a cambios sin previo aviso. Los precios serán ajustados ante cualquier variación en cantidades u omisión de alguno de los artículos presentados en la cotización. STRONG no es responsable por cualquier error tipográfico o de reproducción.
4. **Orden de compra y aceptación:** Las órdenes de compra deben ser enviadas al correo: strong.orders@sica.co.cr, mediante el cual se dará la revisión y aprobación. Cualquier término(s), condición(es) o previsión(es) incluida(s) en la orden de compra del cliente y la cual(es) no sea consistente(s) con las condiciones indicadas en la cotización respectiva no serán aplicados a la venta o entrega de los productos. La aceptación será comunicada por un e-mail incluyendo un documento denominado "Order Acknowledgement". El cliente tiene 24 horas después de recibir el "Order Acknowledgement" para aceptar o rechazar las condiciones de venta, de no darse el comunicado por parte del cliente se darán como aceptadas las condiciones indicadas en la cotización.
5. **Especificaciones técnicas:** Si el cliente lo requiere le serán suministrados boletines de productos, datos descriptivos, curvas o diagramas para aprobación, correcciones o rechazo por parte del comprador. Los pesos y dimensiones presentados en estos documentos son aproximados y no deben ser tomados para realizar planos de taller en proyecto.
6. **Tiempo de entrega:** Los tiempos de entrega son aproximados y son definidos por los fabricantes, STRONG no será sujeto a ningún tipo de castigo por retrasos en la entrega, por cualquier razón. El comprador acepta renunciar a cualquier reclamo por dichos retrasos, esto por cuanto el tiempo de entrega depende de la producción y disposiciones de la fábrica.
7. **Forma de pago:** El cliente deberá cancelar el 50% al momento de la orden de compra y el restante 50% contra entrega de los equipos, según las condiciones de venta establecidas. Otras condiciones de pago podrán ser establecidas previo acuerdo entre el comprador y STRONG.
8. **Garantía:** STRONG, como representante directo de los productos ofertados, extiende completa garantía contra defectos de fabricación por el período de 12 meses a partir de la fecha de arranque, ó, 18 meses después de la facturación de los equipos, aplica cualquiera de las dos opciones que ocurra primero.
9. **Servicios:** NO se incluye ningún equipo especial como grúa o montacargas para la descarga de los equipos en proyecto. Tampoco se incluye el servicio de instalación o mantenimiento de los equipos, a excepción de que el servicio sea ofrecido explícitamente en el cuerpo de la cotización.

Proveedor 3



**PODER JUDICIAL
AUDITORIO**

Pág. 1 de 6

10 de noviembre del 2017

COT-270-2017

**Señores,
PODER JUDICIAL**

Referencia: "**SUMINISTRO E INSTALACION DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONAD PARA EL AUDITORIO DEL PODER JUDICIAL**"

ECOIRE S.A., tiene el agrado de presentar la oferta por el suministro e instalación de los sistemas hidráulicos, contemplada por los siguientes elementos:

- Suministro e instalación mecánica de **un (1) Chiller** enfriado por aire, marca **TRANE**.
- Suministro e instalación mecánica de **ocho (8)** unidades evaporadoras de aire, marca **TRANE**, acoplada al sistema de agua helada, cada una con su respectivo control remoto digital.
- Suministro e instalación mecánica de **un (1)** unidad de Aire Fresco, marca **TRANE**, con su respectivo control remoto digital.
- Suministro e instalación electromecánica de la casa de máquinas para el suministro y retorno de agua al chiller, compuesta por las **bombas de agua, alternador, tanque de expansión, separador de aire y otros accesorios hidráulicos**. La referencia de estos equipos es de la marca **BELL & GOSSETT**.
- **Suministro e instalación de ocho (8) cacheras** para las unidades manejadoras. Se incluyen válvulas de 3 vías con autobalance, válvulas de balance y válvulas de bola.
- Suministro e instalación del **sistema de tuberías para el flujo de agua helada de la casa de máquinas**, las cuales serán en tubería preaislada en las longitudes y diámetros requeridos. Esta tubería debidamente aislada, protegidas y soportada.
- Suministro e instalación del sistema de **conductos** para el acople del suministro y retorno del aire acondicionado, para las manejadoras, fabricados en lámina **P3 DUCTAL**. Fabricados con las normas **SMACNA**.
- Suministro e instalación de todas las rejillas y difusores especificados en planos, de marca **AIRGUIDE**.
- **Desinstalación completa** de los equipos existente (Chiller, bombas, tanque de expansión, instalaciones hidráulicas, y demás accesorios existentes).
- Suministro e instalación eléctrica para el Chiller y Bombas.
- Se incluye el mantenimiento preventivo de los equipos ofertados y unidades evaporadoras por el tiempo de garantía.
- **Balances, pruebas y arranques** de todos los sistemas propuestos.

1. DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS SUMINISTRADOS

ITEM	ELEMENTO	ESPECIFICACIÓN
1.	CHILLER	<p>Las unidades enfriadoras de agua, será de la marca TRANE. Esta será enfriada por aire con compresores tipo scroll. Cada uno cuenta con las siguientes características:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Para trabajar con refrigerante R-410A • Cuenta 2 circuitos con 4 compresores Scroll Copeland • Tiene dos circuitos independientes de refrigeración • Tiene válvulas de servicio tanto en el lado de la succión como en el líquido, para el refrigerante • Cuenta con un Panel de Control para su configuración. • Cuenta con tarjeta de comunicación BacNet para conectarse al BMS. • Cuenta con un único punto de conexión, con switch de desconexión, protección de fases, protección por sobrevoltaje y tierra • Cuenta con condensador enfriado por aire del tipo microchannel. • Cuenta con interruptor de flujo de agua. • Cuenta con aisladores de vibración. • Cuenta con el kit de aislamiento acústico para los compresores. • Microprocesador CH530 con Rapid Restart y Diagnósticos. • Voltaje de operación 208V / 3 Ph / 60 Hz. • Equipos cuenta con certificación AHRI y UL. <p>Las capacidades y las condiciones serán según el submittal adjunto.</p>
2.	UNIDAD DE AIRE FRESCO	<p>La unidad de Aire Fresco, será de la marca TRANE. Cuenta con las siguientes características:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Refrigerante R-410A • Controles ReliaTel™ instalados y encargados en fábrica • retraso de plomo del compresor • Calentadores del cárter • Entrada de parada de emergencia • Protección contra heladas de bobina Froststat™ en todas las unidades • Conmutación ocupada-desocupada • Monitor de fase • Límite de descarga de temperatura (TDL) • Activación de anulación cronometrada • Ventiladores de suministro FC • Prueba de flujo de aire de suministro • Suministro de protección de sobrepresión de aire en unidades VAV • Configuraciones dedicadas de flujo de aire descendente, horizontal o mixta • Compresores de desplazamiento Trane 3-D™ • Filtros de eficiencia estándar de dos pulgadas • Bandeja inclinada de drenaje de condensado • Aislamiento limpiable, con IAQ y con revestimiento metálico en todas las superficies interiores expuestas al aire de la unidad corriente • Certificación UL.

ITEM	ELEMENTO	ESPECIFICACIÓN
3.	MANEJADORAS DE AGUA HELADA	<p>Serán MANEJADORAS, marca TRANE, capaz de controlar temperatura y humedad relativa. Incluye válvula de expansión, bandeja de condensados de acero galvanizado. Incluye luz ultravioleta en el serpentín.</p> <p>Modelo de la unidad Evaporadora: BCXD</p> <p>Alimentación Eléctrica: trifásica, 208 voltios, 60Hz, 3 fases. Se presentará diagrama eléctrico de los requerimientos de los equipos instalados.</p> <p>Serpentín: Estará construido por un circuito de refrigeración de manera que se asegure la máxima área de serpentín para control preciso de la temperatura y la humedad.</p> <p>Ventiladores: Serán silenciosos, de baja velocidad.</p> <p>Recalentador Eléctrico: Será de una etapa y diseñado para una vida útil alta.</p> <p>Filtros: La unidad contará con filtros de alta eficiencia.</p> <p>Sistema de Control: El sistema de control contará con una pantalla de cristal líquido y un teclado suave para selección de comandos y ajuste de parámetros, donde se podrá controlar humedad y temperatura.</p> <p>Certificada de acuerdo con la norma 430 de AHRI.</p>
4.	SISTEMAS HIDRAULICOS Y ACCESORIOS	<ul style="list-style-type: none"> • Bombas verticales en línea, serie E-90, <i>Bell & Gossett</i> • Difusor de succión, modelo BA-3x <i>Bell & Gossett</i> • Válvula triple uso, modelo 3DV-2NMF <i>Bell & Gossett</i> • Tanque de expansión, modelo B-200LA <i>Bell & Gossett</i> • Separador de aire, modelo R-3F <i>Bell & Gossett</i> • Válvula purga de aire de alta capacidad, modelo #107A. <i>Bell & Gossett</i> • Válvula automática de purga de aire, modelo #87. <i>Bell & Gossett</i> • Válvula reguladora de presión, modelo b-38, <i>Bell & Gossett</i> • Válvula de alivio de presión, modelo 790-1000, <i>Bell & Gossett</i> • Junta flexible • Termómetro, 0-120, termopozo, BRASS Standart • Manómetros. • Válvula mariposa, Mueller • Válvula bola, Genebre • Válvula check, Mainline • Alternador de bomba
5.	ACCESORIOS Y TUBERÍAS EN GENERAL	<p>Las tuberías para el sistema de agua helada serán en PREAISLADA SCH 40, con chaqueta de PVC de la marca INCOTHERM; cumpliendo con las características técnicas solicitadas.</p> <p>Estas tuberías serán en los diámetros requeridos y con los espesores de aislamientos solicitados.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Para la correcta operación de todos los sistemas ofrecidos se incluyen la soportería adecuada para esta instalación.
6.	INSTALACIÓN E INGENIERIA	<p>Incluye la instalación mecánica de todos los sistemas hidráulicos ofrecidos, prueba, ajustes, balanceo y la puesta en operación de todos los sistemas hasta operación satisfactoria.</p> <p>Se incluye, además, para esta instalación:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Transporte del personal, equipo y materiales utilizados. • Dirección y coordinación general del proyecto.

2. EQUIPO DE AGUA HELADA, MARCA TRANE

Descripción	Cantidad	Ilustración
UNIDAD ENFRIADORA DE AGUA CHILLER MODELO CGAM026 CAPACIDAD 27.92 TR REFRIGERANTE R-410A 3PH / 208V / 60HZ	1	
UNIDADES MANEJADORAS MODELO BCXD REFRIGERANTE R-410A 3PH / 208V / 60HZ	8	
UNIDAD DE AIRE FRESCO MODELO VOYAGER3 REFRIGERANTE R-410A 3PH / 208V / 60HZ	1	

3. CUADRO DE EQUIPOS

3.1 CHILLER, MARCA TRANE

CANT	TONS	EER	COMPRESORES	CIRCUITOS	REFRIGERANTE	VOLTAJE	MODELO
1	27.92	13.07	4	2	R-410A	208/3/60	CGAM-26

3.2 MANEJADORAS, MARCA TRANE

REF	TOTAL BTU/H	SENSIBLE BTU/H	CFM	GPM	VOLTAJE	MODELO
UMA-01	5762	3713	1500	10.70	208/1/60	BCHD072B1
UMA-02	5762	3713	1500	10.70	208/1/60	BCHD072B1
UMA-03	3498	2211	873	6.42	208/1/60	BCHD036B1
UMA-04	3498	2211	873	6.42	208/1/60	BCHD036B1
UMA-05	3498	2211	873	6.42	208/1/60	BCHD036B1
UMA-06	3498	2211	873	6.42	208/1/60	BCHD036B1
UMA-07	4583	2776	1000	8.94	208/1/60	BCHD090B1
UMA-08	4583	2776	1000	8.94	208/1/60	BCHD090B1

3.3 UNIDAD DE AIRE FRESCO, MARCA TRANE

CANT	TONS	EER	TOTAL BTU/H	SENSIBLE BTU/H	FILTROS	VOLTAJE	MODELO
1	27.5	12.7	342.300	236.99	2" MERV 8 ALTA EFICIENCIA	208/3/60	TCH330

4 OFERTA ECONOMICA

DETALLE	CANT	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
EQUIPOS Y VALVULAS	1	\$139.500,00	\$139.500,00
MATERIALES (TUBERIAS Y ACCESORIOS)	1	\$29.270,00	\$29.270,00
MANO DE OBRA	1	\$36.850,00	\$36.850,00
INSTALACION ELECTRICA	1	\$8.160,00	\$8.160,00
GRUA, TRANSPORTES, OTROS	1	\$9.920,00	\$9.920,00
MANTENIMIENTO PREVENTIVO (1 AÑO)	4	\$1.575,00	\$6.300,00
TOTAL			\$230.000,00

DOSCIENTOS TREINTA MIL DOLARES IMPUESTOS INCLUIDOS.

5 CONDICIONES DE LA PROPUESTA

CONDICION	ESPECIFICACION
TIEMPO DE ENTREGA	<ul style="list-style-type: none"> • Setenta (70) días hábiles.
FORMA DE PAGO	<ul style="list-style-type: none"> • La usual de la institución
VIGENCIA DE LA OFERTA	<ul style="list-style-type: none"> • Según Cartel.

6 Nuestra propuesta incluye:

- Mano de obra de instalación mecánica correspondiente.
- El arranque del sistema con personal técnico de fábrica Trane.
- Los aisladores de vibración para el chiller.
- Se incluyen el transporte de los equipos, materiales y del personal.
- Capacitación al personal requerida para todos los sistemas propuestos.

GARANTIA

Garantizamos por escrito los sistemas suministrados por **12 meses (1 año)** contra defectos de fabricación e instalación de los sistemas propuestos.

Nuestra propuesta incluye el plan de mantenimiento preventivo sobre los equipos suministrados por el tiempo de garantía.

Contamos con el respaldo de las Fábricas de Equipos Suministrados de las marcas **TRANE, BELL & GOSSETT.**

Los bienes a suministrar, junto con los componentes, son nuevos, de última tecnología y calidad comprobada.

Garantizamos que los servicios se brindarán con la más alta calidad, eficacia, eficiencia y por personal capacitado.

Contamos con un taller de servicio y las herramientas necesarias para brindar mantenimiento a nuestros equipos si el cliente así lo requiere. También mantenemos el stock de repuestos en las bodegas de la compañía y la mano de obra especializada para brindar el mejor servicio a nuestros clientes.

Esperando que la presente sea de su conveniencia, nos suscribimos,
Atentamente,

Esperando que la presente sea de su conveniencia.

Cordialmente,



Ing. Francisco Orlich Chaves
Gerente General
Tel: (506) 2236-6441
Fax: (506) 2236-7257
Cel: (506) 8350-0165
forlich@ecoaire.net
Ecoaire S. A.