

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

**Propuesta de mejora para el sistema de Agua Helada en el
acondicionamiento de aire de la compañía Micro Technologies S.A.-Coyol
de Alajuela; mediante el análisis y diagnóstico técnico, ambiental y
financiero, según la norma ASHRAE**

**Informe de práctica de especialidad para optar por el título de Ingeniero en
Mantenimiento Industrial, con el grado académico de Licenciatura**

José Ignacio Torres Araya

Cartago, junio, 2022



Profesor Guía.

Ing. Ignacio del Valle

Asesor Industrial

Ing. Vinicio Herrera Cruz

Profesores Lectores

Ing. José Alberto Garro Zavaleta

Ing. Óscar Monge Ruíz

INFORMACIÓN DEL ESTUDIANTE Y LA EMPRESA

Datos personales

Nombre completo: José Ignacio Torres Araya.

Número de cédula: 3-0450-0873

Número de carné: 2015183046

Edad: 31 años

Números de teléfono: 8426-7261

Correos electrónicos: itorresaraya2708@gmail.com / ignacitorres@estudiantec.cr

Dirección exacta de domicilio: Dulce Nombre de Cartago Urbanización Tecno 2000 de la entrada principal 350 metros al oeste y 350 metros noreste, casa 33-E.

Datos de la empresa

Nombre: Micro Technologies S.A.

Actividad principal: Diseñar y crear prototipos de nuevas soluciones con herramientas integrales, moldeado, estampado, ensamblaje automatizado, calibración, micro maquinado, troqueles y pruebas de switches, sensores, contactos eléctricos e interruptores para la industria médica, automotriz, robótica y automatizada.

Dirección: Condominio centro logístico RC Finca Filial # 4, el coyol de Alajuela, de la rotonda 500 mts sobre la radial ruta 27 mano izquierda.

Contacto: Ing. William Chinchilla, Gerente de Mantenimiento/Engineering Manager Micro Technologies S.A.

Teléfono: (506) 2239.5933

*“La investigación se asemeja a los largos meses de gestación,
y la solución del problema, al día del nacimiento.*

Investigar un problema es resolverlo.”

Mao Tse Tung

DEDICATORIA

A Dios Uno y Trino, eterno, lleno de amor y misericordia por el don de la vida y la oportunidad de emprender mi carrera universitaria.

A mi Madre Laura Araya Montero y a mi abuelita Ana Montero Carpio, por ser los motores de mi vida que con su ejemplo, testimonio, apoyo, sacrificio, desvelos y entrega amorosa me han motivado para alcanzar esta meta.

A mis hermanos Alejandro Torres Araya, Leonardo Torres Araya y Andrea Torres Araya, por ser mis compañeros de camino en los esfuerzos y desafíos de este proceso.

A mis amigos Mons. Mario Enrique Quirós Quirós y el Pbro. Eduardo Ramírez Ruíz, por su apoyo incondicional para dar siempre lo mejor de mí en este proceso.

A María Gabriela Ortega Mena, Róger Orozco Fallas y Gabriela Pereira Solís, por ser pilares, confidentes y personas invaluable que con su amor desinteresado han estado allí en los momentos bonitos y difíciles de mi vida.

AGRADECIMIENTOS

A los docentes de la Escuela de Ingeniería Electromecánica del Tecnológico de Costa Rica, a por haberme formado académica y profesionalmente en el campo de la ingeniería.

A Micro Technologies S.A., por otorgarme la oportunidad de desempeñar con denudo mi Trabajo Final de Graduación.

A mi profesor guía, el Ing. Ignacio del Valle, por su motivación, cercanía, conocimiento y excelentes recomendaciones en el desarrollo de este proyecto.

A los profesores Alberto Garro Zavaleta y Óscar Monge Ruíz por haber sido grandes inspiradores de lucha, esfuerzo y dedicación en el aprendizaje ingenieril.

Al Ing. William Chinchilla, gerente de Mantenimiento de Micro Technologies, por haberme dado la incondicional oportunidad de conocer la empresa, por su cercanía y sabios consejos.

Al Ing. Vinicio Herrera Cruz; asesor industrial y superintendente de planta, por su apoyo, disciplina, conocimiento, paciencia y recta intención de formar en mí, un profesional con capacidad de enfrentar los retos de la vida con inteligencia y tenacidad.

Al técnico en Electromecánica de Micro Technologies S.A. Óscar Ávila Aguilar, por sus excelentes recomendaciones, ejemplo y humildad en el trabajo desempeñado durante esta etapa.

Al Ing. Johan Solano Chinchilla, encargado de facilidades de la compañía, por su cercanía y compañerismo en este tiempo de realización del proyecto.

Al Departamento de Trabajo Social del Tecnológico por la oportunidad de adquirir conocimientos durante la asistencia estudiantil realizada y por el beneficio económico, el cual me permitió estudiar durante estos años.

A la Vicerrectoría de Investigación y Extensión del Tecnológico de Costa Rica, por haberme dado la oportunidad de ser asistente durante los dos últimos años de la formación académica; experiencia de inmensos aprendizajes.

A las empresas autobuseras Coopepar R.L., Autotransportes Romero y Autotransportes Armaraxi por el trabajo, apoyo incondicional y las enseñanzas brindadas, durante estos años de estudio y formación.

A tantas personas de camino, compañeros de universidad y bienhechores que han aportado un granito de arena para hacer realidad ese sueño.

ÍNDICE GENERAL

Resumen.....	25
Abstract.....	26
1 Capítulo I. Introducción.....	27
1.1 Introducción.....	27
1.2 Antecedentes.....	29
1.3 Reseña de la empresa.....	30
1.3.1 Misión.....	32
1.3.2 Visión.....	32
2 Capítulo II. Planteamiento del problema.....	34
2.1 Planteamiento del problema.....	34
2.2 Objetivos del proyecto.....	35
2.2.1 Objetivo general.....	35
2.2.2 Objetivos específicos.....	35
2.3 Justificación del proyecto.....	35
2.4 Viabilidad.....	36
2.4.1 Disponibilidad de tecnología.....	36
2.4.2 Disponibilidad de recursos financieros.....	37
2.4.3 Disponibilidad de recursos humanos.....	37
2.4.4 Disponibilidad de acceso a la información.....	37
2.4.5 Disponibilidad ambiental.....	37
2.5 Alcance.....	37
2.6 Limitaciones.....	38

3	Capítulo III. Marco Teórico	39
3.1	El Aire Acondicionado.....	39
3.1.1	Historia y aplicaciones.....	39
3.1.2	Funcionamiento.....	41
3.2	Sistema de Acondicionamiento de aire en Agua Helada	43
3.2.1	Generalidad.....	43
3.2.2	Configuración de los chiller.....	45
3.2.3	Selección de equipos en acondicionamiento de aire por medio de agua helada.....	53
3.3	Cálculo de Carga Térmica de Enfriamiento.....	74
3.3.1	Generalidad para el cálculo de carga térmica.....	74
3.3.2	Cálculo de carga térmica por transferencia de calor en luminarias.....	76
3.3.3	Cálculo de carga térmica por transferencia de calor en personas dentro del recinto analizado.....	77
3.3.4	Cálculo de carga térmica por radiación solar a través de difusoras y vidrios.....	78
3.3.5	Cálculo de carga térmica por transferencia de calor en exteriores y techos.....	78
3.3.6	Cálculo de carga térmica por transferencia de calor en interiores.....	80
3.3.7	Carga de refrigeración.....	81
3.3.8	Ventilación.....	81
3.3.9	Transferencia de calor en ductos.....	82
3.3.10	Cálculo de carga térmica por transferencia de calor en equipos.....	82
3.3.11	Cálculo de carga térmica por transferencia de calor en infiltraciones.....	82
3.4	Carga Térmica de Enfriamiento por medio de software Hourly Analysis Program (HAP)..	83
3.5	Psicrometría	84

3.6	Refrigerantes	90
3.6.1	Impacto ambiental.....	93
3.7	Medición de energía uso en obra nueva sistemas de agua helada.....	94
3.8	Medición de Eficiencia Energética	95
3.9	ASHRAE (american society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers)	96
4	Capítulo IV. Metodología	98
4.1	Metodología por desarrollar.....	98
4.2	Cronograma del proyecto.....	100
5	Capítulo V. Desarrollo del proyecto	102
5.1	Análisis de recinto productivo por acondicionar	102
5.1.1	Zonas de análisis para acondicionamiento de aire.	104
5.2	Cálculo de Cargas Térmicas	105
5.2.1	Transferencia de calor exteriores.	106
5.2.2	Transferencia de calor interiores.....	110
5.2.3	Radiación a través de las difusoras transparentes del techado.	110
5.2.4	Calor generado por las luminarias.....	112
5.2.5	Calor generado por personal de la fábrica.....	112
5.2.6	Infiltraciones.	113
5.2.7	Ventilación suministrada en la planta productiva.	114
5.2.8	Calor generado por equipos instalados en el área de moldeo.	115
5.2.9	Calor generado por equipos instalados en el área de Multi-switch.....	120
5.2.10	Calor generado por equipos instalados en el área de la línea 9370.....	120
5.2.11	Calor generado por equipos instalados en el área de la línea 9375 automática y flex.....	121

5.2.12	Calor generado por equipos instalados en el área de WIRE.	123
5.2.13	Calor generado por equipos instalados en el área de Micro maquinado, Toolroom A, B y C.	123
5.2.14	Psicrometría.	124
5.2.15	Presentación de todas las cargas térmicas calculadas de la planta productiva.....	125
5.2.16	Validación de cálculo de carga térmica a través del software Hourly Analysis Program (HAP).	128
5.3	Diagnóstico y propuesta de mejora para el sistema de acondicionamiento de aire de la planta en tres fases.....	129
	Fase A-Etapa de diagnóstico.....	129
5.3.1	Equipos que operan en el sistema de agua helada de la planta Micro Technologies S.A.	129
5.3.2	Limitaciones en la eficiencia del sistema.....	143
5.3.3	Análisis de sellabilidad del recinto.	148
	Fase B-Disminución de la carga térmica en el recinto.....	154
5.3.4	Instalación de mantas de aislamiento de barril para máquina de moldeo por inyección.	154
5.3.5	Instalación de mezanines aislantes para secadores de resina en zona de moldeo.	157
5.3.6	Instalación de chillers por enfriamiento de agua helada en equipos presentes del Toolroom.....	159
5.3.7	Opciones para sellado total del cuarto.	162
	Fase C-Alternativas de mejora en el diseño del sistema de agua helada para acondicionamiento de aire en la planta de producción	168
5.3.8	Alternativa A: Diagnóstico de cabeza de bombas actuales.....	168

5.3.9	Alternativa B: Selección de <i>chiller</i> , bomba y manejadoras adicionales al sistema de aire acondicionado actual.....	174
	Fase D-Impacto Ambiental.....	182
5.4	Estudio de viabilidad y factibilidad financiera de la propuesta de mejora para sistema de agua helada.....	186
5.4.1	Costos de implementación.	186
5.4.2	Costos por mantenimiento.	188
5.4.3	Análisis por demanda y consumo energético de los equipos.	188
5.4.4	Costos totales de operación.....	190
5.4.5	Estimación de escenario de viabilidad y factibilidad para la propuesta de mejora realizada.	192
6	Capítulo VI. Conclusiones y Recomendaciones.....	193
6.1	Conclusiones.....	193
6.2	Recomendaciones.....	194
7	Capítulo VII. Referencias Bibliográficas.....	196
8	Capítulo VIII. Apéndices.....	206
9	Capítulo IX. Anexos.....	222

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Línea del tiempo histórica de creación de la compañía Micro Technologies S.A.....	31
Figura 2. Organigrama de la compañía Micro Technologies S.A.....	33
Figura 3. Funcionamiento de sistema de aire acondicionado	43
Figura 4. Sistema de acondicionamiento de aire en agua helada.....	44
Figura 5. Equipos electromecánicos de sistema de agua helada para acondicionamiento de aire	45
Figura 6. Sistema de enfriador único	46
Figura 7. Sistema multienfriador	47
Figura 8. Configuración de enfriador en paralelo de una bomba.....	48
Figura 9. Configuración de enfriador en paralelo de una bomba con válvulas de aislamiento.....	49
Figura 10. Multiple pump parallel chiller configuration.....	51
Figura 11. Configuración de enfriador paralelo primario-secundario	52
Figura 12. Tubería típica de un chiller.....	54
Figura 13. Chiller de tornillo con condensación por aire.....	55
Figura 14. Separador de aire sistema HVAC agua helada.....	56
Figura 15. Válvulas de control automático de temperatura (ATCV).....	57
Figura 16. Válvula de bola.....	58
Figura 17. Válvula de mariposa	58
Figura 18. Válvulas de equilibrio calibradas	59
Figura 19. Válvula de retención.....	60
Figura 20. Válvula de compuerta.....	61
Figura 21. Válvula de globo	61
Figura 22. Válvula de tapón.....	62
Figura 23. Válvula reductora de presión (PRV)	62
Figura 24. Bobina de refrigeración	63
Figura 25. Bobina de contraflujo	64
Figura 26. Bobina evaporadora.....	64

Figura 27. Tanques de expansión/compresión.....	65
Figura 28. Conector flexible	66
Figura 29. Aletas de serpentín	66
Figura 30. Intercambiadores de calor.....	67
Figura 31. Placa de orificio.....	68
Figura 32. Serpentes de flujo paralelo	68
Figura 33. Tubos para sistema de aire acondicionado	69
Figura 34. Representación circuito primario y secundario sistema de agua helada.....	70
Figura 35. Unidades de tratamiento de aire	71
Figura 36. Moto bomba para sistema de agua helada.....	72
Figura 37. Sistema de bombeo constante.....	72
Figura 38. Bombeo variable-bypass-circuito primario y secundario.....	73
Figura 39. Make-up air industrial	74
Figura 40. Representación del software Hourly Analysis Program (Hap).....	84
Figura 41. Procesos de aire acondicionado en una carta psicrométrica.....	85
Figura 42. Carta psicrométrica ASHRAE, 2017.....	86
Figura 43. Gráfica de líneas de bulbo seco.....	87
Figura 44. Gráfica de líneas bulbo húmedo	87
Figura 45. Líneas punto de rocío	88
Figura 46. Gráfica de líneas humedad relativa	88
Figura 47. Gráfica de humedad absoluta	89
Figura 48. Gráfica de entalpía.....	89
Figura 49. Líneas de volumen específico en gráfica.....	90
Figura 50. Clasificación de los refrigerantes	92
Figura 51. Aumento previsto del impacto de los gases HFC en el futuro	93
Figura 52. Cronograma planteado para el proyecto final de graduación	100
Figura 53. Ubicación geográfica Micro Technologies S.A. Coyol de Alajuela	102
Figura 54. Diagrama psicrométrico para Coyol de Alajuela marzo 2022.....	103

Figura 55. Resultados del diagrama psicrométrico para Coyol de Alajuela marzo 2022	103
Figura 56. Gráfico general en porcentajes obtenidos de carga térmica (Ton) en recintos de la planta productiva Micro Technologies S.A	127
Figura 57. Enfriadores tipo scroll refrigerados por aire Modelo CGAM	131
Figura 58. Bomba Bell & Gossett de tipo e-1510 SSF 5.375	132
Figura 59. Curvas de rendimiento bomba Bell & Gossett de tipo e-1510 SSF 5.375	133
Figura 60. Válvula de triple servicio Bell & Gossett.....	134
Figura 61. Performance Climate Changer™ Air Handler Model UCCA marca Trane	135
Figura 62. Datos de placa de Performance Climate Changer™ Air Handler Model UCCA.....	135
Figura 63. Horizon™ Outdoor Air Unit marca Trane	136
Figura 64. Make-up Trane tipo Horizon™ Outdoor Air Unit	137
Figura 65. Tubería PVC de agua 4 y 6 inch.....	138
Figura 66. Cañuela para tubería PVC de agua 4y 6 inch	138
Figura 67. Protección metálica de acero inoxidable	139
Figura 68. Válvulas de compuerta en sistema de agua helada.....	140
Figura 69. Válvula de mariposa tipo lug.....	140
Figura 70. Bell & Gossett Series B-200LA ASME Pressurized Expansion Tank serie N.O 344005	141
Figura 71. Trane Frecuency Drive	142
Figura 72. Ductos textiles para acondicionamiento de aire en planta industrial.....	143
Figura 73. Interfaz de configuración de acondicionamiento de aire Micro Technologies S.A.....	144
Figura 74. Dashboard de planta agua helada Micro Technologies S.A.....	145
Figura 75. Comparación temperatura de suministro inicial y temperatura de suministro en manejadoras	146
Figura 76. Gráfico de variación de temperatura y %de humedad relativa en jornada laboral de 6:00 a.m. a 4:00 p.m. en tiempo de verano	150
Figura 77. Cumbre de techo con fuga en planta de producción industrial.....	151
Figura 78. Cumbre de techo planta Micro Technologies S.A.....	151

Figura 79. Cortinas plásticas y metálicas en bodega de exportación abiertas provocando salidas de aire	152
Figura 80. Fugas de aire en puertas de salida de emergencia y cortinas metálicas del área de moldeo	153
Figura 81. Puertas de ingreso de colaboradores a la planta en constante apertura	154
Figura 82. Manta de aislamiento de barril marca RedsAnt.....	156
Figura 83. Características físicas chaqueta de aislamiento térmico de la máquina de moldeo por inyección.....	156
Figura 84. Inyectora Micro Technologies S.A. para colocación de chaqueta con aislante térmico en barril.....	157
Figura 85. Mezzanine para zona industrial en un sistema de inyectoras de resina	158
Figura 86. Máquina de erosión por hilo Micro Technologies S.A.	159
Figura 87. Máquina de erosión por electrodo	160
Figura 88. Erosionadora de hilo con chiller Robocut	161
Figura 89. Erosionadora de electrodo con chiller Agie Charmilles	162
Figura 90. Entrada a la planta de producción y demostración de puerta abierta en jornada laboral..	164
Figura 91. Layout de lobby para entrada y salida a la planta de producción de Micro Technologies S.A.	165
Figura 92 Presencia de partículas de polvo en ductos de tela.....	166
Figura 93. Presencia de partículas de polvo en tuberías de agua y aire comprimido.....	167
Figura 94. Presencia de partículas de polvo en estructuras metálicas.....	167
Figura 95. Distribución de tuberías ruta crítica planta de producción	169
Figura 96. Curvas de caída de presión Chiller Trane CGAM.....	172
Figura 97. Instalación de chiller y tres manejadoras en planos de aire acondicionado Micro Technologies S.A.....	178
Figura 98. Recuperador entálpico	180
Figura 99. Funcionamiento de recuperador entálpico.....	181

Figura 100. Esbozo de instalación de recuperadores entálpicos-planos HVAC Micro Technologies S.A.	182
Figura 101. Toma de datos para cálculo de carga térmica en planta Micro Technologies S.A. 1	206
Figura 102. Toma de datos para cálculo de carga térmica en planta Micro Technologies S.A. 2	206
Figura 103. Planos eléctricos 1 sistema de iluminación Micro Technologies S.A	222
Figura 104. Planos eléctricos 2 sistema de iluminación Micro Technologies S.A	223
Figura 105. Luminarias en planta Micro Technologies S.A.....	223
Figura 106. Factor máximo de ganancia de calor solar para vidrio iluminado por el sol.....	224
Figura 107. Diferencias de temperatura de la carga de refrigeración para calcular la carga de refrigeración de cubiertas planas.....	225
Figura 108. Diferencias de temperatura de carga de enfriamiento para calcular la carga de enfriamiento de paredes iluminadas por el sol	226
Figura 109. Descripción del grupo de construcción de muros.....	227
Figura 110 Corrección CLTD por latitud y mes aplicada a paredes y cubiertas	228
Figura 111. Coeficiente global U de transferencia de calor para el vidrio	229
Figura 112. Diferencias de temperatura de carga de enfriamiento (CLTD)para conducción a través de vidrios	229
Figura 113. Factor máximo de ganancia de calor solar para vidrio iluminado por el sol.....	230
Figura 114. Factor de ganancia máxima de calor solar para vidrios.....	231
Figura 115. Coeficientes de sombreado para vidrio sin o con dispositivos de sombra interior.....	232
Figura 116. Factores de carga de enfriamiento para vidrio sin sombreado interior con pisos alfombrados	232
Figura 117. Factores de carga de enfriamiento para vidrio sin sombreado interior sin pisos alfombrados	233
Figura 118. Factor de enfriamiento-vidrios	234
Figura 119. Sombreado de proyecciones aéreas	235
Figura 120. Coeficiente sombreado-vidrio	235
Figura 121. Tasas de ganancia de calor de los ocupantes de espacios acondicionados.....	236

Figura 122. Factores de carga de refrigeración por calor sensible para las personas	237
Figura 123. Valores mínimos de ventilación	237
Figura 124. Carta Psicrométrica en zona de confort térmico.....	238
Figura 125. Ganancia de calor de los motores eléctricos típicos	239
Figura 126. Planta sistema de aire acondicionado-planta conjunto 1 nivel	240
Figura 127. Planta sistema de aire acondicionado-planta conjunto 2 nivel	241
Figura 128. Planta sistema de aire acondicionado-planta conjunto 2 nivel ampliado	242
Figura 129. Planos sistema de aire acondicionado de planta, tuberías agua helada 1 nivel y 2 nivel	243
Figura 130. Aire fresco Make Up-sección transversal y longitudinal de detalle de instalación para alturas de unidades manejadores nave principal	244
Figura 131. Diagrama Unifilar de chiller sistema de agua helada-ampliación casa máquinas-detalle de accesorios en tramo vertical.....	245
Figura 132. Inyectora Milacron-Fanuc α -S250iA.....	246
Figura 133. Inyectora Milacron-Fanuc SiB-65	246
Figura 134. Inyectora Milacron-Fanuc α -S100iA.....	247
Figura 135. Inyectora α -S300iA	247
Figura 136. Inyectora α -S100iB.....	247
Figura 137. Inyectora Arburg Allrounder 470E	248
Figura 138. Inyectora S-2000i100A	248
Figura 139. Inyectora Roboshot-2000i100B.....	248
Figura 140. Inyectora Roboshot-2000i165B.....	249
Figura 141. Secador de resina Conair	249
Figura 142. Secador de resina Novatec.....	249
Figura 143. Secador de resina Novatec VL-5	250
Figura 144. Fanuc Robodrill α -D21MiB5ADV	250
Figura 145. Makino PSI05.....	250
Figura 146. F5 Makino	251
Figura 147. Citizen Machinery Cool Blaster	251

Figura 148. Tasas máximas recomendadas para infiltraciones en puertas y ventanas.....	252
Figura 149. Friction Loss and Velocity	252
Figura 150. Friction Loss and Velocity	253
Figura 151. Friction Loss and Velocity	253
Figura 152. Friction Loss and Velocity	254
Figura 153. Friction Loss and Velocity	254
Figura 154. Friction Loss and Velocity	255
Figura 155. Friction Loss and Velocity	255
Figura 156. Ficha técnica Chiller Scroll enfriado por aire.....	257
Figura 157. Ficha técnica Bomba seleccionada	260
Figura 158. Ficha técnica manejadora seleccionada.....	263
Figura 159. Diagrama de conexión tubería y nuevos equipos-TACO.....	265
Figura 160. Tipo de cambio dollar USA BCCR.....	268
Figura 161. Representación gráfica utilización software Hourly Analysis Program (HAP)	269

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Configuraciones de series de temperaturas	46
Tabla 2. Condiciones de rendimiento y temperatura en distintas condiciones de carga	49
Tabla 3. Configuración en paralelo de una bomba con válvulas de aislamiento caudales y temperaturas.	50
Tabla 4. Múltiples flujos de configuración en paralelo de bomba y temperaturas	52
Tabla 5. Peso operativo aproximado del enfriador	54
Tabla 6. Metodología empleada en el proyecto.	98
Tabla 7. Condiciones climáticas externas en Coyol de Alajuela	104
Tabla 8. Zonas de acondicionamiento de aire con área y volumen específicos	105
Tabla 9. Valor de DTCE corregido para techos	107
Tabla 10. Carga térmica debido a la conducción a través de techos	107
Tabla 11. Valor de DTCE corregido para paredes	108
Tabla 12. Carga térmica debida a la conducción en paredes	108
Tabla 13. Valor de DTCE corregido para vidrios	109
Tabla 14. Carga térmica debida a la conducción en vidrios.....	109
Tabla 15. Datos de FGCS correspondientes a la latitud 10°	111
Tabla 16. Factores de carga de enfriamiento.....	111
Tabla 17. Carga térmica por radiación solar a través de difusoras.....	111
Tabla 18. Carga térmica por alumbrado planta de producción por zona	112
Tabla 19. Carga térmica debido a personas ubicadas en la planta de producción de la compañía Micro Technologies S.A.....	113
Tabla 20. Datos de carga térmica obtenidos por infiltraciones	113
Tabla 21. Carga térmica debido a la ventilación por aire fresco.....	114
Tabla 22. Carga térmica generada en 63 equipos de moldeo.....	119
Tabla 23. Carga térmica generada por los equipos del área de multi-switch.....	120
Tabla 24. Carga térmica generada por los equipos del área de línea 9370	121

Tabla 25. Carga térmica generada por los equipos del área de línea 9375 automática.....	122
Tabla 26. Carga térmica generada por los equipos del área de línea 9375 Flex	122
Tabla 27. Carga térmica generada por los equipos del área de línea WIRE	123
Tabla 28. Carga térmica generada por los equipos del área de Micro maquinado, Toolroom A, B y C	124
Tabla 29. Valores de CFM, CFM/ton y en m ³ /s necesarios para cumplir con la carga de enfriamiento	125
Tabla 30. Tabla general del total de cargas térmicas calculadas para los recintos de la planta productora Micro Technologies S.A.	126
Tabla 31. Datos obtenidos del cálculo por recintos mediante el uso del HAP y el % de diferencia con respecto a la memoria de cálculo software Excel	128
Tabla 32. Presión de vapor saturado, densidad del agua.....	149
Tabla 33. Variación de temperatura y % de HR en una jornada laboral de 6:00 a.m. a 4:00 p.m. en tiempo de verano.....	149
Tabla 34. Carga térmica generada por chillers de erosionadoras.....	162
Tabla 35. Valores en pérdida por fricción en ruta crítica del sistema de tuberías.....	170
Tabla 36. Valores en pérdida por fricción de figuras presentes en la ruta crítica	170
Tabla 37. Valores en pérdida por fricción de válvulas y componentes en la ruta crítica.....	171
Tabla 38. Total general de pérdidas de presión en ruta crítica.....	172
Tabla 39. Características del enfriador seleccionado	175
Tabla 40. Características de la bomba seleccionada	177
Tabla 41. Datos de placa manejadora seleccionada	178
Tabla 42. Valores de área efectiva, flujo volumétrico de aire y velocidad en el retorno de cada manejadora.....	179
Tabla 43. Valores de volumen específico, temperatura y entalpia para cada equipo.....	179
Tabla 44. Valores y capacidad obtenidas con el análisis psicrométrico para cada manejadora.....	179
Tabla 45. Clasificación de eficiencia energética para sistemas de aire acondicionados	184
Tabla 46. Clasificación de eficiencia en equipos enfriados por aire en sistema de agua helada.....	184

Tabla 47. Costos de implementación para la tubería de la ruta crítica establecida en este análisis ...	186
Tabla 48. Costos de implementación para accesorios de la ruta crítica establecida en este análisis .	187
Tabla 49. Costos de implementación para equipos de la ruta crítica establecida en este análisis.....	187
Tabla 50. Datos totales por costos de implementación	187
Tabla 51. Datos por costos de mantenimiento	188
Tabla 52. Factor de utilización en jornada de tiempo laboral	189
Tabla 53. Demanda y consumo energético del chiller de acuerdo con la carga máxima de las manejadoras	190
Tabla 54. Demanda y consumo energético mensual del circuito primario de bombas	190
Tabla 55. Consumo energético y demanda por parte de los equipos principales del sistema de agua helada.....	190
Tabla 56. Costo total de operaciones de consumo de energía y porcentaje de ahorro energético	191
Tabla 57. Sumatoria total de los costos para la inversión de mejora en planta Micro Technologies S.A.	191
Tabla 58. Memoria de cálculo de viabilidad y factibilidad financiera.....	192
Tabla 59. Datos generales de recinto para cálculo de carga térmica.....	207
Tabla 60. Cálculo de carga térmica para recinto de moldeo	208
Tabla 61. Cálculo de carga térmica para recinto de bodega 1.....	209
Tabla 62. Cálculo de carga térmica para recinto de Multiswitch.....	210
Tabla 63. Cálculo de carga térmica para recinto de Línea 9370.....	211
Tabla 64. Cálculo de carga térmica para recinto de Línea 9375 Automática y Flex	212
Tabla 65. Cálculo de carga térmica para recinto de Wire	213
Tabla 66. Cálculo de carga térmica para recinto de Área Libre.....	214
Tabla 67. Cálculo de carga térmica para recinto de Micro Maquinado	215
Tabla 68. Cálculo de carga térmica para recinto de Toolroom A	216
Tabla 69. Cálculo de carga térmica para recinto de Toolroom B	217
Tabla 70. Cálculo de carga térmica para recinto de Toolroom C	218
Tabla 71. Cálculo de carga térmica para recinto de Taller de Mantenimiento	219

Tabla 72. Cálculo de carga térmica para recinto de Incoming.....	220
Tabla 73. Cálculo de carga térmica para recinto de Bodega 2.....	221
Tabla 74. Accesorios y válvulas expresados en pies (m) equivalente de tubería.....	256
Tabla 75. Longitud equivalente, pies de tubo, para conexiones y válvulas	256
Tabla 76. Propiedades del refrigerante R410A-ficha técnica	265

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1. Ganancia de calor por luminarias	76
Ecuación 2. Transferencia de calor latente	77
Ecuación 3 Transferencia de calor sensible	77
Ecuación 4. Radiación solar a través de difusoras y vidrios	78
Ecuación 5. Conducción a través de la estructura exterior y techos	78
Ecuación 6. Corrección del DTCE para paredes y techos.....	79
Ecuación 7. Corrección del DTCE para vidrios	80
Ecuación 8. Conducción a través de interiores	80
Ecuación 9. Calor latente transferido por aire de ventilación	81
Ecuación 10. Calor latente transferido por aire de ventilación	81
Ecuación 11. Ganancia de calor en ductos.....	82
Ecuación 12. Calor sensible generado por infiltraciones	82
Ecuación 13. Coeficiente de funcionamiento (COP)	95
Ecuación 14. Relación de eficiencia energética	95
Ecuación 15. Potencia eléctrica.....	115
Ecuación 16. Ganancia de calor por equipo eléctrico	115
Ecuación 17. Cálculo de factor de carga para resistencias y motores.....	116
Ecuación 18. Ganancia de calor Q	116
Ecuación 19. Ganancias de calor sensible en motor	117
Ecuación 20. Humedad relativa -%	149

LISTA DE SIGLAS Y ACRÓNIMOS

bs	Temperatura de bulbo seco
bh	Temperatura de bulbo húmedo
BMS	<i>Building Management System</i>
CHW	<i>Chilled Water</i>
CHWS	<i>Chiller Water Supply</i>
CHWR	<i>Chilled Water Return</i>
CW	<i>Condenser Water</i>
CWS	<i>Condenser Water Supply</i>
CWR	<i>Condenser Water Return</i>
DTCE_c =	<i>Temperature difference for corrected cooling load</i>
DTCE	<i>Temperature difference for cooling load</i>
FB	<i>Factor de Balastro</i>
fps	<i>Feets Per Second</i>
hr	Humedad relativa
h	Entalpía
LMTD	<i>Logarithmic mean temperature difference</i>
LTW	<i>Low Temperature Water</i>
MTW	<i>Medium Temperature Water</i>
PRV	<i>Pressure Reducing Valves</i>
Payback	<i>Plazo de recuperación</i>
pr	<i>Temperatura de punto de rocío</i>

SI *Sistema Internacional de Unidades*

TIR *Tasa Interna de Retorno*

TSD *Tasa Social de Descuentos*

VAN *Valor Actual Neto*

RESUMEN

En este proyecto se lleva a cabo una propuesta de mejora para el diseño existente del acondicionamiento de aire de la planta productiva Micro Technologies S.A. Se cuenta con un sistema de agua helada que suministra el confort térmico de toda la empresa. Este abarca el área de producción, las instalaciones administrativas y el recinto del comedor. Para el presente trabajo, se delimitará el análisis exclusivamente en el área productiva.

Micro Technologies S.A es una compañía que se encuentra en un proceso acelerado de constante crecimiento debido a su carácter innovador. Esto ha implicado la integración de nuevos equipos y un alza en el crecimiento de personas laborando en las instalaciones. Como consecuencia de este escenario, los sistemas HVAC no han sido suficientes para mantener el confort térmico óptimo de la planta, según las condiciones de trabajo que se requieren.

Por esta razón, la empresa pretende realizar un estudio ingenieril en el diseño del sistema de acondicionamiento de aire, con el fin de buscar alternativas que alcancen el confort térmico deseado. Como resultado del estudio, este informe propone un análisis de la carga térmica para el piso de producción, así como de las tuberías, la distribución y el rendimiento del equipo actual. Además, de la instalación de un nuevo enfriador, una nueva bomba y tres manejadoras de aire. También se describen recomendaciones sobre la distribución del piso y la ubicación de los equipos.

Finalmente, para asegurar la viabilidad del proyecto, se realizaron dos análisis. Uno sobre el impacto ambiental que demuestra el no incremento de la huella de carbón por parte de Micro Technologies S.A. El otro, bajo una mirada financiera, que considera la inversión inicial, los costos de mantenimiento y el costo de energía para determinar el VAN, TIR y el plazo de recuperación.

Palabras clave

Acondicionamiento de aire, sistema de agua helada, carga térmica, ASHRAE *Handbook Fundamentals*, factibilidad y viabilidad financiera, Micro Technologies S.A.



Esta obra de José Ignacio Torres Araya está autorizada bajo [Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

ABSTRACT

This project's goal is the improvement of the existing design of the HVAC system at Micro Technologies S.A. As of now, there is a chilled water system that provides with thermal comfort the entire company, including production area, the administrative facilities, and the dining room. The project will be limited to the production area.

Micro Technologies S.A is constantly growing at an accelerated rate due to its innovative nature. Therefore, the number of workers and equipment has grown as well, increasing at the same time the thermal load of the company. For this reason, the HVAC systems haven't been enough to maintain the optimal thermal comfort for the required working conditions.

Micro Technologies S.A plans to conduct an engineering study over the actual HVAC system to justify the investment over it. This includes an analysis of the thermal load for the production floor, as well as piping, distribution, and the current performance of the equipment. As a result of the study, this report proposes the installation of a new chiller, a new pump and three air handlers. Recommendations over the distribution of the floor and equipment locations are described as well.

Finally, to ensure the feasibility of the project, two analyses were made. One analysis regarding the environmental impact to ensure that Micro Technologies S.A would not increase its carbon footprint. The other one, under a financial sight, considered the initial investment, maintenance costs and energy cost to determine the NPV, ROI and the Payback Period.

Key words

Air conditioning, chilled water system, thermal load, ASHRAE Handbook Fundamentals, feasibility and financial viability, Micro Technologies S.A.



This work by José Ignacio Torres Araya is licensed under a [Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

1 CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

1.1 INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la utilización del aire acondicionado en edificaciones, empresas, industrias y organizaciones ha tenido un impacto importante para el buen desarrollo y ejecución de los diversos procesos y tareas que se llevan a cabo en estas. Esto se debe a que el aire acondicionado contribuye a mejorar el confort térmico de quienes se encuentran en dichos lugares, controlar la temperatura, humedad, limpieza, ventilación y movimiento del aire circulante, así como de crear una atmósfera óptima para la fabricación de productos según el contexto que se requiera.

Los sistemas de climatización industrial funcionan para favorecer un ambiente de temperatura y humedad adecuadas. “Contar con una mala regulación de éstas afecta negativamente tanto a los usuarios como a los equipos de la instalación. La climatización industrial permite que los materiales utilizados durante la producción se mantengan en óptimo estado” (Sanimamp, 2021).

El funcionamiento de un aire acondicionado industrial no es diferente del conocido en lo doméstico. Su función principal es procesar el aire de forma continua para que la temperatura y la humedad sean adecuadas. El proceso comienza con la succión del aire procedente del exterior a través de una o más bombas de calor. Este pasa por filtros y ventiladores de la unidad de tratamiento que lo higienizan y regulan los niveles de humedad (Sanimamp, 2021).

Para la empresa Micro Technologies S.A. la utilización del aire acondicionado es elemental, ya que, al ser una industria de manufactura, requiere del control de la carga térmica de la zona para ejecutar correctamente los procesos de fabricación de las piezas y productos que en ella se diseñan. El principal sistema de abastecimiento del aire acondicionado corresponde al sistema de agua helada.

La empresa busca ofrecer adecuadas condiciones de trabajo a sus colaboradores otorgando eficientes recursos en materia de seguridad e higiene ambiental. De ahí que, como generadora de diseño, innovación y cambio, se ha comprometido de manera responsable en la búsqueda de propiciar un benéfico impacto ambiental en la correcta administración y aprovechamiento de los recursos. Además, es una industria que goza de la certificación ISO 13485: 2016, certificación ISO 9001: 2015, certificación ISO / TS 16949: 2016.

En este proyecto, se esbozan los requerimientos iniciales y el fundamento base para el desarrollo de una propuesta de diseño en el sistema del aire acondicionado de la planta de productividad de Micro Technologies.

Esto tiene como fin conocer el dato total de carga térmica existente y evaluar el funcionamiento de los equipos electromecánicos del sistema de aire acondicionado actual para realizar un diseño de acondicionamiento de aire que proporcione el confort térmico ideal de la planta, “el cual debería oscilar entre los 21 y 23 grados Celsius” (Herrera, 2021), se reduzca el consumo energético, se disminuya el impacto ambiental y sea financieramente viable y factible para la compañía. Finalmente, se tomará en cuenta el criterio de ASHRAE para el diseño que se propone.

1.2 ANTECEDENTES

Micro Technologies S.A., es una compañía que en los inicios de su creación se instaló en la provincia de Cartago en los años de 1970. Empezó siendo una empresa pequeña de producción en manufactura. Conforme fue creciendo en demanda de operaciones, productividad, equipos y colaboradores, los dueños decidieron trasladarse a la Provincia de Heredia en la zona franca Global (Herrera, 2021).

Durante los años de producción en la zona franca Global Park, la compañía tuvo un crecimiento importante en la venta de sus productos a nivel mundial. Para el año 2018, concretamente el 16 de octubre de ese año, Micro Technologies S.A., siendo una empresa especializada en innovar y desarrollar componentes para industrias globales, inauguró su nueva planta de producción en el parque Terra Industrial, en Coyol de Alajuela (Loría, 2018). Las nuevas instalaciones cuentan con un área de 15.000 metros cuadrados y representan un hito de innovación dentro del sector de manufactura. Su construcción y acondicionamiento requirieron una inversión de US\$15 millones (Loría, 2018).

Según Herrera (2021), a lo largo de estos 5 años de producción, la nueva planta se ha encontrado en un crecimiento constante, lo que ha provocado transformaciones en toda la estructura organizativa de la empresa. En materia de producción, Herrera (2021) afirma que uno de los aspectos en cambio es el confort térmico de la planta. Esto se debe a que, por la demanda de trabajadores en las líneas de manufactura y la instalación de nuevos equipos, este no es el ideal.

Se ha registrado, por medio de diagnósticos (Herrera, 2021), que el sistema de acondicionamiento de aire actual ha disminuido las expectativas de comodidad térmica debido al crecimiento mencionado. Es evidente por los cambios considerables en la temperatura y humedad relativa del entorno. Se proyecta que, en término de un año, la eficiencia del sistema actual no sea el adecuado.

Este escenario pone en riesgo la producción de la compañía porque sin un ideal sistema de aire acondicionado las operaciones no se llevarán a cabo correctamente, los colaboradores no se encontrarán laborando en las condiciones óptimas para la manufactura y los equipos se verán afectados en su funcionamiento.

1.3 RESEÑA DE LA EMPRESA

Micro Technologies S.A. es una compañía manufactura que, a lo largo de más de cincuenta años, ha estado resolviendo los desafíos de diseño y fabricación que otras compañías no habían logrado. Es una industria que ha fabricado y entregado miles de millones de componentes impecables a más de treinta países en industrias donde el fracaso no es una opción y sobresale en estos entornos sin concesiones como el proveedor confiable para los fabricantes de equipos originales de primer nivel (Micro Technologies, 2021).

Esta empresa existe no solo para fabricar componentes con los más altos estándares de calidad, sino también para avanzar en la implementación de nuevas tecnologías para el mejoramiento de la industria y la humanidad (Micro Technologies, 2021). De ahí que una de sus políticas radica en que “un solo componente, mejor diseñado e integrado en la producción en masa, puede cambiar el impacto de la nueva tecnología de una idea interesante a un cambio de juego global” (Micro Technologies, 2021).

Es una compañía que invierte “fuertemente en descubrir las herramientas, tecnologías e innovaciones disponibles con el único objetivo de ayudar a los clientes a ofrecer resultados más inteligentes, más pequeños, más seguros y rápidos” (Micro Technologies, 2021). Micro le permite repensar los productos que diseña y los componentes que crea para obtener un mayor valor de múltiples formas.

Con sus clientes, la compañía se adapta a las innovaciones de fabricación de formas que tengan un impacto en los resultados finales, proporciona múltiples soluciones de costos para el mismo problema, para potenciar la elección y la toma de decisiones basadas en el apetito por la innovación. A su vez, expone ideas a una escala inaudita en la industria yendo más allá del alcance para ofrecer más. (Micro Technologies, 2021). En este mismo sentido, busca experimentar una mayor calidad y rendimiento a un menor costo por pieza, generando plazos más rápidos, todo con control logístico predictivo.

Actualmente, es una industria que se encuentra implementando la inteligencia de la innovación a través de equipos de MicroLabs para aceptar los problemas y desafíos que traen los clientes logrando implementar soluciones internamente con una ejecución y precisión impecables a través de las instalaciones de fabricación de MicroTech (Micro Technologies, 2021).

Micro Technologies S.A. ofrece soluciones de ingeniería avanzadas en los mercados de semiconductores, automotriz, médico e industrial.

Desde diseños y materiales disruptivos hasta ensamblajes automatizados complejos. Diversos equipos e instalaciones enfocan capacidades integradas en el diseño de componentes, creación de prototipos, herramientas, fabricación, validación de partes y producción a escala de componentes metálicos de precisión, ensamblajes de alambre de metal precioso, interruptores y sensores de precisión, micro maquinado y automatización (Loría, 2018).

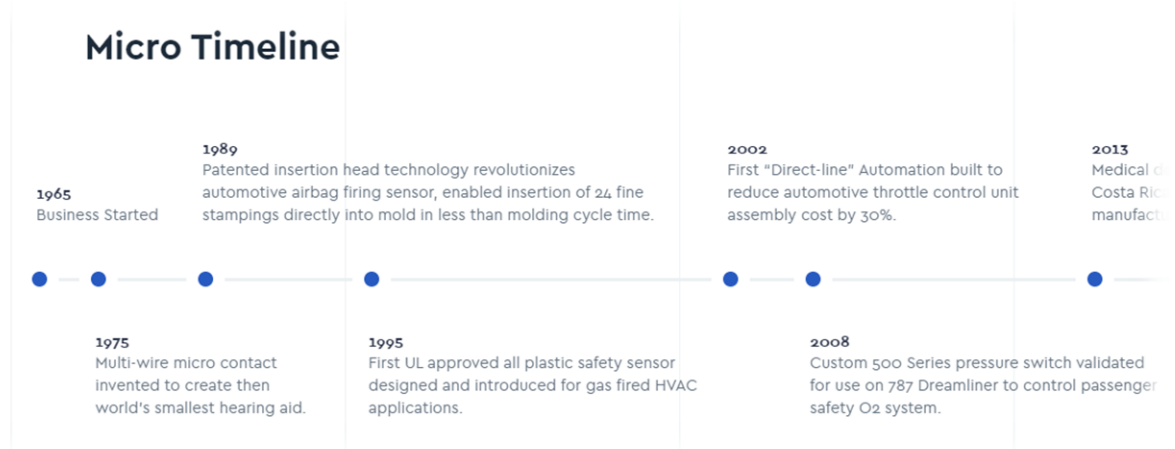
La nueva planta de fabricación es un edificio de última generación que se distingue por prácticamente no tener paredes desde el piso de la fábrica hasta los espacios de la oficina. Esta llamativa característica respalda el compromiso de la compañía con la calidad, la velocidad y la transparencia (Loría, 2018).

La fábrica compensa esta estructura abierta con:

características de diseño de vanguardia, como techos reflectantes y muros verdes vivos, todo lo cual se combina con sistemas de aire acondicionado y de aprovechamiento de aguas de última generación que le merecieron la certificación LEED Gold. El nuevo espacio representa un aumento del 30% de las instalaciones y la posibilidad de duplicar su tamaño sin necesidad de reubicar la planta (Loría, 2018).

En la siguiente figura se puede observar la línea del tiempo histórica de existencia de la compañía en mención.

Figura 1. Línea del tiempo histórica de creación de la compañía Micro Technologies S.A.





Nota: La línea del tiempo no incluye los años del 2019 al 2022, puesto que no se ha actualizado en la página de la compañía. Adaptado de *Línea de tiempo histórica de creación de la compañía Micro Technologies*, por Micro Technologies S.A., 2022, Micro (<https://mic-tec.com/about/>).

1.3.1 Misión.

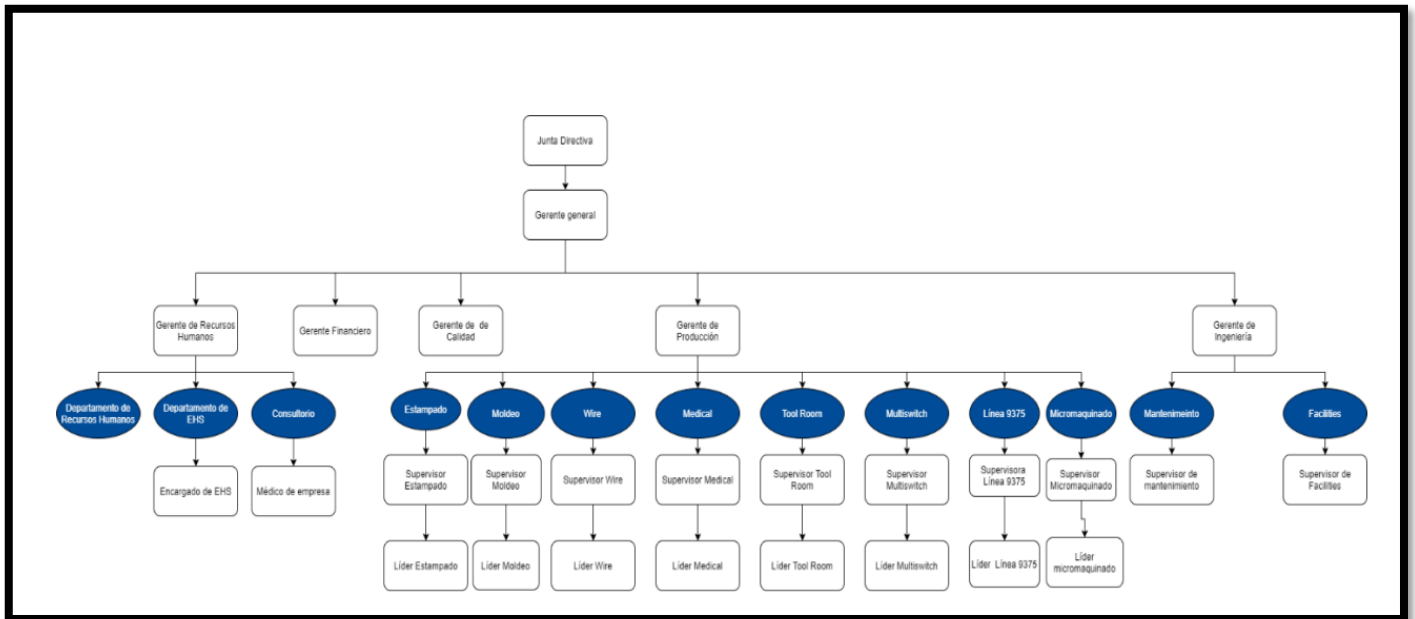
La misión corresponde a “liderar desde el frente en la adopción de prácticas de fabricación digitales e innovadoras, orientadas a transformar la calidad, la velocidad y la economía a cualquier escala” (Micro Technologies, 2021).

1.3.2 Visión.

La compañía Micro Technologies S.A. parte de un concepto que denomina la visión Vivid, la cual es un estado futuro. Es decir, proyectan en resumen de tres años con miras al futuro. Micro es responsable de la Visión Viva y la comparte con el equipo, los clientes, proveedores y colegas para acompañarlos en sus objetivos (Micro Technologies, 2021).

En la siguiente figura se detalla el organigrama de la compañía:

Figura 2. Organigrama de la compañía Micro Technologies S.A.



Nota: Adaptado de *Organigrama de la empresa Micro Technologies S.A. Costa Rica* (p. 17), por Repositorio TEC, 2021 (<https://repositoriotec.tec.ac.cr/handle/2238/13532>).

2 CAPÍTULO II. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

2.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

¿Se conserva el 100 % del área física de la planta de producción de Micro Technologies S.A. en un rango de confort térmico de temperatura oscilante entre los 21°C y 25°C y un porcentaje de humedad relativa entre un 50 % y 70 % como máximo para el crecimiento productivo de esta?

En la empresa se cuenta con un sistema de aire acondicionado que abastece la totalidad de la planta productiva como en el área de oficinas, comedor y salud. Este sistema ha venido operando en las instalaciones aproximadamente desde hace cuatro años.

Con respecto a la información proporcionada por la compañía (Herrera, 2021), se cuenta con los datos de trabajo de los *chillers* presentes en ella por medio del *software* Tracer SC (Trane, Trane TM SC, 2021), los cuales revelan el porcentaje de eficiencia del sistema de aire acondicionado.

El lugar de análisis se focaliza en la planta de producción, ya que la eficiencia del sistema de acondicionamiento de aire no es la idónea. Esto porque la empresa se encuentra en un proceso de crecimiento continuo, donde la demanda de personal es progresiva y nuevas máquinas han sido instaladas. Dichos factores aumentan la carga térmica de la planta y la eficiencia del sistema de aire acondicionado no ha alcanzado el confort térmico requerido. Actualmente, no se conoce el dato de carga térmica total de la zona de producción.

Los porcentajes de operación de los *chillers* alcanzan hasta un rango del 85 % de operatividad en tiempos muy cortos del día, situación que es alarmante, porque, según el fabricante de estos (Trane, Trane TM SC, 2021), el trabajo correcto ha de ser de un 65 % para mantener la comodidad térmica requerida y generar un consumo energético adecuado. Esto induce a un mayor esfuerzo por parte de los equipos del sistema de aire acondicionado.

Se plantea, por tanto, una propuesta de mejora en el diseño acondicionamiento de aire, que conserve las condiciones térmicas deseadas en la planta y contribuya al crecimiento productivo, sostenible, ambiental y financiero de Micro Technologies S.A.

2.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO

2.2.1 Objetivo general.

Diseñar una propuesta de mejora para el sistema de aire acondicionado de la planta Micro Technologies S.A. que, conserve el 100 % del área física en un rango de confort térmico de temperatura oscilante entre los 21°C y 25°C y un porcentaje de humedad relativa entre 50 % y 70 %, según los lineamientos de ASHRAE *Fundamentals*.

2.2.2 Objetivos específicos.

1. Estimar la carga térmica de la planta productiva, según lo establecido por ASHRAE *Handbook Fundamentals*. Indicador de logro: Memoria de cálculo de carga térmica.
2. Evaluar el funcionamiento de los equipos físicos del sistema de acondicionamiento de aire en la planta. Indicador de logro: Etapas de diagnóstico de operaciones.
3. Diseñar una propuesta de mejora para el sistema de agua helada actual por medio de la escogencia de equipo y dispositivos necesarios que permita la correcta circulación del aire acondicionado dentro de la planta, según el criterio de ASHRAE *Handbook Fundamentals*. Indicador de logro: Selección de equipos y dispositivos, alternativas de mejora.
4. Estimar la viabilidad financiera sobre el costo-implementación de la propuesta de mejora en el diseño de aire acondicionado para la compañía por medio de un análisis económico. Indicador de logro: Memoria de cálculo de viabilidad financiera.

2.3 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

La compañía Micro Technologies S.A. “ofrece soluciones imprescindibles desde componentes individuales hasta sistemas terminados. Micro se erige como uno de los proveedores integrados verticalmente más buscados de la industria, y posee las capacidades internas para actuar como una ventanilla única con responsabilidad de un solo punto” (Micro Technologies, 2021).

El desarrollo productivo ha tenido un impacto importante a nivel económico dentro de la estructura organizacional de la compañía y en el contexto de la pandemia de la COVID-19, “se han buscado alternativas para mantener la planta física en las óptimas condiciones de comodidad térmica que favorezcan el buen desempeño de las operaciones que se efectúan” (Herrera, 2021).

Uno de ellos radica en las observaciones y diagnósticos que se han ejecutado para el análisis de la climatización dentro de la empresa y, sobre todo, en lo que respecta a la planta de manufactura. Estos diagnósticos responden a la creciente demanda que tiene la industria en su nivel de producción, los cuales reflejan que la eficacia del confort térmico de la zona de trabajo no es la ideal, debido a cambios de humedad relativa y temperatura considerables. Las opiniones por parte de los colaboradores de la planta expresan esta disconformidad, porque “sienten calor” (Herrera, 2021) cuando laboran en sus puestos de servicio.

Ante este escenario, es de capital importancia evaluar los equipos del sistema actual de aire acondicionado, con el fin de obtener resultados reales que demuestren el funcionamiento de estos, así como de realizar el cálculo total de la carga térmica de la zona.

Con estos parámetros, se marcarán los criterios ingenieriles para una nueva propuesta de diseño de climatización que alcance el confort térmico dentro de la planta, el cual tiene como “objetivo brindar parámetros referentes para así valorar las condiciones micro-climáticas de un espacio y determinar si son adecuados térmicamente para el uso del ser humano y los equipos” (Pesántes Moyano, 2022). Con las condiciones térmicas ideales, se puede también promover un ahorro de recursos energéticos, un impacto sostenible favorable y una calidad productiva mejorada en el entorno.

Un diseño de acondicionamiento de aire para la empresa Micro Technologies S.A. bajo los criterios de ASHRAE (2017), de viabilidad financiera, sostenibilidad ambiental y sustentado en los resultados de funcionamiento del sistema en vigencia, así como del dato de carga térmica total, permitirá que la compañía valore la aplicación de este diseño con el fin de garantizar el confort térmico deseado en la planta.

2.4 VIABILIDAD

Se dispone de los siguientes recursos para la viabilidad del proyecto en la compañía Micro Technologies.

2.4.1 Disponibilidad de tecnología.

La compañía cuenta con *softwares* de aplicación ingenieril para el suministro de datos en el sistema de aire acondicionado, como lo es el *software* Tracer SC (Trane, Trane TM SC, 2021), que monitorea el funcionamiento de los *chillers* y los equipos electromecánicos que lo componen.

2.4.2 Disponibilidad de recursos financieros.

Micro Technologies S.A. es una industria planificadora de sus recursos económicos, que la capacita para invertir a grandes escalas, en función de lograr las óptimas condiciones para su producción. Por ello, a través de un análisis financiero en esta propuesta, se cuenta con la posibilidad de analizar la inversión en un diseño de acondicionamiento de aire que garantice el confort térmico que se desea.

2.4.3 Disponibilidad de recursos humanos.

Se cuenta con el servicio, trabajo y aporte del cuerpo gerencial de la compañía, así como de los colaboradores directos de la planta de producción, quienes mediante la experiencia, pericia y conocimiento de la planta contribuyen con el desarrollo de este proyecto, a través de las sugerencias y recomendaciones proporcionadas para este objetivo.

2.4.4 Disponibilidad de acceso a la información.

Se dispone de los datos históricos de la compañía, los planos estructurales de la planta, así como de los planos del diseño de aire acondicionado vigente. También de información bibliográfica, técnica, ingenieril, normativa (ASHRAE) y financiera que sustenta el devenir productivo de la fábrica.

2.4.5 Disponibilidad ambiental.

La compañía cuenta con:

características de diseño de vanguardia, como techos reflectantes y muros verdes vivos, todo lo cual se combina con sistemas de aire acondicionado y de aprovechamiento de aguas de última generación que le merecieron la certificación LEED Gold. El nuevo espacio representa un aumento del 30% de las instalaciones y la posibilidad de duplicar su tamaño sin necesidad de reubicar la planta (Loría, 2018).

Con estas condiciones ambientales, se garantiza un espacio apropiado para el estudio y análisis de implementación de un diseño de acondicionamiento de aire que cumpla con los requerimientos ideales de climatización.

2.5 ALCANCE

Este proyecto busca analizar y evaluar los equipos electromecánicos del sistema de acondicionamiento de aire actual en la planta de producción, con el fin de obtener un parámetro de criterio ingenieril sobre el funcionamiento de estos.

Se calculará la carga térmica de la zona productiva, a través de herramientas de cálculo y la norma ASHRAE *Handbook Fundamentals*, para analizar las condiciones de confort térmico de operación en la planta.

Se realizará una propuesta de mejora en el diseño de acondicionamiento de aire en planos con información detallada de la ubicación de ductos, equipos y medidas necesarias para la planta partiendo del análisis previo realizado.

Se realizará un estudio ambiental y de consumo energético del sistema de aire acondicionado en operación para obtener datos e indicadores, que permitan conocer el impacto en el entorno y crear propuestas de sostenibilidad para el diseño propuesto.

Se presentará un presupuesto económico que incluya el costo de equipos y materiales requeridos para la implementación del proyecto. Además, se entregará un cuadro comparativo entre el sistema que tiene actualmente la compañía y el sistema propuesto.

2.6 LIMITACIONES

La compañía al encontrarse en un constante crecimiento tiene como objetivo crear nuevos cuartos limpios, instalar más equipos y contratar personal para las líneas de producción. Esto provocará un aumento de la carga térmica del lugar.

La limitante que se tiene radica en que la ejecución de ese objetivo no se encuentra registrado en un período de tiempo determinado, porque la expansión de la empresa es incierta (Herrera, 2021). Al existir una incertidumbre sobre la fecha de ejecución de estos cambios, es probable que las estimaciones de los cálculos de carga térmica varíen y la propuesta de diseño tenga considerables transformaciones.

3 CAPÍTULO III. MARCO TEÓRICO

3.1 EL AIRE ACONDICIONADO

3.1.1 Historia y aplicaciones.

La implementación de los sistemas de aire acondicionado ha venido desarrollándose con el paso de los años desde distintos campos de acción, partiendo de un contexto doméstico hasta lo que se observa en la realidad industrial de numerosas compañías. Como parte del elemento histórico, se puede señalar que, en 1842, “Lord Kelvin inventó el principio del aire acondicionado con el objetivo de conseguir un ambiente agradable y sano, el científico creó un circuito frigorífico hermético basado en la absorción del calor a través de un gas refrigerante” (González Báez, 2021).

Para lo anterior, se basó en 3 principios fundamentales: “el calor se transmite de la temperatura más alta a la más baja, el cambio de estado del líquido a gas absorbe calor y la presión y la temperatura están directamente relacionadas” (González Báez, 2021). Con estos principios explicó que este es el proceso más completo de tratamiento del ambiente que consiste en controlar la temperatura y la humedad en refrigeración o calefacción.

Unido a este principio, en 1902, el estadounidense Willis Haviland Carrier sentó las “bases de la refrigeración moderna al encontrarse con los problemas de la excesiva humidificación del aire enfriado, las del aire acondicionado, desarrollando el concepto de climatización de verano” (González Báez, 2021).

Más tarde, Willis Haviland Carrier diseñó una máquina que controlaba la temperatura y la humedad, por medio de tubos enfriados, descubrimiento que permitió dar origen a lo que se conoce como aire acondicionado.

Por esta razón, es reconocido como el padre del aire acondicionado, debido a que el término aire acondicionado fue utilizado por primera vez por el ingeniero Stuart H. Cramer, en la patente de un dispositivo que enviaba vapor de agua al aire en las plantas textiles para acondicionar el hilo (González Báez, 2021).

Con el aporte de este magnate de la ingeniería en 1911, Carrier reveló su “Fórmula Racional Psicométrica Básica a la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos” (González Báez, 2021). Este mecanismo matemático dio un salto en la evolución de la ingeniería de la refrigeración.

Para 1928, Willis Haviland Carrier desarrolló el primer equipo que enfriaba, calentaba, limpiaba y hacía circular el aire para casas y departamentos. “Las ventas de aparatos para uso residencial no empezaron hasta después de la Segunda Guerra Mundial. A partir de entonces, el confort del aire acondicionado se extendió a todo el mundo” (González Báez, 2021).

Con el precedente antes justificado, el aire acondicionado ha tomado partido en el desarrollo de procesos que tienen que ver con temáticas residenciales como industriales. Por mencionar algunos de estos, se encuentra la industria manufacturera, médica, automatizada, robótica y computacional.

Las aplicaciones del aire acondicionado tienen que ver con los distintos campos de acción que contiene la sociedad, ya que dependen del lugar en el que se encuentre la población, así son las condiciones que afectan el confort de esta. Para citar un ejemplo, en este momento, menos del “5% de los hogares europeos cuentan con aire acondicionado, frente al 90% de Estados Unidos. Pero se estima que en las próximas dos décadas el número de equipos en Europa se duplicará, según la Agencia Internacional de Energía (AIE)” (Noack, 2019).

En este mismo sentido, Dirk Trembich, jefe de la empresa de aire acondicionado Berliner Klima, dijo que “el interés por sus equipos empezó a tomar vuelo en abril del año pasado, en vísperas de otro verano de temperaturas récord. Trembich señaló que desde entonces la demanda no paró de aumentar, incluso durante el invierno” (Noack, 2019).

Es por tanto que, ante la realidad del cambio climático y del progreso tecnológico a nivel mundial las empresas se muestran cada vez más interesadas en instalar aire acondicionado en sus oficinas y plantas, (Noack, 2019) ante el temor de que las altas temperaturas impacten en la productividad y de que los empleados tiendan a cometer errores si sufren calor.

A nivel de América Latina, se proyecta que el mercado de aires acondicionados industriales de América Latina crecerá a una tasa compuesta anual del 2,3 %. Este mercado experimentó en la región una baja allá por el año 2018, ya “que varios países continuaron sufriendo dificultades económicas e inestabilidad política, lo que condujo a una mayor disminución de los sectores de la construcción” (Chaverra Agudelo, 2019).

Estos factores afectaron negativamente la evaluación de la infraestructura en la región y, en consecuencia, también el mercado comercial de aire acondicionado. “Sin embargo, países como Brasil y México están en camino a la recuperación, y se espera que la inversión de los consumidores se recupere en los próximos años” (Chaverra Agudelo, 2019), lo que generaría

una nueva demanda de aires acondicionados comerciales en la zona. Es por esta razón que se ha optado por realizar esfuerzos e intentos con el objetivo de fortalecer la economía en dificultades, de ahí que muchas naciones han hecho del desarrollo de infraestructura su prioridad en América Latina.

Los sistemas de aire acondicionado son una necesidad importante para el confort humano en materia de productividad, calidad de vida y una mejora en los procesos domésticos e industriales que se llevan a cabo de manera global. Por ello, la aplicación de este ha de realizarse en miras a proteger el medio ambiente, la generación de un impacto benéfico en el sector económico de los inversionistas, así como de darle un auge importante al desarrollo de la tecnología y el campo ingenieril desde distintas aristas.

3.1.2 Funcionamiento.

En un sistema de acondicionamiento destinado al confort humano se puede tener en cuenta que:

El requisito más importante es el control de la temperatura, quedando relegado a segundo término el control de la humedad. Todos los sistemas poseen suficiente facilidad para realizar esta regulación de la temperatura. En cuanto a la humedad, la capacidad de tolerancia del cuerpo humano es bastante amplia (Carrier, 1980).

El aire acondicionado completo implica el control automático de un ambiente atmosférico, ya sea para la comodidad de seres humanos o animales o para el correcto desempeño de algunos o proceso científico. “El adjetivo lleno exige que la pureza, el movimiento, la temperatura y la humedad relativa del aire sea controlada, dentro de los límites impuestos por el diseño especificación” (Jones, 2005).

El aire acondicionado, a menudo, se usa incorrectamente como un término y se ha adoptado de manera imprecisa e incorrecta para describir un sistema de ventilación simple. “Es correcto hablar de aire acondicionado solo cuando una función de enfriamiento y deshumidificación está prevista, además de otros fines (Jones, 2005). Esto significa que el aire acondicionado siempre está en concomitancia con la refrigeración.

Cuando se habla de los pasos del funcionamiento de un sistema de aire acondicionado, se hace referencia a siete acciones concretas que tienen el objetivo de provocar confort térmico en un recinto específico. Estos pasos son los siguientes:

1. Calentamiento: se lleva a cabo por medio de la transmisión de energía térmica hacia el recinto específico espacio “con el propósito de elevar o mantener la temperatura del espacio”. (McDowall, 2006).

2. Enfriamiento: permite eliminar paulatinamente el calor presente en la zona que se desea acondicionar para bajar o mantener la temperatura del recinto.

3. Humidificación: consiste en agregar vapor de agua (humedad) al aire en el espacio acondicionado.

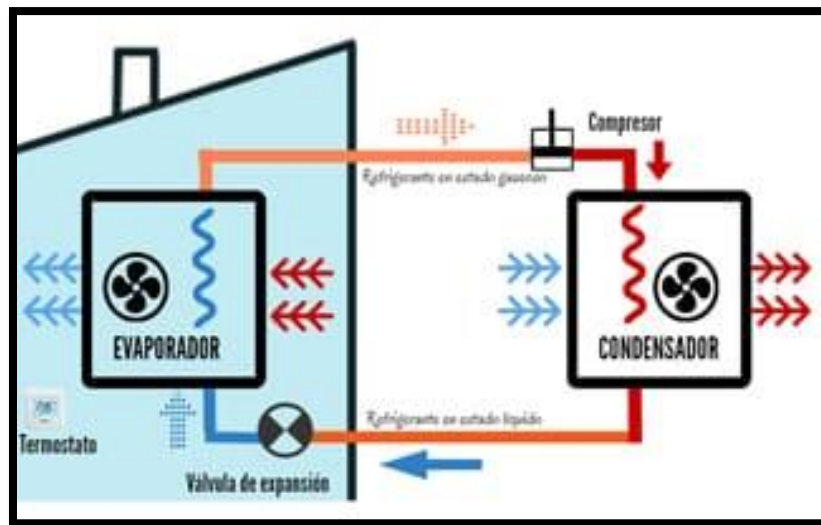
4. Deshumidificación: esta acción implica suprimir el vapor de agua (humedad) del aire en el espacio acondicionado con el propósito de bajar o mantener el contenido de humedad del aire” (McDowall, 2006).

5. Limpieza: es el proceso que quita los residuos contaminantes o partículas del aire en el recinto con el propósito de mejorar la calidad del aire. Se habla de partículas como el polvo o contaminantes biológicos.

6. Ventilación: se lleva a cabo por medio del “intercambio de aire entre el exterior y el espacio acondicionado con el fin de diluir los contaminantes gaseosos en el aire y mejorar o mantener la calidad, composición y frescura del aire” (McDowall, 2006).

7. Movimiento de aire: es gracias a esta etapa que se da la recirculación del aire a través de los ductos del edificio que se desea acondicionar. El movimiento de aire busca “lograr la ventilación adecuada y facilitar la transferencia de energía térmica” (McDowall, 2006).

Figura 3. *Funcionamiento de sistema de aire acondicionado*



Nota. Adaptado de *Funcionamiento de aire acondicionado*, por Casa de los aires, 2021 (<https://casadelosaires.com/como-funciona-el-aire-acondicionado/>).

3.2 SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN AGUA HELADA

3.2.1 Generalidad.

El sistema actual de aire acondicionado presente en la compañía está compuesto por un sistema de agua helada. Este consiste en utilizar agua como medio de transferencia de calor. “El agua es distribuida por una red de tuberías a los serpentines de cada manejadora de aire, fan coil, los cuales utilizan el agua helada para retirar calor y humedad del espacio a acondicionar” (IAASE, 2021).

El agua es enfriada por un *chiller* (enfriador de agua), que posee un compresor, condensador y evaporador. Existen *chillers* o enfriadores de agua que desarrollan el proceso de enfriado por aire. En el caso de los enfriados por agua, utilizan las conocidas torres de enfriamiento.

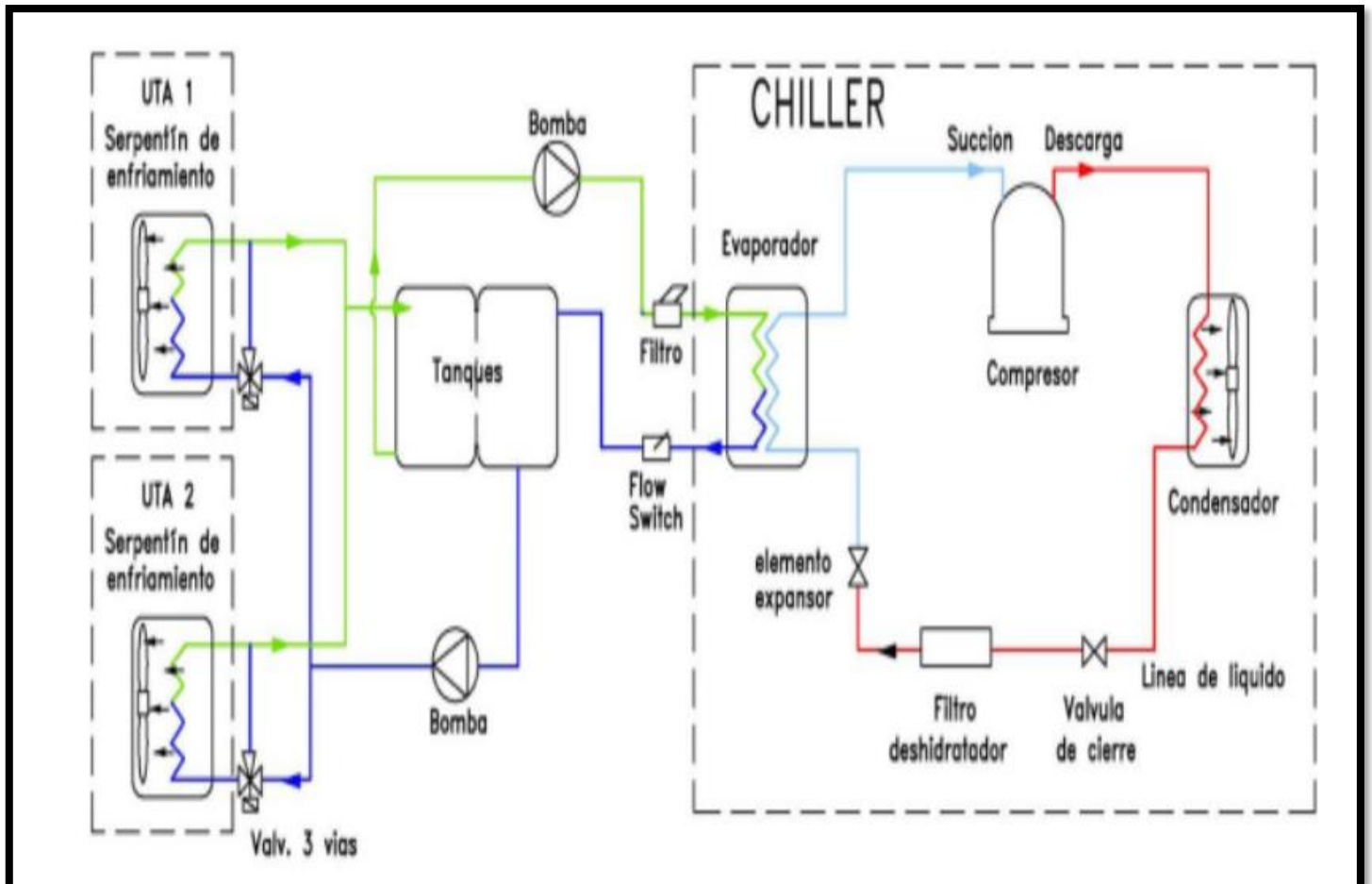
Se recomienda en estos sistemas la existencia de “bombas de back up, y que el circuito de agua se encuentre dividido en primario y de proceso, de modo que el caudal de agua del *chiller* se encuentre garantizado, y las variaciones de caudal en el proceso se manejen con otras bombas y el uso del tanque de agua” (EGTI, 2020).

El *chiller* tendrá todo el sistema de control de cualquier equipo de refrigeración con control de temperatura de retorno de agua y alarmas. Estos tienen incorporado el termostato anti-congelamiento y *flow switch*, porque tienen como función evitar el trabajo con bajo o nulo

caudal de agua. En cuanto a las manejadoras de aire, según la cantidad que se requiera de estas, cada una cuenta con su propio sistema de control.

En la siguiente figura se observa el diagrama de un sistema de acondicionamiento de aire en agua helada.

Figura 4. Sistema de acondicionamiento de aire en agua helada



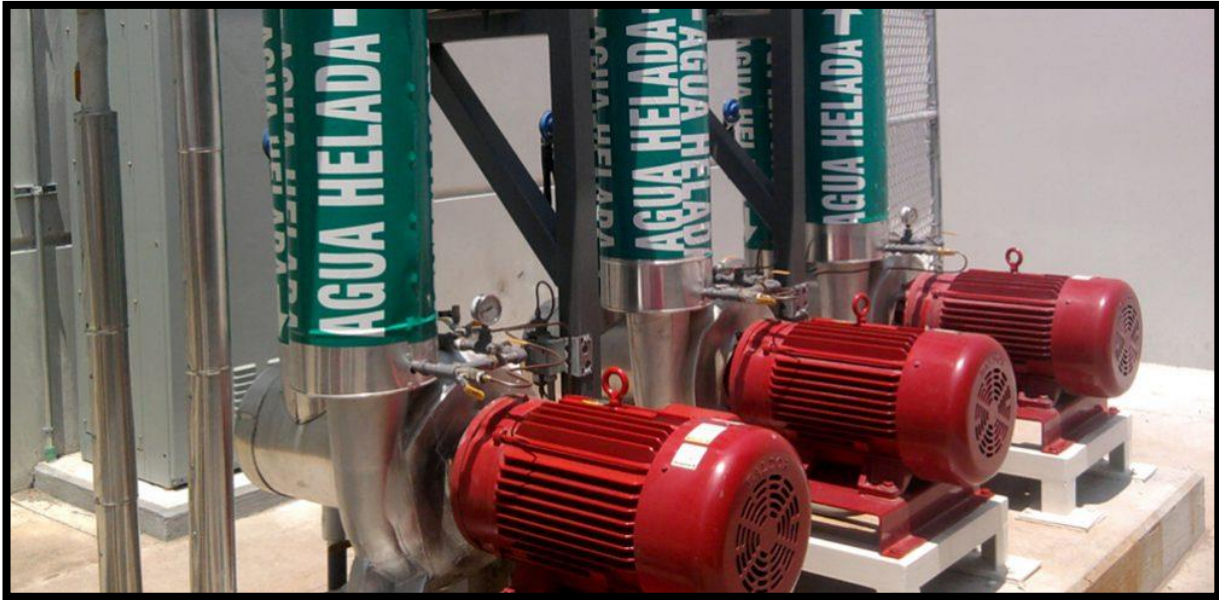
Nota. Adaptado de *Sistema de agua helada para acondicionamiento de aire*, por EGTI, 2020 (<https://www.egti.com.ar/agua-fria-o-expansion-directa-chiller-o-unid-condensadora/>).

Un sistema de agua helada es necesario en una industria de manufactura como la que se estudia, porque permite disminuir los consumos de energía eléctrica, cuando las edificaciones implican gran capacidad de toneladas de refrigeración.

Uno de los aportes de un sistema de agua helada para el acondicionamiento de aire es que permite tener el equipo de refrigeración en una planta central, logrando una reducción de “los trabajos de mantenimiento, así como los riesgos de tener una fuga de refrigerante en áreas ocupadas poniendo en riesgo la salud de tus empleados y clientes” (IAASE, 2021).

En la siguiente figura se observan algunos equipos que forman parte de un sistema de acondicionamiento de aire por medio de un sistema de agua helada.

Figura 5. *Equipos electromecánicos de sistema de agua helada para acondicionamiento de aire*



Nota. Adaptado de *Equipos electromecánicos sistema de agua helada*, por IAASE, 2018 (<https://iaase.com.mx/servicios/sistemas-de-agua-helada-para-acondicionamiento-de-aire-en-mexico/>).

3.2.2 Configuración de los chiller.

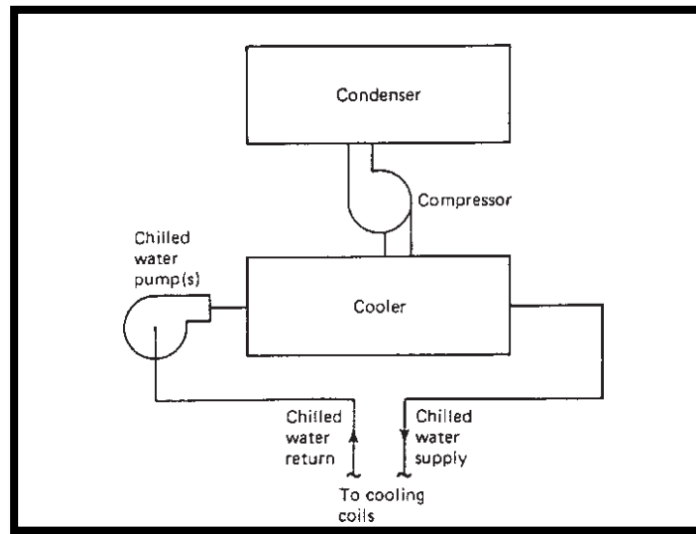
Para sistemas de acondicionamiento de aire en agua helada, existen distintas configuraciones en los *chillers*. Entre ellos se encuentran los siguientes:

Sistema de enfriador único

Para sistemas pequeños, esta configuración tiene la ventaja de un costo inicial más bajo, pero tiene algunas desventajas básicas:

Con el sistema de un solo compresor, cualquier falla de algún componente (compresor, bomba o condensador) del sistema, dará como resultado que no se enfríe. Para la mayoría de las instalaciones esto es inaceptable y el uso de múltiples enfriadores permiten al menos algo de enfriamiento (50% o más) para ser incluso, si falla un enfriador. En casos donde el enfriamiento es crítico para la instalación (centros de cómputo, hospital, laboratorios, farmacéutica o fabricación textil, entre otros) varios enfriadores con al menos un enfriador redundante se utilizan a menudo (Stanford, 2003).

Figura 6. Sistema de enfriador único



Nota. Adaptado de *the single chiller system*, por Herbert W. Stanford III, 2003.

Sistemas multienfriadores

Cuando se desea tener varios enfriadores, hay dos configuraciones básicas que se pueden utilizar, en serie o en paralelo.

En la configuración en serie con dos enfriadores, “cada uno se selecciona para producir la mitad del enfriamiento requerido en el flujo completo del sistema calificar. Por lo tanto, cada enfriador produce la mitad del rango total del diseño” (Stanford, 2003, p. 25). En este tipo de mecanismos las configuraciones de carga son posibles en almacenamientos que implican 50/50 del suministro. Como parte de la logística de acondicionamiento en escenarios como estos, las temperaturas juegan un papel preponderante según las condiciones de carga que se tengan.

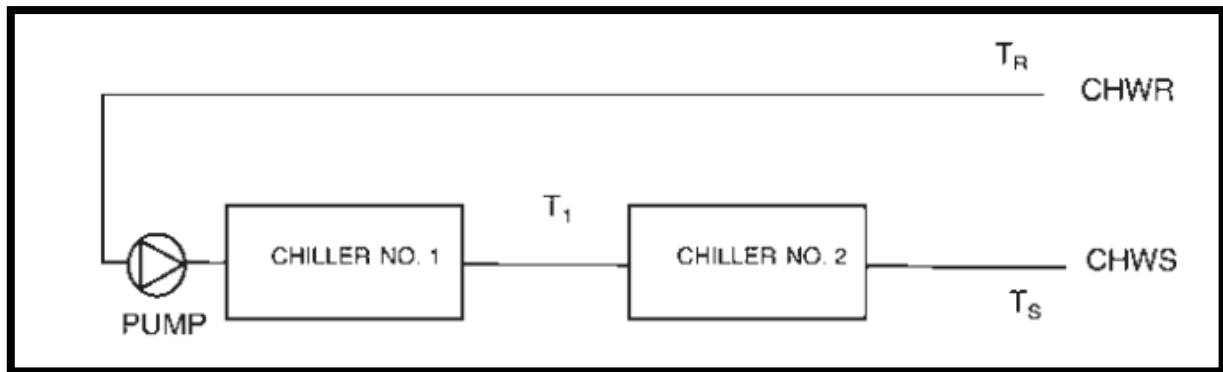
La siguiente tabla resume las temperaturas en varias condiciones de carga para la configuración que se muestra en la Figura 6.

Tabla 1. Configuraciones de series de temperaturas

Temp	Full load	75% load	50% load	25% Load
T_S	44	44	44	44
T_R	56	53	50	47
T_1	50	50	50	47

Nota. Adaptado de *the single chiller system*, por Herbert W. Stanford III, 2003.

Figura 7. Sistema multienfriador



Nota. Adaptado de *series chiller configuration*, por Herbert W. Stanford III, 2003.

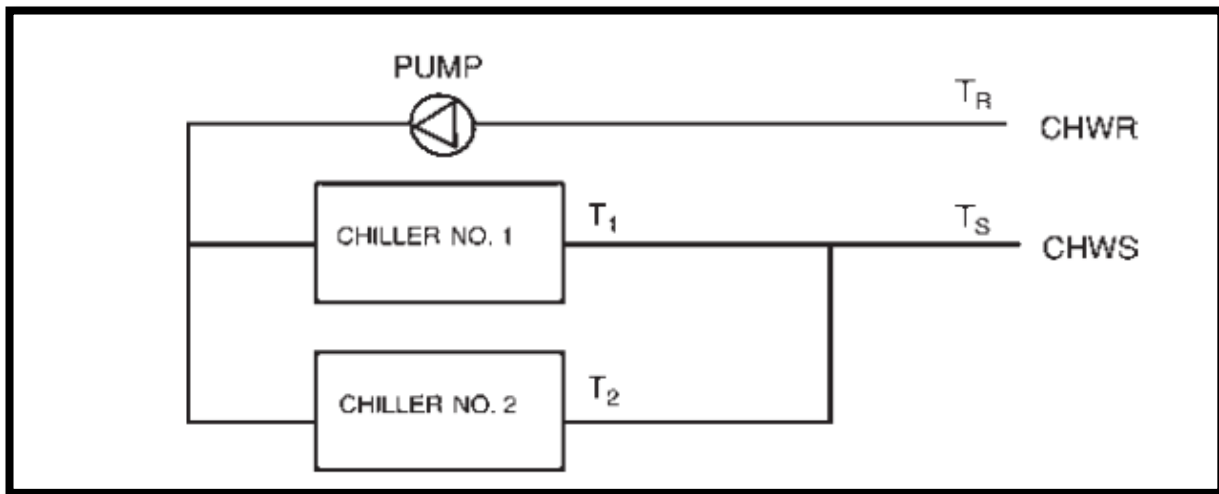
La configuración de enfriadores paralelos es mucho más común, porque cada enfriador se selecciona típicamente para operar “con el mismo diseño rango, pero con sólo la mitad del requerimiento de flujo total del sistema. Esto nuevamente resulta en una división de carga 50/50, pero se pueden seleccionar otras relaciones de carga si lo dictan los requerimientos operacionales” (Stanford, 2003, p. 25).

Configuración en paralelo de una bomba

El escenario de configuración en paralelo de una bomba tiene como implicación que si ambas máquinas fueron operadas “para el rango de carga completa (15 -100% de la capacidad máxima), en el momento en que la carga total del sistema cae al 30% de la carga completa, cada enfriador individual estaría operando de manera muy ineficiente” (Stanford, 2003, p. 26).

De acuerdo con la anterior, la mayoría de los diseñadores utilizan controles para apagar un enfriador cuando la carga total del sistema, como lo demuestra la temperatura del agua de retorno, la cual cae por debajo del 50 % de la carga completa. Sin embargo, con esta disposición de tuberías, si un enfriador no está en funcionamiento, “el agua enfriada por el chiller en funcionamiento se mezclará con el agua de retorno circulante a través del enfriador que no está en funcionamiento. Esto eleva la temperatura de suministro al sistema” (Stanford, 2003, p. 26).

Figura 8. Configuración de enfriador en paralelo de una bomba



Nota. Adaptado de *configuración de enfriador en paralelo de una bomba*, por Herbert W. Stanford III, 2003.

En general, los espacios interiores de las grandes edificaciones requieren más o menos completa refrigeración incluso cuando las zonas perimetrales no implican refrigeración en absoluto.

Es posible que la temperatura del suministro de agua enfriada no satisfaga estas condiciones de carga interior. Con esta configuración, el enfriador está cerrado cuando el otro *chiller* no se encuentra en operación.

Configuración en paralelo de varias bombas

Con esta configuración, cada *chiller* tiene una bomba de agua enfriada individual. “Por lo tanto, cuando un enfriador no está funcionando, una bomba está apagada, el flujo a través del enfriador que no funciona es cero y no hay resultados de mezcla” (Stanford, 2003, pág. 27).

La siguiente tabla resume las condiciones de rendimiento y temperatura para esta configuración en diversas condiciones de carga.

Tabla 2. Condiciones de rendimiento y temperatura en distintas condiciones de carga

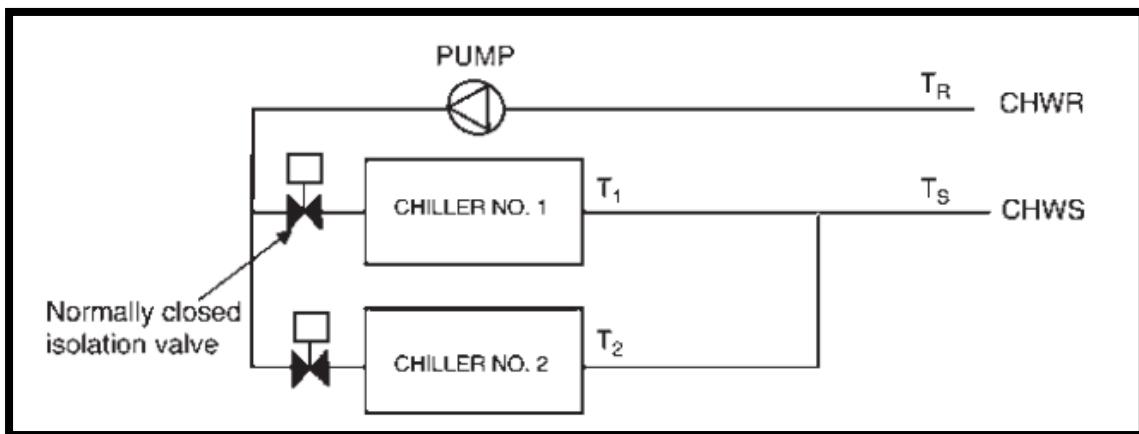
%Load	Chiller no. 1		Chiller no. 2		T_2	T_s
	T_r	Flow (%)	T_1	Flow (%)		
100	56	50	44	50	44	44
75	53	50	44	50	44	44
50	50/56	50	44	50	56 ^a	50
25	50	50	44	50	50 ^a	47

^a Chiller no. 2 off.

Nota. Adaptado de *One Pump Parallel Configuration Flows and Temperatures*, por Herbert W. Stanford III, 2003.

En la siguiente figura se puede observar el sistema de configuración de enfriador en paralelo de una bomba con válvulas de aislamiento.

Figura 9. Configuración de enfriador en paralelo de una bomba con válvulas de aislamiento.



Nota. Adaptado de *Configuración de enfriador en paralelo de una bomba con válvulas de aislamiento*, por Herbert W. Stanford III, 2003.

Configuración en paralelo primario-secundario

Cada una de las configuraciones discutidas antes son esencialmente sistemas de flujo constante que utilizan válvulas de control de tres vías en los serpentines de enfriamiento. “Estos sistemas de flujo constante hacen circular la misma cantidad de agua helada sin importar el enfriamiento impuesto carga y, en consecuencia, resultan en altos costos de energía de bombeo” (Stanford, 2003, p. 28).

En la configuración paralelo del primario y secundario del ciclo de producción, a través de los dos enfriadores se encuentra aislado hidráulicamente del circuito de distribución por un

puente de tuberías. “El puente es una sección corta de tubería compartida por los dos bucles y diseñado para tener poca o ninguna caída de presión. Por lo tanto, el flujo en cualquiera de los bucles no es afectado por el flujo en el otro” (Stanford, 2003, p. 28).

En el lado del bucle primario o de producción, el sistema actúa como una múltiple bomba enfriadora en paralelo. Aquí se da una variación de pasos a medida que los *chillers* y sus bombas se inician o se mantienen inactivas.

En la siguiente tabla se muestra la configuración en paralelo de una bomba con válvulas de aislamiento caudales y temperaturas.

Tabla 3. Configuración en paralelo de una bomba con válvulas de aislamiento caudales y temperaturas.

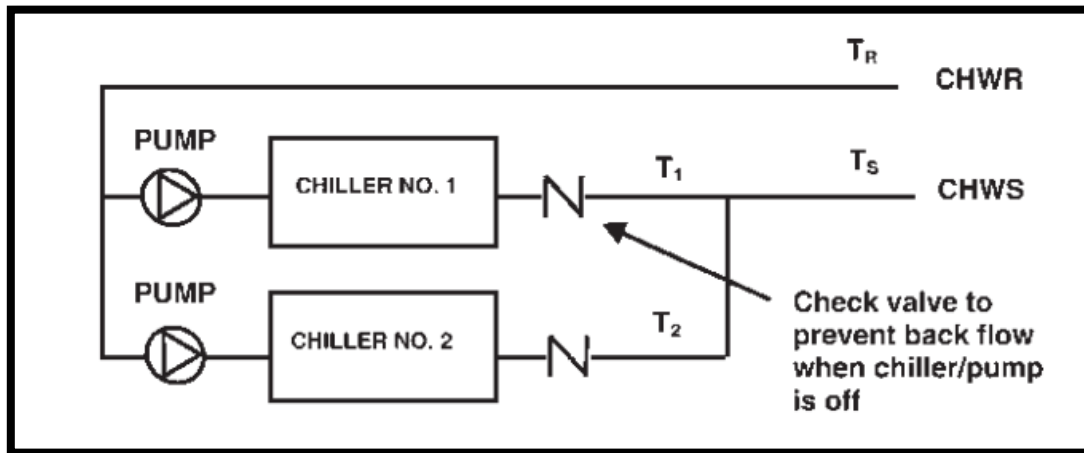
%Load	Chiller no. 1		Chiller no. 2		T_2	T_s
	T_r	Flow (%)	T_1	Flow (%)		
100	56	50	44	50	44	44
75	53	50	44	50	44	44
50	50/53	50/67	47	50/0	N/A ^a	47
25	47	67	44	0	N/A ^a	44

^a Chiller no. 2 off.

Nota. Adaptado de *One Pump Parallel Configuration with Isolation Valves Flows and Temperatures*, por Herbert W. Stanford III, 2003.

Sin embargo, en el circuito secundario o de distribución, “los serpentines de enfriamiento utilizan válvulas de control de dos vías y la(s) bomba(s) está(n) equipada(s) con un controlador de velocidad variable que modula el flujo de 0 a 100 % en función de la carga de enfriamiento impuesta” (Stanford, 2003, p. 29). Por lo tanto, este circuito tiene flujo variable, pero un rango constante. “En cualquier condición de carga, la temperatura del agua es la misma que la temperatura del agua que sale del chiller (s) (Stanford, 2003, p. 29). Como es habitual, suele suceder que la tasa de flujo del circuito de producción sea la misma o exceda el flujo del circuito de distribución según sea el caso.

Figura 10. *Multiple pump parallel chiller configuration.*



Nota. Adaptado de *Multiple pump parallel chiller configuration*, por Herbert W. Stanford III, 2003

Configuración paralela de flujo primario variable

El flujo a través de los *chillers* varía en respuesta a la carga del sistema. Una válvula de derivación se abre para mantener un flujo mínimo equivalente a aproximadamente el 30 % del que fluye a través del enfriador más grande.

Este sistema tiene ciertas limitaciones operativas ya que las fluctuaciones rápidas de carga y los cambios de flujo pueden provocar fluctuaciones en la temperatura del suministro de agua enfriada, pero es una opción viable donde no se requiere control de temperatura del agua (Stanford, 2003, p. 30).

Los criterios básicos para este sistema incluyen lo siguiente:

1. El flujo a través de cada enfriador debe mantenerse en el rango de 3 a 11 fps.
2. Si las tasas de flujo a través del enfriador cambian demasiado rápido, el enfriador controlado no puede mantenerse al día. Por lo tanto, las fluctuaciones de carga deben limitarse a no más del 30 % por minuto. (Stanford, 2003, p. 30).

Herbert W. Stanford (2003) señala que “con caudal variable a través del evaporador, el LMTD del evaporador permanece constante pero el coeficiente de transferencia de calor por convección disminuye con el flujo, lo que reduce el calor transferencia de eficacia” (p. 30).

Un detalle se visualiza cuando el flujo es constante a través del evaporador, porque simultáneamente el LMTD empieza a disminuir conforme la temperatura decrece. Ese deceso tiene su origen en la disminución de temperatura del agua entrante.

Por otro lado, el fenómeno de transferencia de calor por convección coeficiente, se mantiene constante debido a que el flujo también lo es. Así, el poder el consumo de un enfriador será esencialmente el mismo si el evaporador el flujo de agua es constante o variable.

En la siguiente tabla se observan los múltiples flujos de configuración en paralelo de bomba y temperaturas.

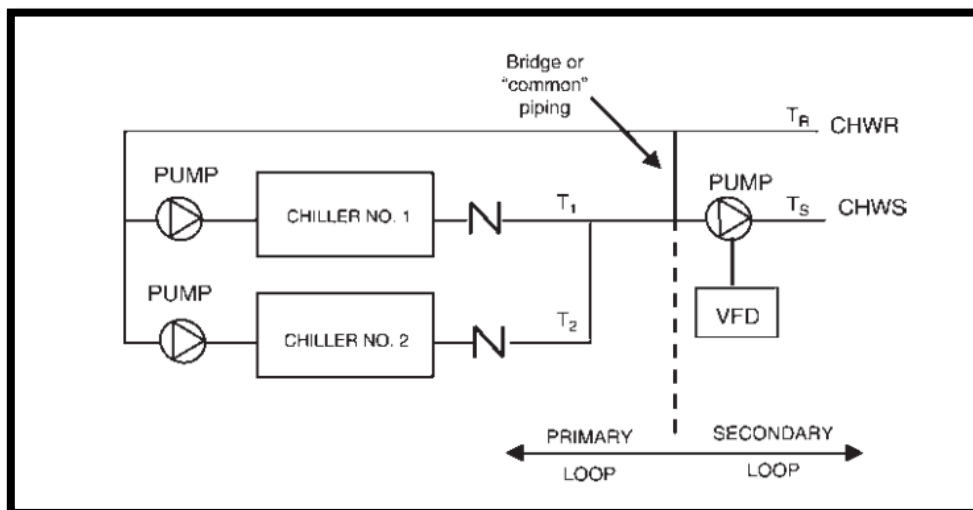
Tabla 4. Múltiples flujos de configuración en paralelo de bomba y temperaturas

%Load	Chiller no. 1		Chiller no. 2		T_2	T_s
	T_r	Flow (%)	T_1	Flow (%)		
100	56	50	44	50	44	44
75	53	50	44	50	44	44
50	50	50	44	50/0	N/A ^a	44
25	47	50	44	0	N/A ^a	44

^a Chiller no. 2 off.

Nota. Adaptado de *Multiple Pump Parallel Configuration Flows and Temperatures*, por Herbert W. Stanford III, 2003.

Figura 11. Configuración de enfriador paralelo primario-secundario



Nota. Adaptado de *Primary– secondary parallel chiller configuration*, por Herbert W. Stanford III, 2003

3.2.3 Selección de equipos en acondicionamiento de aire por medio de agua helada.

Consideraciones

Para la selección de equipos, algunas consideraciones necesarias son las siguientes:

1. Los *chillers* o enfriadores deben guardar suficiente espacio en el área donde son colocados. Esto permitirá que la recirculación del aire de descarga sea lo suficientemente libre. Como beneficio se logrará que, el movimiento de aire se desarrolle sin obstrucciones dentro y fuera de la sección del condensador (Stanford, 2003, p. 45).

2. Se debe abordar el ruido de la comunidad. Y, para aplicaciones en techos, se debe considerar la vibración.

3. Se debe considerar el acceso al servicio de mantenimiento. Las ubicaciones en el suelo son preferibles a ubicaciones en la azotea por una cuestión de fácil acceso.

Las salas de refrigeración deben estar separadas de las salas de calderas y requieren espacio para el(los) enfriador(es), la(s) bomba(s) de agua enfriada, la(s) bomba(s) de agua del condensador y el sistema de tratamiento de agua del condensador.

La Norma ASHRAE cataloga un recinto de refrigeración como una sala de máquinas de refrigeración si la cantidad de refrigerante en el enfriador más grande excede ciertos niveles especificados. “Si así se clasifica, la zona acondicionada debe estar construida para estándares más altos, incluidos sistemas de ventilación especializados, y un código detallado la revisión de estos espacios es crítica” (ASHRAE, 2017).

Chillers o enfriadores

En cuanto a los enfriadores o *chillers*, estos pueden producir niveles de ruido de hasta 80–90 dBA durante la operación de carga parcial y la sala de enfriamiento debe estar diseñada para contener el ruido. Si bien, la vibración de un enfriador de compresor rotativo es muy baja, también debe ser considerado y abordado.

Los enfriadores, bombas y equipos de tratamiento de agua deben estar ubicados y dispuestos para proporcionar un acceso adecuado para mantenimiento.

La siguiente tabla enumera los pesos de funcionamiento de los motores rotativos enfriados por agua típicos de enfriadores de compresor.

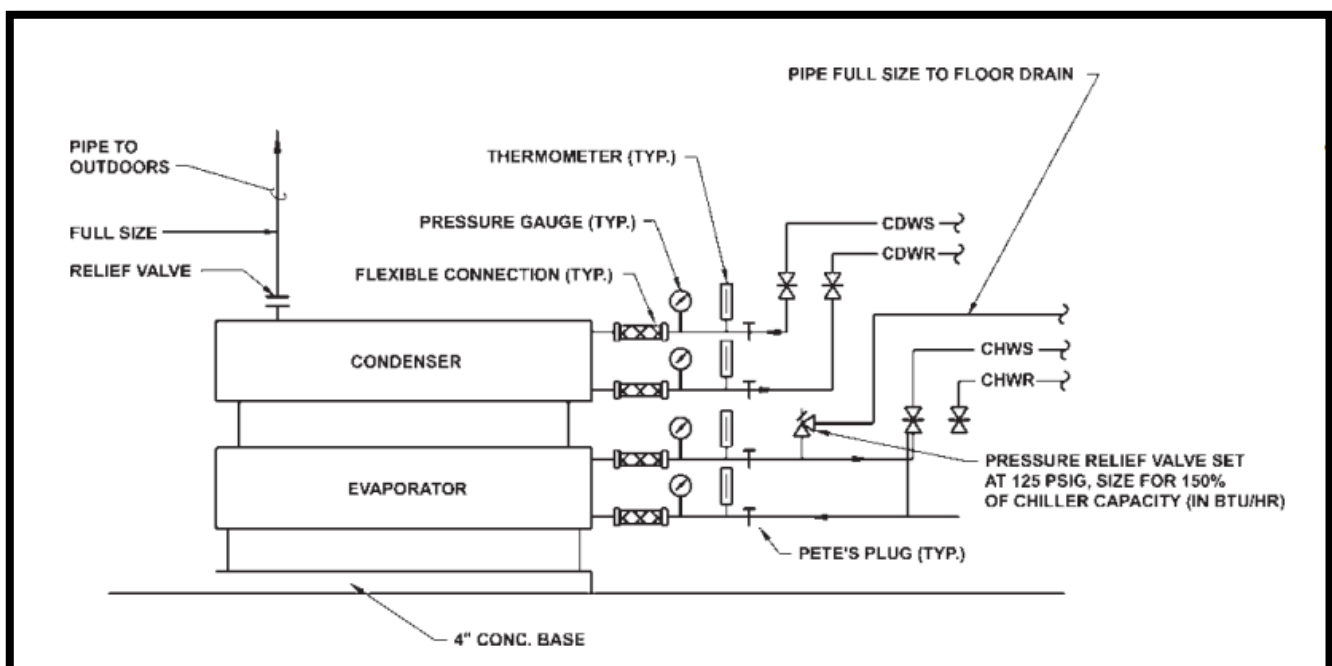
Tabla 5. *Peso operativo aproximado del enfriador*

Capacity (tons)	Approximate operating weight (lbs)	Condensing type
25	3,000	Air-cooled
50	5,000	
75	7,500	
100	10,000	
150	12,000–17,000	Water-cooled
200–300	15,000–20,000	
300–500	20,000–28,000	
500–700	22,000–30,000	
700–900	26,000–44,000	
900–1,200	42,000–66,000	
1,200–1,500	57,000–71,000	
1,500–2,000	68,000–95,000	

Nota. Adaptado de *Approximate Chiller Operating Weight*, por Herbert W. Stanford III, 2003.

En la siguiente figura se muestra la tubería típica de un *chiller* o enfriador.

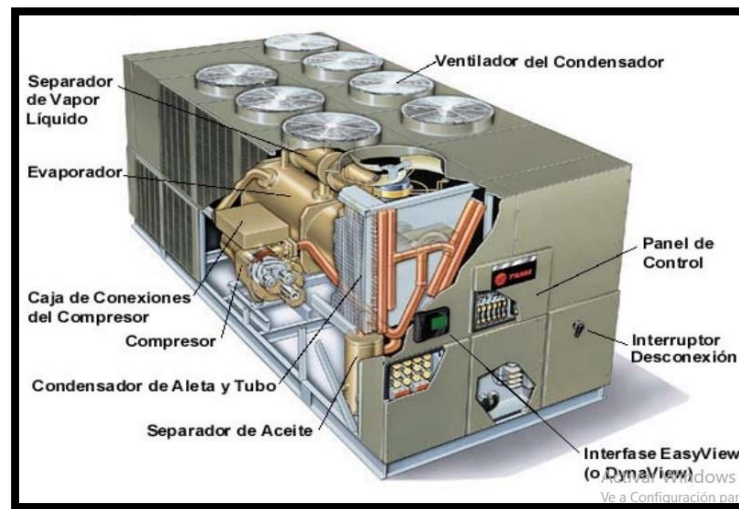
Figura 12. *Tubería típica de un chiller*



Nota. Adaptado de *Typical chiller piping.*, por Herbert W. Stanford III, 2003

Para la compañía Micro Technologies S.A., se utiliza un tipo de enfriador por condensación de aire. En la siguiente figura se pueden detallar las partes de este.

Figura 13. *Chiller de tornillo con condensación por aire*



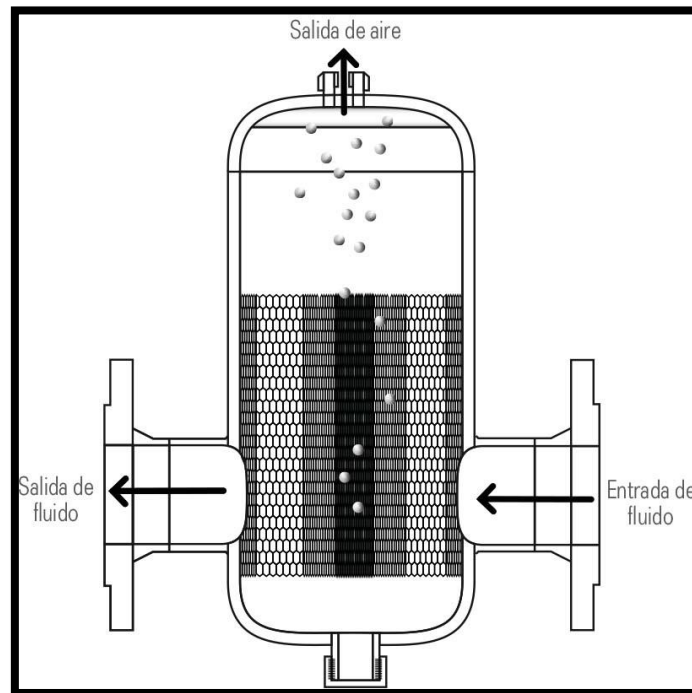
Nota. Adaptado de *Chiller tornillo con condensación por aire.*, por Conforempresarial, 2020 (<https://www.conforempresarial.com/chiller-enfriado-por-aire/>)

Separadores de aire

Los separadores de aire liberan el aire arrastrado en el agua en un sistema hidrónico. El tipo centrífugo de separador de aire funciona, por la acción de la fuerza centrífuga y baja velocidad separación, provocan que el movimiento centrífugo del agua que circula por el aire y el separador genera “un vórtice o remolino en el centro del tanque y envía agua más pesada y sin aire a la parte exterior del tanque” (SugarMan, 2014, p. 233). Esto permite que se dé una combinación de agua y aire.

Cuando el agua se calienta, “el aire se libera y es acumulado en un punto alto de la caldera. El tubo de inmersión permite que el aire recogido suba al tanque de compresión y el aire en línea baje la velocidad” (SugarMan, 2014, p. 233).

Figura 14. Separador de aire sistema HVAC agua helada



Nota. Adaptado de *Separador de aire sistema HVAC agua helada.*, por Cerogradoscelsius, 2019 (<https://0grados.com.mx/sistemas-hidronicos-carga-estatica-y-criterios-de-seleccion/>)

Medidores de flujo anulares

Los medidores de flujo anular tienen un sensor de flujo de puertos múltiples instalado en la pipa de agua. La configuración se caracteriza porque los agujeros en el sensor están espaciados para “representar iguales áreas anulares de la tubería de la misma manera que el tubo de Pitot atraviesa es para conducto redondo” (SugarMan, 2014, p. 234).

El medidor de flujo está diseñado para detectar la velocidad del agua cuando pasa por el sensor. De ahí que “los puertos aguas arriba detectan alta presión y los puertos aguas abajo detectan baja presión” (SugarMan, 2014, p. 234). Para la medición respectiva de la diferencia resultante o la presión diferencial, se realiza con un manómetro.

Salidas de aire automáticas

Hay dos tipos de salidas de aire automáticas:

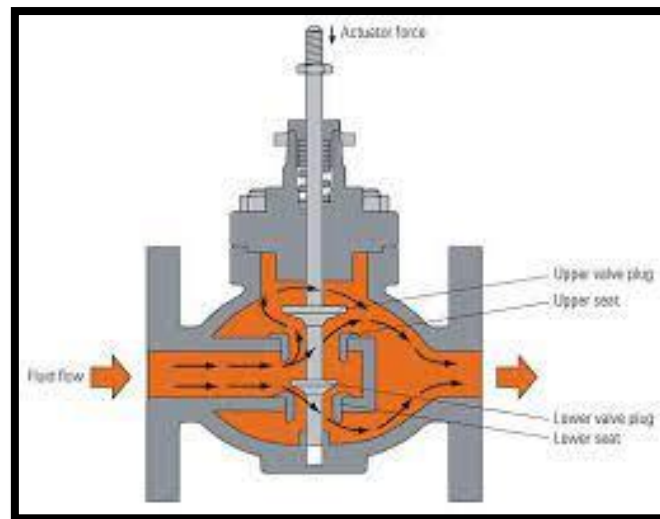
El tipo higroscópico contiene material que se expande cuando está húmedo y sostiene la válvula de ventilación de aire cerrado.

Por su parte, el tipo de flotador contiene una válvula de flotador que mantiene la ventilación de aire cerrada mientras hay agua en el sistema. Si hay aire en el sistema, sube a la salida de aire. Cuando llega al flotador, el flotador cae y se abre la válvula de ventilación de aire (SugarMan, 2014, p. 234).

Válvulas de control automático de temperatura (ATCV)

Las válvulas automáticas de control de temperatura se utilizan para controlar el caudal o para mezclar o desviar corrientes de agua. “Se clasifican en construcciones de dos o tres vías y modulantes o de dos posiciones” (SugarMan, 2014, p. 234).

Figura 15. Válvulas de control automático de temperatura (ATCV)

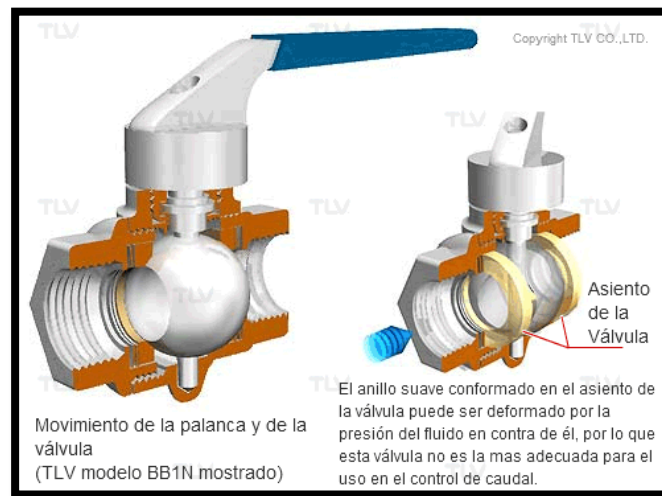


Nota. Adaptado de *Válvulas de control automático de temperatura (ATCV)*, por Design & Engineering Works for Marine & Offshore HVAC, 2022 (https://m.facebook.com/marine.hvac.design.engineer/?locale2=pl_PL&__tn__=%2Cg)

Válvula de bola

La válvula de bola es una válvula manual manejada para regular el flujo de agua. Esta es similar a la válvula de tapón y se usa a menudo para equilibrar el agua. Tiene una baja caída de presión y buenas características de flujo.

Figura 16. Válvula de bola



Nota. Adaptado de *Válvula de bola*, por TLV, 2022 (<https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-valves.html>)

Válvula de mariposa

La válvula de mariposa es una válvula manual utilizada para regular el agua de flujo. “Tiene un anillo pesado que encierra un disco que gira sobre un eje y en principio, es similar a un amortiguador redondo de una sola hoja” (SugarMan, 2014, p. 236).

Figura 17. Válvula de mariposa



Nota. Adaptado de *Válvula de Mariposa*, por Direct Industry, 2022 (<https://www.directindustry.es/prod/nibco/product-12637-681985.html>)

Válvulas de equilibrio calibradas

Con los otros tipos de medidores de flujo, como la placa de orificio, Venturi y tipo anular, también se necesita una válvula de equilibrio para establecer el flujo. Las válvulas de equilibrio calibradas están diseñadas “para realizar las dos funciones de un caudalímetro y una válvula de equilibrio” (SugarMan, 2014, p. 236).

Estas válvulas son similares a las válvulas de equilibrio ordinarias excepto que el fabricante haya proporcionado tomas de presión en la entrada y salida.

Otra de sus características se debe a que el equipo es calibrado por medio del cálculo o medición de la resistencia en varias posiciones de válvula frente a caudales conocidos.

Figura 18. *Válvulas de equilibrio calibradas*



Nota. Adaptado de *Válvula de equilibrio calibradas*, por Hotowell, 2022 (<https://www.hotowell.com/>)

La válvula de retención

La válvula de retención es una válvula manual que limita la dirección del flujo. Permite que el agua fluya en una dirección y detiene su flujo en la otra.

Figura 19. *Válvula de retención*



Nota. Adaptado de *Válvula de retención*, por ARCO, 2022 (<https://blog.valvulasarco.com/valvula-de-retencion-como-funcionan-donde-se-colocan>)

Válvula de combinación

La válvula combinada regula el flujo y limita la dirección. Está hecho en un patrón recto o en ángulo. “La válvula actúa como un control válvula que evita el reflujo cuando la bomba está apagada y se puede cerrar por cierre hermético o parcialmente cerrado para equilibrar” (SugarMan, 2014, p. 235).

Válvula de compuerta

La válvula de compuerta es una válvula manual que se utiliza para un cierre hermético en el equipo. “Tiene un paso de flujo directo que resulta en una baja caída de presión. Regula el flujo solo en la medida en que es completamente abierta o cerrada” (SugarMan, 2014, p. 235).

Figura 20. *Válvula de compuerta*

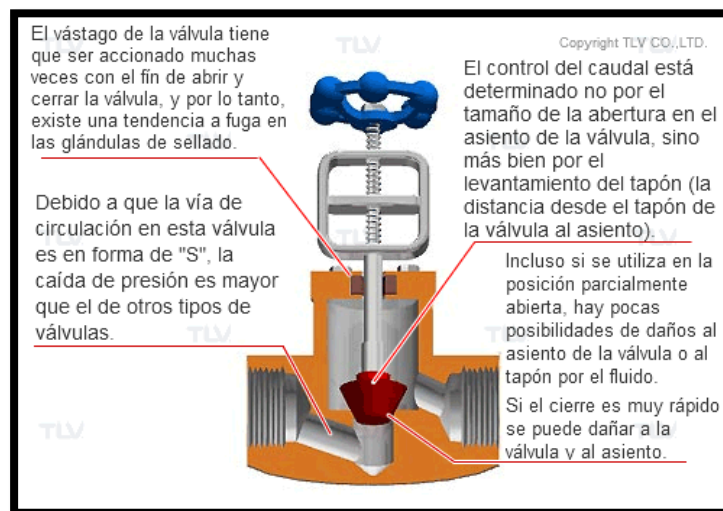


Nota. Adaptado de *Válvula de compuerta*, por GENEBRE, 2022 (<https://www.genebre.es/valvula-de-compuerta-con-cierre-de-epdm-y-cuerpo-de-fundicion-nodular-pn-16>)

Válvula de globo

La válvula de globo es una válvula manual que se utiliza en las líneas de reposición de agua. “Puede usarse en posiciones parcialmente abiertas y, por lo tanto, puede usarse para estrangular flujo. Sin embargo, la válvula de globo tiene una caída de presión alta incluso cuando totalmente abierta” (SugarMan, 2014, p. 239), lo que aumenta innecesariamente la cabeza de la bomba y, por lo tanto, no debe usarse para equilibrar.

Figura 21. *Válvula de globo*



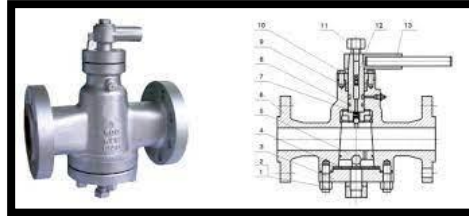
Nota. Adaptado de *Válvula de Globo*, por TLV, 2022 (<https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-valves.html>)

Válvula de tapón

Las válvulas de tapón son válvulas manuales que se utilizan para equilibrar el flujo de agua. SugarMan (2014) afirma que “estas válvulas tienen una caída de presión baja y buenas

características de estrangulamiento. Las válvulas de macho también se pueden utilizar para cierre hermético” (p. 242).

Figura 22. *Válvula de tapón*



Nota. Adaptado de *Válvula de Tapón*, por NVF, 2022, ([http://spanish.valve-check.com/v %C3 %A1lvula-de-tap %C3 %B3n/V %C3 %A1lvula-de-tap %C3 %B3n-lubricado-Equilibrio-Clase-150-~-900-Presi %C3 %B3n-invertido-1340.html](http://spanish.valve-check.com/v%C3%A1lvula-de-tap%C3%B3n/V%C3%A1lvula-de-tap%C3%B3n-lubricado-Equilibrio-Clase-150-~-900-Presi%C3%B3n-invertido-1340.html))

Válvulas Reductoras de Presión (PRV)

La PRV reduce la presión de la tubería principal de agua de la ciudad al nivel adecuado con la presión necesaria para llenar completamente el sistema y mantener su presión. (SugarMan, 2014, p. 242). Las válvulas reductoras de presión se instalan en la tubería que alimenta el agua de reposición al sistema. Por lo general, vienen ajustados a 12 psi (alrededor de 28 pies).

Figura 23. *Válvula reductora de presión (PRV)*



Nota. Adaptado de *Válvula reductora de presión (PRV)*, por DREAMAX, 2022, (<http://es.shdreamax.com/vlvula-reductora-de-presin-rf-15408929699438520.html>)

Bobinas

Las bobinas son dispositivos de transferencia de calor (intercambiadores de calor) que poseen una variedad de tipos y tamaños.

Están diseñados para varias combinaciones de fluidos. Las bobinas tienen la capacidad de enfriar, deshumificar y calentar el aire del recinto que se quiere acondicionar. A su vez, “los serpentines hidrónicos suelen estar hechos de cabezales y tubos de cobre con aletas de aluminio o cobre y marcos de acero galvanizado” (SugarMan, 2014, p. 235).

Bobina de refrigeración

Corresponde a un serpentín de agua helada o refrigerante.

Figura 24. Bobina de refrigeración



Nota. Adaptado de *Bobina de refrigeración*, por AAF International, 2022 ([https://www.aafintl.com/es-es/power %20and %20industrial/browse %20products/nuclear/nuclear %20equipment/cooling %20coils](https://www.aafintl.com/es-es/power%20and%20industrial/browse%20products/nuclear/nuclear%20equipment/cooling%20coils))

Bobinas de contraflujo

En las bobinas de contraflujo, los serpentines se conectan a contracorriente para lograr la mayor transferencia de calor para un determinado conjunto de condiciones. El contraflujo significa que el flujo de aire y agua están en direcciones opuestas entre sí.

El agua entra por el mismo lado que el aire se va. Para serpentines de enfriamiento, esto significaría que “el agua más fría está entrando en el serpentín en el punto en que el aire más frío sale del serpentín” (SugarMan, 2014, p. 236). Esta permite la mayor transferencia de calor.

Figura 25. Bobina de contraflujo

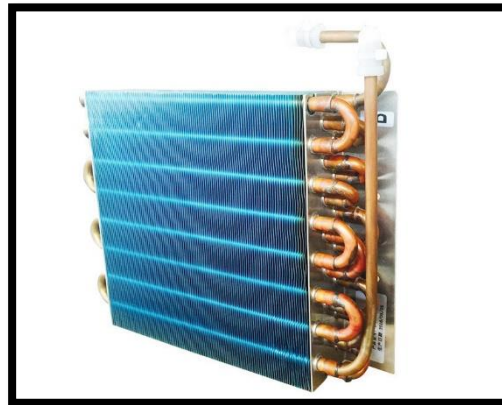


Nota. Adaptado de *Bobina de contraflujo*, por Ali Express, 2022 (<https://es.aliexpress.com/item/4001022734513.html>)

Bobina evaporadora

Es una bobina en la unidad de tratamiento de aire que contiene un refrigerante. “También llamado un serpentín refrigerante o simplemente, un evaporador. (SugarMan, 2014, p. 236).

Figura 26. Bobina evaporadora



Nota. Adaptado de *Bobina Evaporadora*, por Made-in-China, 2022 (https://es.made-in-china.com/co_flygrow/product_2016-Different-Series-Copper-Evaporator-Coil_egooeehig.html)

Agua de doble temperatura (DTW)

Un rango típico de agua fría es de 45 a 55 grados. Una calefacción típica de temperatura del agua es de 100-150 grados (SugarMan, 2014, p. 236).

Tanques de expansión/compresión

Es un tanque que compensa la expansión y contracción normales de agua en un sistema hidráulico. El agua se expande cuando se calienta en directo proporcional a su cambio de temperatura. Por esta razón, en los sistemas hidráulicos, “una asignación debe hacerse para esta expansión, de lo contrario cuando el sistema está completamente lleno, el agua no tiene adónde ir y existe la posibilidad de una tubería o rotura de equipo” (SugarMan, 2014, p. 236).

En un sistema cerrado, se utiliza un tanque de expansión cerrado que contiene aire. Cuando el agua se expande llena parcialmente el tanque comprimiendo el aire. “Los tanques de expansión cerrados también se conocen como tanques de compresión. La presión en el sistema variará de la presión mínima requerida a la presión de trabajo máxima permitida” (SugarMan, 2014, p. 236).

Figura 27. *Tanques de expansión/compresión*



Nota. Adaptado de *Tanques de expansión-compresión*, por Heiz24.de, 2022 (<https://www.heiz24.de/Varem-tanque-de-expansion-de-60-litros-horizontal-Maxivarem-LS-60l-para-agua-de-servicio-Membrana-intercambiable-Nuevo>)

Conectores flexibles

Los conectores flexibles se utilizan entre tuberías, bombas y otros equipos para reducir el ruido y las vibraciones (SugarMan, 2014, p. 237). Los conectores flexibles pueden ser de caucho, plástico o metal trenzado.

Figura 28. *Conector flexible*



Nota. Adaptado de *Conector flexible*, por Amazon, 2022 (<https://www.amazon.com/-/es/SharkBite-U3068FLEX24LFA-Conector-caleentador-inoxidable/dp/B005O16CSY>)

Aletas

Las aletas en un serpentín aumentan el área de la superficie de transferencia de calor para mejorar la eficiencia y la tasa de transferencia y generalmente están espaciados de 4 a 14 aletas por pulgada (fpi).

SugarMan (2014) señala que, “al igual que con los tubos helicoidales, cuantas más aletas, más transferencia de calor, sino también la mayor resistencia al flujo de aire. El aluminio generalmente se recoge cobre para material de aletas por razones de economía” (p. 238).

Figura 29. *Aletas de serpentín*



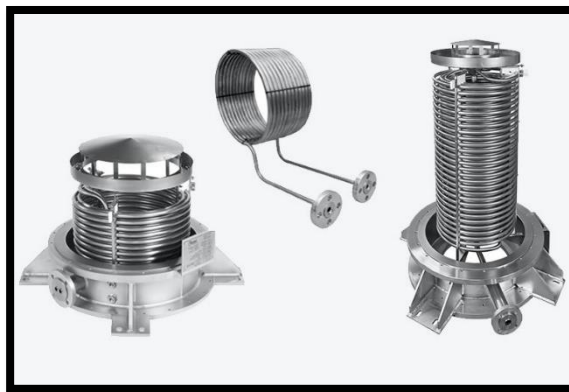
Nota. Adaptado de *Aletas de serpentín*, por Amazon, 2022, Made-in-China, 2022 (https://es.made-in-china.com/co_tommyji/product_Aluminum-Fin-Tube-Type-Refrigerator-Fin-Evaporator-Coil_esinygoru.html)

Intercambiador de calor

Es un dispositivo diseñado específicamente para transferir calor entre dos fluidos físicamente separados. Los intercambiadores se fabrican en varios tamaños y tipos (carcasa y tubo, tubo en U, helicoidal y placa), además:

están diseñados para varias combinaciones de fluidos como vapor a agua (convertidor), agua a vapor (generador), refrigerante a agua (condensador), agua a refrigerante (enfriador), agua a agua (intercambiador de calor), aire a refrigerante (serpentín) y aire a agua o agua a aire (serpentín) (SugarMan, 2014, p. 239).

Figura 30. Intercambiadores de calor



Nota. Adaptado de *Intercambiadores de calor*, por Edelflex, 2022, Made-in-China, 2022 (<https://www.edelflex.com/es/soluciones-ficha/intercambiador-de-calor-tipo-serpentin-155>)

Bobina de calentamiento

Es un serpentín de agua caliente.

Agua a alta temperatura (HTW)

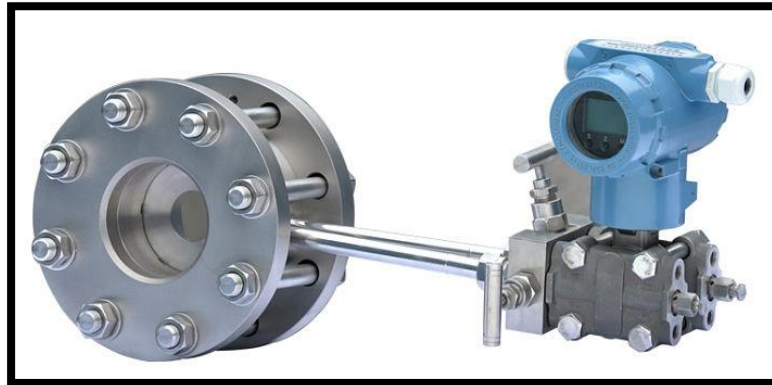
Rango de temperatura de 350 a 450 grados (SugarMan, 2014, p. 238).

Placa de orificio

Una placa de orificio hidrónico es esencialmente una abertura circular fija en una tubería. Se crea una pérdida de presión permanente medible a medida que pasa el agua, desde la tubería de mayor diámetro, a través de la abertura más pequeña.

Un fenómeno resultante se debe a que, por la placa de orificio se da un cambio abrupto en la velocidad del fluido, lo que provoca “turbulencia y una cantidad medible de fricción que resulta en una caída de presión a través del orificio” (SugarMan, 2014, p. 240).

Figura 31. *Placa de orificio*

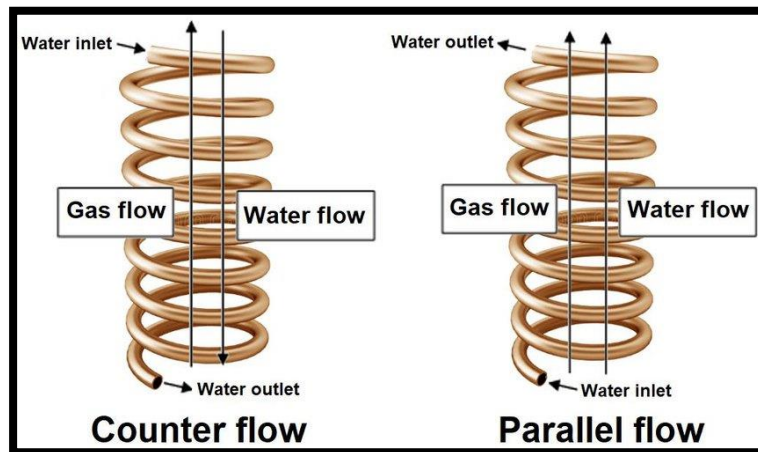


Nota. Adaptado de *Placa de orificio*, por Edelflex, 2022, IQR, 2020 (<https://www.ingenieriaquimicareviews.com/2020/08/placa-de-orificio-como-funciona.html>)

Serpentines de flujo paralelo

Flujo paralelo significa que el flujo de aire y agua están en la misma dirección entre sí. El agua y el aire entran por el mismo lado. “Para serpentines de enfriamiento de flujo paralelo, el agua más fría ingresa al serpentín en el punto donde el aire más caliente entra en el serpentín” (SugarMan, 2014, p. 241), por lo tanto, se genera una menor transferencia de calor.

Figura 32. *Serpentines de flujo paralelo*



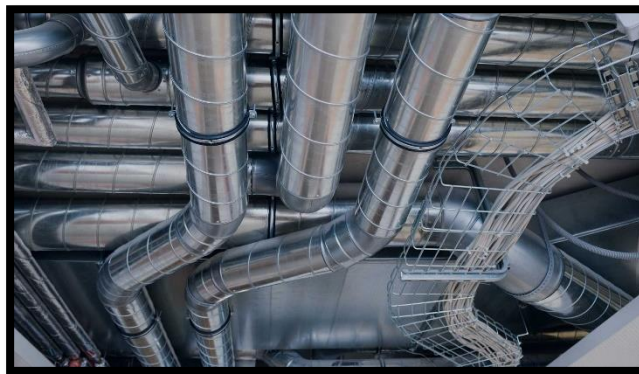
Nota. Adaptado de *Serpentines de flujo paralelo*, por Edelflex, 2021 (https://www.researchgate.net/figure/Counter-and-parallel-flow-configurations-for-the-mono-tube-boiler_fig2_342204963)

Tubos

Los tubos de bobina generalmente están hechos de cobre, pero se usan otros materiales incluyen acero al carbono, acero inoxidable, latón y para aplicaciones especiales, cuproníquel. Hay varios revestimientos protectores disponibles:

El número de tubos varía tanto en profundidad como en altura. Usualmente de una a doce filas en la dirección de flujo de aire (profundidad) y de 4 a 36 tubos por fila (altura). Cuantos más tubos, más transferencia de calor, pero también más resistencia al flujo de aire y costo inicial de la bobina. Los diámetros de los tubos suelen ser de 5/8” (SugarMan, 2014, p. 245).

Figura 33. *Tubos para sistema de aire acondicionado*

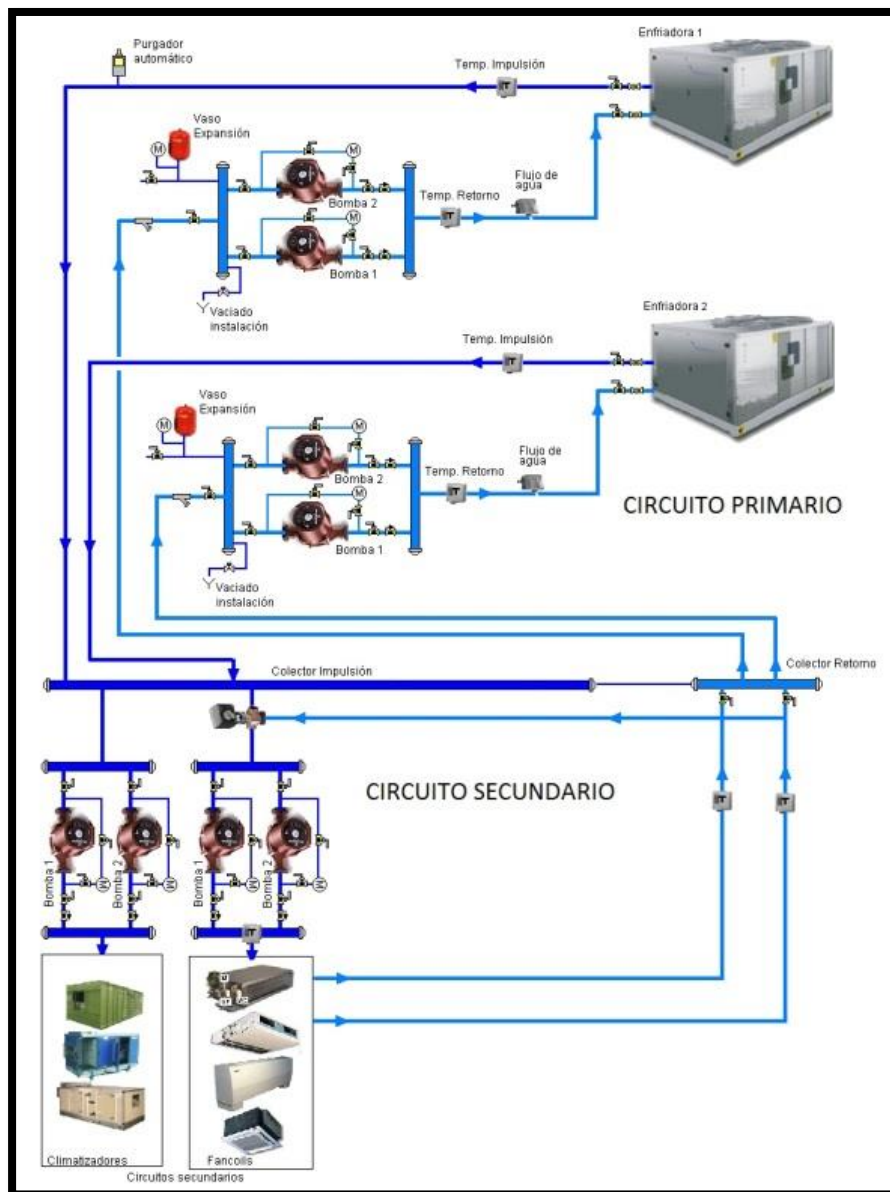


Nota. Adaptado de *Serpentines de flujo paralelo*, por Vaviri, 2022, (<http://www.vaviri.com/hvac.htm>)

Circuitos primario-secundario

Los circuitos primario-secundario reducen los requisitos de potencia de bombeo al mismo tiempo que aumentan el control del sistema. “La bomba primaria y la bomba secundaria no tienen efecto entre sí cuando los dos circuitos están adecuadamente interconectados. El flujo en un circuito no causará flujo en el otro si se elimina la caída de presión en la tubería común a ambos circuitos” (SugarMan, 2014, p. 242). Como nota importante, se ha de subrayar que el flujo secundario puede ser menor, igual o mayor que el primario flujo.

Figura 34. Representación circuito primario y secundario sistema de agua helada



Nota. Adaptado de *Serpentines de flujo paralelo*, por Juan Francisco Díaz, 2014 (<https://juanfrancisco207.wordpress.com/tag/sistemas-de-aire-acondicionado/>)

Retorno directo de dos tubos

Los arreglos bitubos tienen dos cañerías, una para suministro y otra para regreso. Cada terminal está conectado por un ramal de suministro y retorno a su principal. Este diseño no solo permite el control y el mantenimiento por separado de cada terminal, si no que logra manejar la temperatura del agua de suministro en cada terminal (SugarMan, 2014, p. 246).

Retorno inverso de dos tubos

En un sistema de retorno inverso de dos tubos, pues sucede que el flujo de retorno sigue una trayectoria en la que la longitud del circuito a cada terminal y de regreso a la bomba es equivalente.

Unidades de tratamiento de aire

Estos equipos tienen componentes disponibles en un amplio rango de aplicaciones comerciales e industriales. Poseen una gran cantidad de opciones prediseñadas que ofrecen seguridad, calidad probada y confianza. Esas características agregan flexibilidad y son diseñadas para proveer una excelente calidad de aire, incluyendo:

- Única entrada de energía.
- Ventiladores de accionamiento directo.
- Controles montados y ensayados en fábrica.
- Paneles de doble pared con espuma inyectada.
- Opciones de filtrado con filtros MERV 11 y MERV 13, que permiten alcanzar puntos en certificación LEED (Trane, 2021).

Figura 35. *Unidades de tratamiento de aire*



Nota. Adaptado de *Unidades de Tratamiento de aire*, por TRANE, 2022 (<https://www.trane.com/commercial/latin-america/cl/es/products-systems/equipment/air-handlers/performance-ucca.html>)

Motobombas

Son máquinas capaces de transformar la energía en movimiento de un fluido, por lo general, agua. Se caracterizan porque el movimiento que siguen es en dirección ascendente. clasifican en turbobombas y volumétricas.

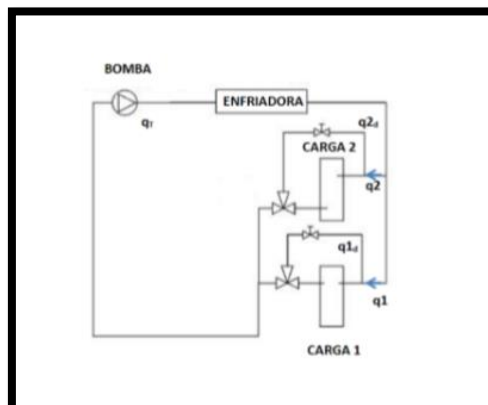
Existen sistemas de bombeo constante y variable. El primero se trata del sistema más convencional y antiguo de los sistemas hidráulicos, “en estos sistemas a caudal constante, el caudal, la pérdida de presión y por tanto la potencia de bombeo permanecen constantes. Se trata de esquemas que a cargas parciales pueden llevar consumos de energía por bombeos muy elevados” (Intensity, 2020).

Figura 36. Moto bomba para sistema de agua helada



Nota. Adaptado de *Moto Bomba para sistema de agua helada.*, por Bell and Gosset, 2022 (<https://www.nationalpumpsupply.com/vsx-vsc-bell-gossett-vertical-split-case-pump-model-4x6x10-1-2a/>)

Figura 37. Sistema de bombeo constante



Nota. Adaptado de *Sistema de bombeo constante.*, por Intensity, 2020 (<https://intensity.mx/es/blog/sistemas-de-agua-helada-tipos-de-bombeos>).

Con respecto al sistema de bombeo variable, en las distribuciones a caudal variable, el caudal de la “red varía al modificarse la posición de las válvulas de control, que en este caso serán de dos vías. Las distribuciones a caudal variable son más habituales en circuitos secundarios ya que en los circuitos primarios debe establecerse un caudal mínimo” (Intensity, 2020).

Un concepto muy importante al momento de diseñar un circuito primario y secundario es el del *bypass*, el cual se define en seguida.

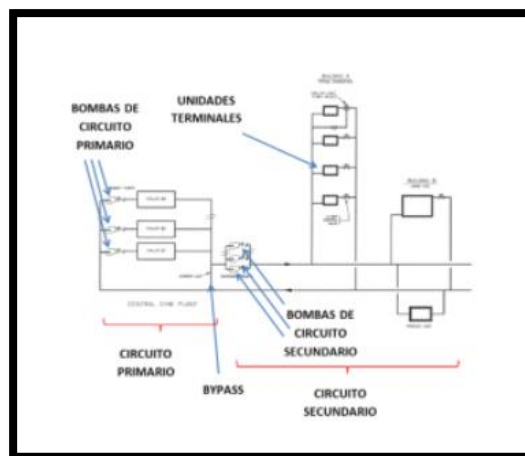
Bypass

Con el *bypass* se pueden obtener bombas de menor tamaño, ya que el único detrimento de carga que tendrán que vencer las bombas serán las pérdidas del primario y, luego, en el secundario (Intensity, 2020). Con esto, se logra compensar la demanda de las unidades terminales y se desliga el primario del secundario.

El circuito primario es garante de mantener la “temperatura de diseño de los enfriadores, normalmente las bombas del circuito primario son bombas de velocidad constante que trabajan para mantener el caudal a través de los enfriadores” (Intensity, 2020).

El circuito secundario se encarga de distribuir el agua fría a través del edificio. Las bombas del circuito secundario son de velocidad variable. “Se encargan de incrementar el caudal en respuesta a la pérdida de presión a través de la carga del edificio y de reducir el caudal en respuesta a un incremento de presión a través de la carga” (Intensity, 2020).

Figura 38. Bombeo variable-bypass-circuito primario y secundario



Nota. Adaptado de *Bombeo variable-bypass-circuito primario y secundario.*, por Intensity, 2020 (<https://intensity.mx/es/blog/sistemas-de-agua-helada-tipos-de-bombes>)

Make-up air

Está proyectado para componer “el aire en su espacio interior que se ha eliminado debido a los extractores de aire del proceso.” (Cambridgeair, 2020) el cual no es posible recircular. Los *make-up-air* logran extraer aire acondicionado y fresco del exterior, logrando transformarlo, con el fin de reemplazar el existente en el recinto.

Figura 39. *Make-up air industrial*



Nota. Adaptado de *Make-Up Air Industria.*, por RWA, 2020 (<https://wesellfans.com/products/make-up-air/>)

3.3 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DE ENFRIAMIENTO

En todo estudio de acondicionamiento de aire, es necesario realizar un estudio exhaustivo de la carga térmica.

Es indispensable en la estimación que el estudio sea preciso y completo, no debiendo subestimarse su importancia. Forman parte de este estudio los planos de detalles mecánicos y arquitectónicos, croquis sobre el terreno y en algunos casos fotografías de aspectos importantes del local (Carrier, 1980).

Para el cálculo de la carga térmica se han de considerar los siguientes aspectos:

3.3.1 Generalidad para el cálculo de carga térmica.

En el análisis de carga térmica, dependiendo del recinto que se estudie, se toman en cuenta los siguientes elementos para el cálculo respectivo:

1. Orientación del edificio: toma en cuenta los puntos cardinales: efectos de sol y viento, las estructuras permanentes próximas, efectos de sombra, superficies reflectantes como agua, arena, lugares de estacionamiento (Carrier, 1980).

2. Destino del local: se relaciona con recintos como oficina, hospital, local de ventas, fábrica, taller de montaje, entre otras.

3. Dimensiones del local o locales: tiene que ver con el largo, ancho y alto.

4. Altura de techo: se mide la relación de suelo a suelo, de suelo a techo, espacio entre el cielo raso y las vigas (Carrier, 1980).

5. Columnas y vigas: toma en cuenta el tamaño, la “profundidad y cartelas o riostras angulares” (Carrier, 1980).

6. Materiales de construcción: “para el cálculo de carga térmica se estudia el tipo de materiales y espesor de paredes, techos, suelos y tabiques y su posición relativa en la estructura” (Carrier, 1980).

7. Condiciones de circunambiente: Implica el “color exterior de las paredes y techumbre, sombra proyectada por edificios adyacentes y luz solar. Áticos: ventilados o sin ventilar, por gravedad o ventilación forzada” (Carrier, 1980).

Espacios circundantes no acondicionados: Carrier (1980) considera la temperatura de los espacios no acondicionados, tales como salas de calderas, cocinas, suelo sobre tierra, si el recinto es levantado o sótano.

8. Ventanas: detalla las dimensiones el tipo de marcos en cuanto al material si es madera o metal, cristal simple o múltiple, tipo de persiana, dimensiones de los salientes de las ventanas y distancia del marco de la ventana a la cara exterior de la pared (Carrier, 1980).

9. Puertas: detalla las dimensiones, el tipo de material y la posición.

10. Escaleras, ascensores y escaleras mecánicas: se analiza la temperatura del espacio adyacente si está acondicionado o no, así como la potencia de los motores, ventilados.

11. Ocupantes: se analiza el número de personas, tiempo de ocupación, naturaleza de su actividad, alguna concentración especial. Algunas veces es preciso evaluar los ocupantes con base en metros cuadrados por persona o promedio de circulación (Carrier, 1980).

12. Alumbrado: considera la potencia en la hora punta, si el alumbrado es de tipo incandescente, fluorescente, directo o indirecto. (Carrier, 1980).

Con respecto a si el alumbrado es indirecto deben ser previstos el tipo de ventilación que tiene y el sistema de salida y alimentación del aire. Si se carece de información exacta, se sugiere hacer un cálculo de la iluminación en vatios por metro cuadrado.

13. Motores: mide el tipo de motor si es monofásico o trifásico, así como la potencia nominal y empleo.

14. Utensilios, maquinaria comercial, equipo electrónico: toma en cuenta la potencia indicada, consumo de vapor o gas, cantidad de aire extraído o preciso y su empleo. (Carrier, 1980).

15. Ventilación: según Carrier (1980), en el cálculo se mide el espacio en metros cúbicos por persona o por metro cuadrado, el excesivo humo u olores, artefactos de humos: tipo, tamaño, velocidad, caudal.

16. Almacenamiento térmico: comprende el horario de funcionamiento del sistema con especificación de las condiciones punta exteriores, “variación admisible de temperatura en el espacio durante el día, alfombras en el suelo, naturaleza de los materiales superficiales que rodean el espacio acondicionado” (Carrier, 1980).

Para el caso concreto de la compañía Micro Technologies S.A., se tomarán en cuenta los siguientes elementos:

3.3.2 Cálculo de carga térmica por transferencia de calor en luminarias.

Según Pita (2004), en “el caso de las unidades fluorescentes el $FB=1,25$ y para el caso del alumbrado incandescente el $FB=1,0$ ”. La capacidad de alumbrado de las luminarias se muestra en la unidad de *watts*. Para el estudio que se realiza, se han de convertir estos *watts* en BTU/h. La conversión implica multiplicar el factor de 3.4 como se visualiza en la ecuación 1. La transferencia de calor provocada por las luminarias viene dada por la siguiente ecuación:

Ecuación 1. *Ganancia de calor por luminarias*

$$Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE$$

Se tiene que:

- $Q =$ Calor neto ganado debido al alumbrado de luminarias, Btu/h.
- $FCE =$ Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado de luminarias.
- $W =$ Capacidad del alumbrado, watts.
- $FB =$ Factor de balastro.

3.3.3 Cálculo de carga térmica por transferencia de calor en personas dentro del recinto analizado.

La obtención del calor latente y el calor sensible dependen de las distintas actividades que se realicen en la zona de estudio. El cálculo requiere de tomar en cuenta:

- ❖ Calor sensible.
- ❖ Calor latente.

Las ecuaciones que se necesitan son:

Ecuación 2. Transferencia de calor latente

$$Q_l = q_l \cdot n$$

Se tiene que:

- $q_l =$ Calor latente por persona
- $n =$ Cantidad de personas
- $Q_l =$ Calor latente por personas BTU/h

Ecuación 3 Transferencia de calor sensible

$$Q_s = q_s \cdot n \cdot FCE$$

Se tiene que:

- $q_s =$ Calor sensible por persona.
- $Q_s =$ Calor sensible por personas BTU/h
- $FCE =$ Factor de carga de enfriamiento-personas
- $n =$ Cantidad de personas.

Según Pita (2004), el valor equivalente a FCE=1 se da cuando el sistema de aire acondicionado no se encuentra encendido durante las noches.

3.3.4 Cálculo de carga térmica por radiación solar a través de difusoras y vidrios.

La radiación solar obtenida por medio de los vidrios y difusoras depende de la variación de las horas del día, el efecto de almacenamiento, así como de la orientación en la que se encuentren dichos elementos de análisis. Con la siguiente ecuación, se puede obtener el cálculo de dicha radiación:

Ecuación 4. *Radiación solar a través de difusoras y vidrios*

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

Donde se tiene que:

- $FCE =$ Factor de carga de enfriamiento, °F
- $A =$ Área de difusora o vidrio, ft^2
- $Q =$ Radiación solar a través del vidrio o difusoras, Btu/h
- $FGCS =$ Factor de ganancia máxima de calor solar, $BTU/(h \cdot ft^2)$
- $CS =$ Coeficiente de sombreado, °F.

De acuerdo con Pita (2004), si es desconocido el valor de temperatura del recinto en estudio, se toma como premisa que el lugar se encuentra 5 °F menos que la temperatura exterior.

3.3.5 Cálculo de carga térmica por transferencia de calor en exteriores y techos

Según Pita (2004), “los valores de DTCE basan en una temperatura de diseño interior de 78 °F y una temperatura exterior promedio de 85 °F, con paredes y techo de colores oscuros, para el 21 de julio, a una latitud de 40 °N)”. La transferencia de calor en exteriores, techo, vidrios y paredes se analiza por medio de la siguiente relación matemática:

Ecuación 5. *Conducción a través de la estructura exterior y techos*

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

Se tiene que:

- $Q =$ Conducción a través de las, paredes, vidrios y techo, Btu/h.
- $U =$ Coeficiente de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios, BTU/ $h \cdot ft^2$
- $A =$ Área del techo, pared o vidrios, ft^2
- $DTCE_e =$ Relación de diferencia de temperatura para carga de enfriamiento, $^{\circ}F$

En cuanto al DTCE, es equivalente a una diferencia de temperatura que toma en cuenta el efecto de almacenamiento de calor.

Por estas razones, es necesario calcular el valor del $DTCE_c$ que equivale a la corrección del DTCE, según las condiciones de diseño que se requieran para cada lugar específico. La siguiente ecuación lo demuestra:

Ecuación 6. Corrección del DTCE para paredes y techos.

$$DTCE_c = [(DTCE + LM) \cdot k + (78 - t_r) + (t - 85)] \cdot f$$

Donde se tiene que:

- $DTCE =$ Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento para pared o techo $^{\circ}F$
- $DTCE_c =$ DTCE corregido $^{\circ}F$
- $LM =$ Corrección por latitud y mes.
- $f =$ Corrección por ventilación del cielorraso (aplica únicamente para el techo):
- $f = 0,75$ para techos falsos
- $f = 1$ para los demás casos
- $t_r =$ Temperatura del recinto $^{\circ}F$
- $t_0 =$ Temperatura exterior promedio $^{\circ}F$

Además:

- $k =$ Corrección debido al color de la superficie:
 - $k = 1$ (superficies oscuras o áreas industriales).
 - $k = 0,5$ (techos claros)
 - $k = 0,65$ (paredes de color claro)

En cuanto a la corrección del DTCE para vidrios, se expresa la siguiente fórmula:

Ecuación 7. *Corrección del DTCE para vidrios*

$$DTCE_c = DTCE + (78 - t_r) + (t_0 - 85)$$

Donde se tiene que:

- t_r = *Temperatura del lugar °F*
- t_0 = *Temperatura promedio exterior °F*
- $DTCE_c$ = *DTCE corregido °F*
- $DTCE$ = *Relación de diferencia de temperatura para carga de enfriamiento para vidrios °F*

3.3.6 Cálculo de carga térmica por transferencia de calor en interiores.

Pita (2004) indica que, si se desconoce la temperatura del espacio no acondicionado, el cálculo se lleva a cabo considerando 5 °F menos que la temperatura exterior, excepto cuando se tienen recintos con grandes fuentes de calor (Pita E. G., 2004).

La transferencia de calor propiciada desde los espacios interiores sin acondicionamiento hacia las zonas acondicionadas se da a través de divisiones, pisos y cielos rasos. Esto se puede estimar con la siguiente ecuación:

Ecuación 8. *Conducción a través de interiores*

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

Donde se tiene que:

- Q = *Transferencia de calor a través de la división, cielo raso, piso Btu/h*
- U = *Coeficiente de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso, BTU/(h·ft²)*
- A = *Área de la división, piso o cielo raso, ft².*
- DT = *Diferencia de temperatura entre espacio acondicionado y área no acondicionada, °F.*

3.3.7 Carga de refrigeración.

En el diseño del acondicionamiento de aire la carga de refrigeración es la que determina la cantidad de calor que debe ser suprimido del recinto en estudio con el propósito de mantener la temperatura interna de forma constante.

La carga de refrigeración está implicada por la ventilación externa, el calor producido por los ventiladores y las bombas en funcionamiento, la ganancia de calor en los sistemas de ductos, así como en las pérdidas de aire en estos.

3.3.8 Ventilación.

Los sistemas de acondicionamiento de aire implican que se dé un ingreso fresco de este al lugar en el que se encuentran. La ventilación favorece a ello gracias al carácter latente y sensible de la carga de enfriamiento.

En las siguientes ecuaciones, se representa la obtención de calor latente y sensible por aire, a través de la ventilación:

Ecuación 9. *Calor latente transferido por aire de ventilación*

$$Q_l = 0,68 \cdot CFM \cdot (W_e' - W_i')$$

Donde se tiene que:

- W_i' = Relación de humedad interior gr w/lb d.a.
- W_e' = Relación de humedad exterior gr w/lb d.a.
- Q_l = Ganancia de calor latente por aire de ventilación BTU/h
- CFM = Flujo de aire de ventilación ft³/min

Ecuación 10. *Calor latente transferido por aire de ventilación*

$$Q_s = 1,1 \cdot CFM \cdot DT$$

Donde se tiene que:

- DT = Diferencia de temperatura entre el aire exterior y el aire interior °F
- Q_s = Ganancia de calor sensible por aire de ventilación BTU/h
- CFM = Flujo de aire de ventilación ft³/min.

3.3.9 Transferencia de calor en ductos

El aire acondicionado que pasa por los ductos del sistema absorbe calor de los alrededores. Por esta razón, si los ductos se encuentran en zonas que son acondicionadas, ocurre una utilidad de enfriamiento por la ganancia de calor generada. En caso contrario, si los ductos pasan por áreas que no son acondicionadas de aire, crece una pérdida de calor sensible. Pita (2005) recomienda que los ductos que permiten la circulación de aire frío y están ubicados en zonas sin acondicionamiento, se deben aislar para conservar un valor de $U=0.25$.

La ecuación que representa la transferencia de calor en ductos es la siguiente:

Ecuación 11. *Ganancia de calor en ductos*

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

Donde se tiene que:

- A = Superficie del ducto, ft².
- DT = Diferencial de temperatura entre aire contenido en el ducto y exteriores
- Q = Ganancia de calor del ducto, Btu/h.
- U = Coeficiente general de transferencia de calor, Btu/h.

3.3.10 Cálculo de carga térmica por transferencia de calor en equipos.

La transferencia de calor de los equipos se puede calcular tomando como base los datos de la ficha técnica del fabricante. Según Pita (2005), existe una estandarización de valores típicos de generación de calor en equipos de acuerdo con el tipo de motor, capacidades eléctricas, velocidad, entre otras que determinan la aproximación de este cálculo. En la sección 5.2.8-5.2.9-5.2.10, se detallarán las especificaciones para estos cálculos.

3.3.11 Cálculo de carga térmica por transferencia de calor en infiltraciones.

La transferencia de calor por las infiltraciones se debe a la relación de las ganancias de calor sensible y calor latente. Estos aumentos de calor radican en puertas y ventanas. Se considera un CFM equivalente a 1 para puertas y un CFM de 0,75 para ventanas.

Las ecuaciones por utilizar corresponden a la ecuación 9 y 12 de este documento.

Ecuación 12. *Calor sensible generado por infiltraciones*

$$Q_s = 1.1 * CFM * CT$$

Donde:

Q_s = Calor sensible necesario para el aire de infiltración o ventilación, BTU/h

CFM = Velocidad de infiltración o ventilación del aire, ft^3/min

CT = Cambio de temperatura entre el aire interior y exterior, °F.

3.4 CARGA TÉRMICA DE ENFRIAMIENTO POR MEDIO DE SOFTWARE HOURLY ANALYSIS PROGRAM (HAP)

El programa de análisis de la compañía Carrier corresponde a un compendio de herramientas versátiles para diseñar sistemas HVAC comerciales e industriales. Cuenta con poderosas capacidades de análisis de energía para comparar el consumo de energía y los costos de energía de las alternativas de diseño (Carrier, 2022).

HAP está “diseñado para ingenieros consultores, contratistas de diseño/construcción, contratistas de HVAC, ingenieros de instalaciones y otros profesionales involucrados en el diseño y análisis de sistemas HVAC de edificios comerciales” (Carrier, 2022).

Como beneficios, posee capacidades de modelado de energía equivalentes a 8760 horas útiles para el diseño de edificios ecológicos (Carrier, 2022). Muestra de ello es que, los resultados del análisis de energía HAP han sido aprobados actualmente por el Consejo de Construcción Ecológica de EE. UU. dentro del rango de calificación LEED® (Liderazgo en Energía y Diseño Ambiental).

Es una herramienta con capacidad para diseñar sistemas de edificios y zonas de trabajo industriales en el que se incluyen “techos, controladores de aire centrales de flujo de refrigerante variable (VRF), WSHP, GSHP, fancoils, plantas de agua fría y agua caliente, así como tipos de controles de sistema de volumen constante y VAV” (Carrier, 2022).

La compañía Carrier (2022) explica que HAP es un *software* amigable para el diseño de construcciones de oficinas, centros comerciales, academias, iglesias, restaurantes, hoteles, hospitales, fábricas y edificios de usos múltiples que tienen como criterio la innovación y la conservación de energía.

Figura 40. Representación del software Hourly Analysis Program (Hap)



Nota. Adaptado de *Representación gráfica software Hourly Analysis Program (Hap.*, por Carrier, 2021 (<https://www.carrier.com/commercial/en/us/software/hvac-system-design/hourly-analysis-program/>))

3.5 PSICROMETRÍA

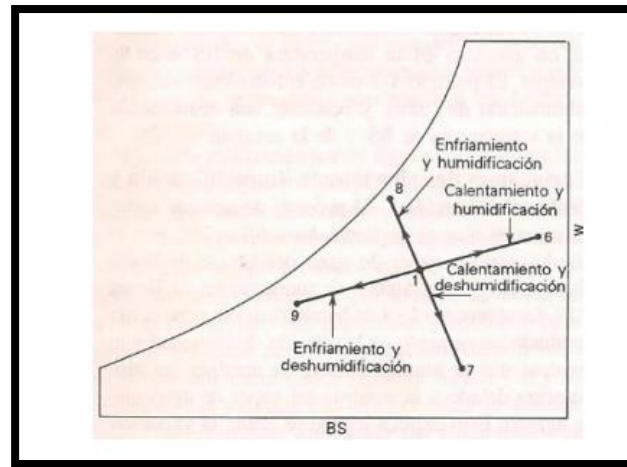
Los procesos de aire acondicionado involucran aire que está experimentando cambios de energía. Estos cambios surgen de cambios en la temperatura del aire y su contenido de humedad. El contenido y la energía se entienden más fácilmente utilizando una ayuda visual llamada tabla psicrométrica. El gráfico psicrométrico “es una herramienta estándar de la industria que se utiliza para visualizar las interrelaciones entre aire seco, humedad y energía” (McDowall, 2006).

Inicialmente, “el gráfico puede resultar intimidante, pero a medida que trabaje con él, se descubre que las relaciones ilustradas son relativamente fáciles de entender” (McDowall, 2006). Una vez que el diseñador se siente identificado con él, descubrirá que es una herramienta que puede hacer es más fácil solucionar problemas de aire acondicionado en edificios.

En los procesos del aire acondicionado existen procesos de enfriamiento y calentamiento representados por líneas horizontales o inclinadas. Esto se debe a los cambios que la humedad específica sufre de acuerdo con las condiciones que se presenten en el lugar.

En la siguiente figura se denota lo anterior:

Figura 41. *Procesos de aire acondicionado en una carta psicrométrica*

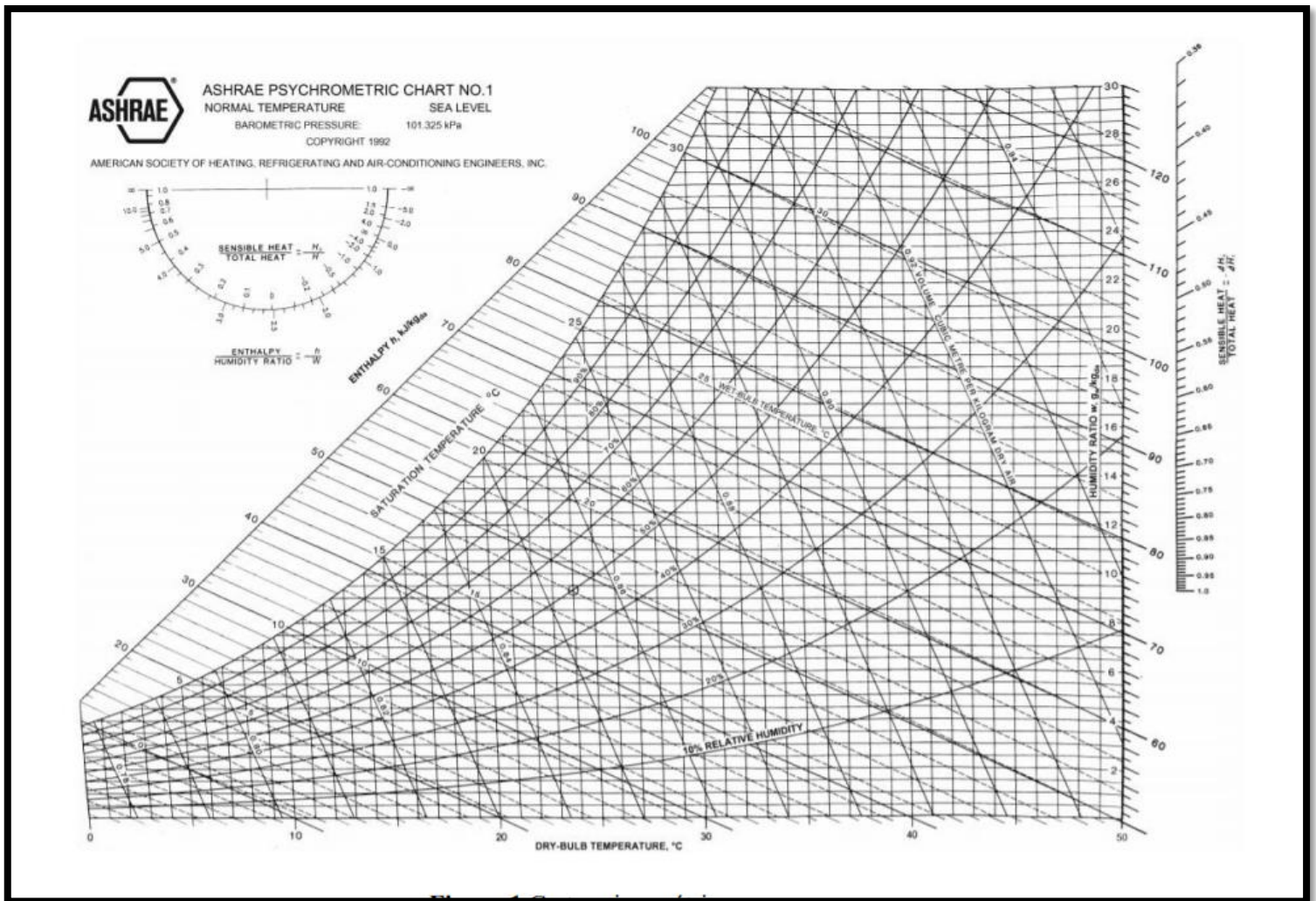


Nota. Adaptado de *Procesos de aire acondicionado en una carta psicrométrica*, Pita, 2005.

McDowall (2006) entran en gran detalle sobre el uso del gráfico, ya que esta herramienta proporciona cálculos y discusión sobre cómo se puede utilizar el gráfico como herramienta de diseño y resolución de problemas. La carta psicrométrica es una gráfica de las propiedades del aire, tales como “temperatura, humedad relativa, volumen, presión, entre otras. Se utilizan para determinar, cómo varían estas propiedades al cambiar la humedad en el aire” (Monterrey, 2022).

En la siguiente figura se detalla la carta psicrométrica de ASHRAE:

Figura 42. Carta psicrométrica ASHRAE, 2017

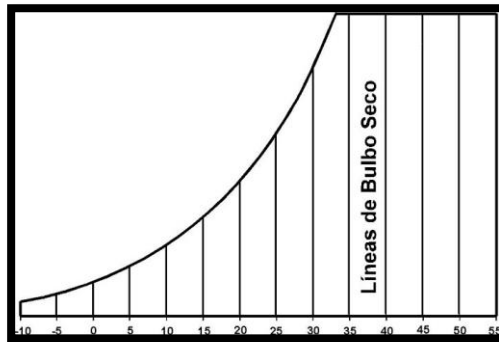


Nota. Adaptado de Carta Psicrométrica., por ASHRAE, 2017

Las propiedades del aire establecidas en la carta psicrométrica son:

1. Temperatura de bulbo seco (bs): “es la temperatura del aire que se toma utilizando un termómetro ordinario. En la carta psicrométrica corresponde al eje de las abscisas en la parte de debajo de la carta” (Ingeniería Química Reviews [IQR], 2020).

Figura 43. Gráfica de líneas de bulbo seco

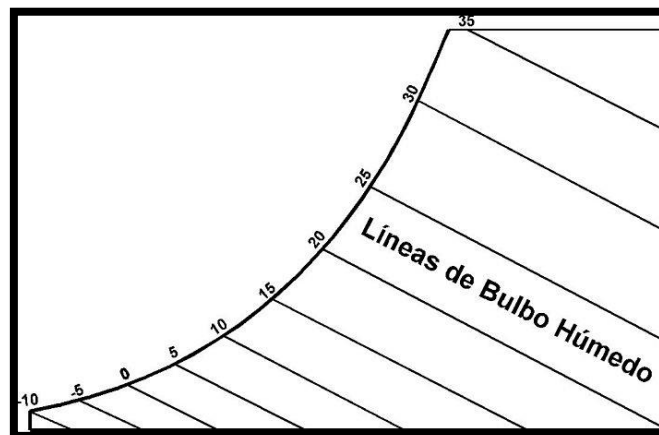


Nota. Adaptado de *Líneas de bulbo seco en carta psicrométrica.*, por IQR, 2020 (<https://www.ingenieriaquimicareviews.com/2020/09/cartas-psicrometricas.html#Temperatura-de-bulbo-seco>)

2. Temperatura de bulbo húmedo (bh): es la temperatura equivalente a la evaporación del agua de la mecha que cubre el bulbo del termómetro común.

Su escala se puede localizar en la curva superior de la carta psicrométrica. Las líneas de bulbo húmedo son oblicuas, extendiéndose diagonalmente de izquierda a derecha, y de arriba hacia abajo, con un ángulo de 30 grados Celsius con respecto a la horizontal (Ingeniería Química Reviews [IQR], 2020).

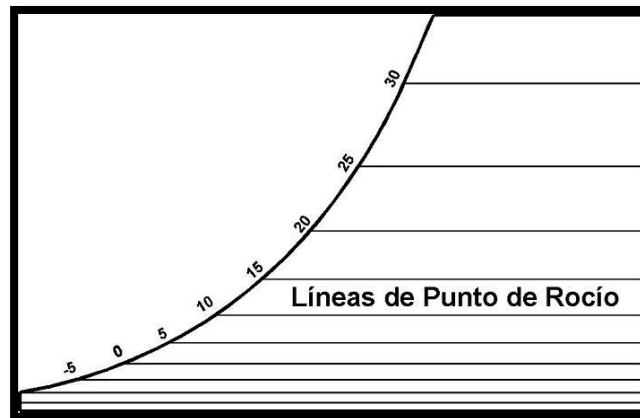
Figura 44. Gráfica de líneas bulbo húmedo



Nota. Adaptado de *Líneas de bulbo húmedo en carta psicrométrica.*, por IQR, 2020 (<https://www.ingenieriaquimicareviews.com/2020/09/cartas-psicrometricas.html#Temperatura-de-bulbo-seco>)

3. Temperatura de punto de rocío (pr): se define “como la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante” (Marcos del Cano, 2018).

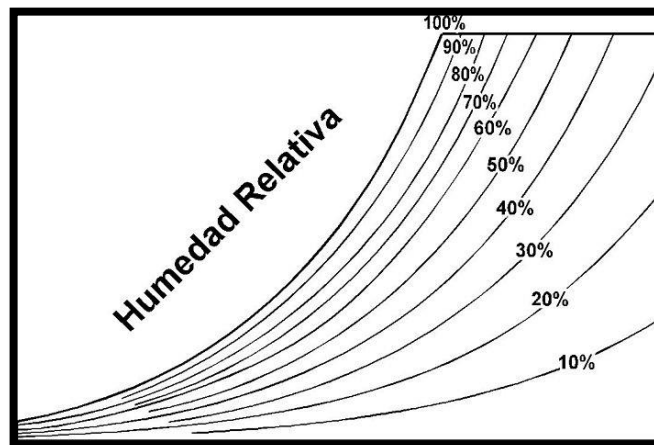
Figura 45. Líneas punto de rocío



Nota. Adaptado de *Líneas de punto de rocío en carta psicrométrica.*, por IQR, 2020 (<https://www.ingenieriaquimicareviews.com/2020/09/cartas-psicrometricas.html#Temperatura-de-bulbo-seco>)

4. Humedad relativa (hr): es la relación entre “cantidad de vapor de agua contenida en el aire (humedad absoluta) y la máxima cantidad que el aire sería capaz de contener a esa temperatura (humedad absoluta de saturación)” (S&P: El Blog de la ventilación eficiente, 2018).

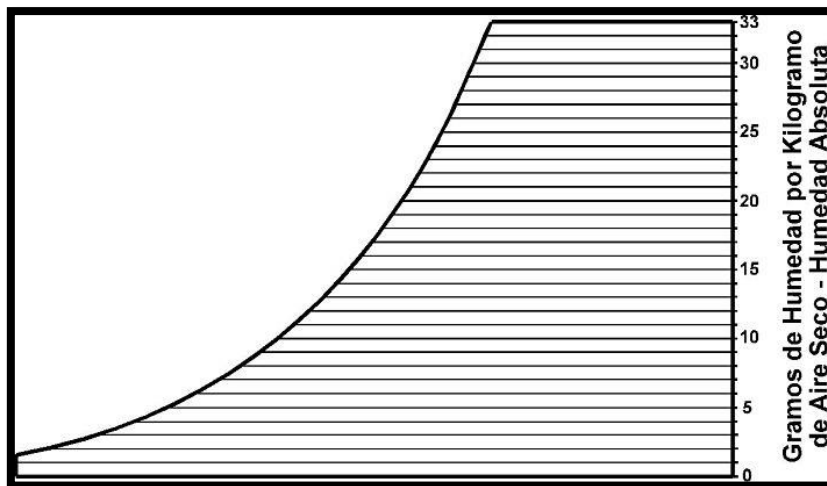
Figura 46. Gráfica de líneas humedad relativa



Nota. Nota. Adaptado de *Líneas de humedad relativa en carta psicrométrica.*, por IQR, 2020 (<https://www.ingenieriaquimicareviews.com/2020/09/cartas-psicrometricas.html#Temperatura-de-bulbo-seco>)

5. Humedad absoluta (ha): “es la cantidad de vapor de agua (comúnmente medido en gramos) contenido en un determinado volumen de aire (m^3)” (S&P: El Blog de la ventilación eficiente, 2018).

Figura 47. Gráfica de humedad absoluta

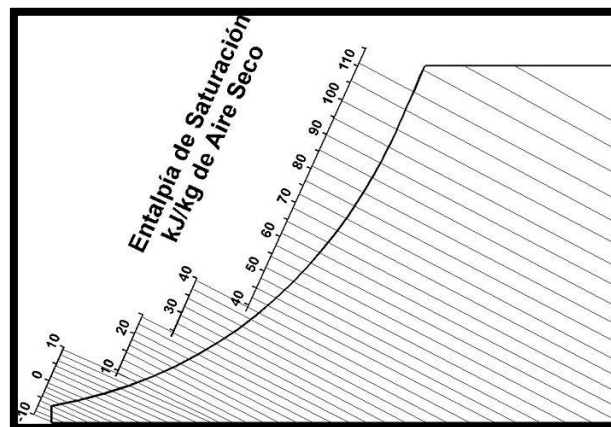


Nota.

Adaptado de *Líneas de humedad absoluta en carta psicrométrica.*, por IQR, 2020 (<https://www.ingenieriaquimicareviews.com/2020/09/cartas-psicrometricas.html#Temperatura-de-bulbo-seco>)

6. Entalpía (h): Corresponde a la cantidad de calor que un sistema termodinámico libera o absorbe del entorno que lo rodea cuando está a una presión constante (Significados, 2022).

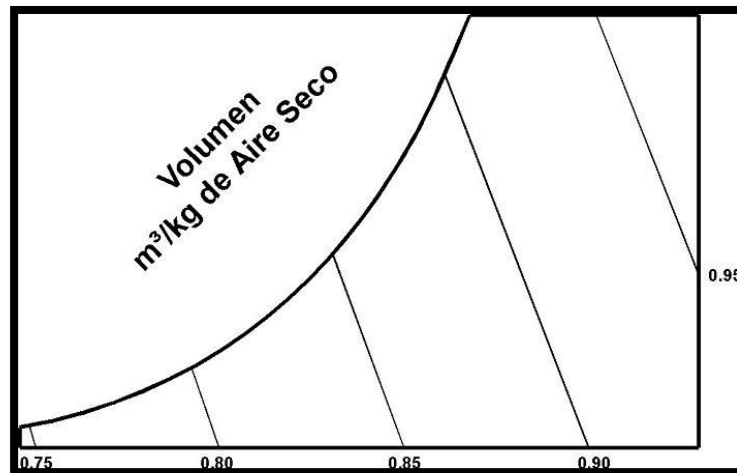
Figura 48. Gráfica de entalpía



Nota. Adaptado de *Líneas de entalpía en carta psicrométrica.*, por IQR, 2020 (<https://www.ingenieriaquimicareviews.com/2020/09/cartas-psicrometricas.html#Temperatura-de-bulbo-seco>)

7. Volumen específico: el volumen específico se simboliza por líneas inclinadas en un ángulo de 60 grados con respecto a la horizontal, y crecen su valor de izquierda a derecha. Por lo general, se formulan en m^3/Kg de aire para el sistema internacional (IQR, 2020).

Figura 49. Líneas de volumen específico en gráfica



Nota. Adaptado de *Líneas de entalpía en carta psicrométrica.*, por IQR, 2020 (<https://www.ingenieriaquimicareviews.com/2020/09/cartas-psicrometricas.html#Temperatura-de-bulbo-seco>)

3.6 REFRIGERANTES

Un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúe como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Desde el punto de vista de la refrigeración por compresión mecánica, se puede definir el refrigerante como “el medio para transportar calor desde donde lo absorbe al evaporarse, a baja temperatura y presión, hasta donde lo desprende al condensarse a temperatura y presión altas” (Plazas Monroy, 2012).

En los sistemas de acondicionamiento de aire, algunos equipos implican el uso de refrigerantes. Esto se debe a que, como lo indica Sanguinetti Remusgo (2017), “la extracción de calor se consigue utilizando fluidos que usualmente cambian de líquido a vapor (se evaporan) dentro de un conjunto de tuberías que recibe el nombre de evaporador, el cual se ubica en el interior del cuarto o cámara frigorífica”.

Con este criterio, todo sistema de refrigeración tiene por objetivo reducir “la temperatura de una sustancia, de un cuarto o de una cámara frigorífica mediante la extracción de calor, el cual luego es entregado hacia el ambiente exterior” (Sanguinetti Remusgo, 2017). De ahí que el uso de refrigerantes aporta calidad al proceso de acondicionamiento de aire y busca contribuir al confort térmico deseado. Existen diferentes tipos de refrigerantes, que se utilizan y aplican, de acuerdo con la diferencia de presiones entre la presión de evaporación y la de condensación del medio.

Relativo a ello, el volumen específico del vapor a condiciones de succión, el calor latente de evaporación, la densidad del líquido y otros factores a tomar en cuenta para las diferentes aplicaciones forman parte de la selección del refrigerante en un sistema.

Los refrigerantes tienen propiedades termodinámicas como la presión, la temperatura, el volumen, la entalpía, la entalpía de evaporación, la entalpía de vapor saturado, la densidad, el punto de congelación, el punto de ebullición, el coeficiente de comportamiento, el calor específico del líquido. También se caracterizan por sus propiedades físicas y químicas en las que destacan el efecto sobre otros materiales, la compatibilidad con los metales, elastómeros y plásticos, la toxicidad, el olor, la inflamabilidad, la capacidad de detección de fugas.

La clasificación de los refrigerantes se determina de la siguiente manera:

Figura 50. Clasificación de los refrigerantes

Grupo	Refrigerante	Fórmula
I	Amoniaco	NH ₃
II	Dióxido de Carbono	CO ₂
III	Dióxido de azufre	SO ₂
IV hidrocarburos	Etano	CH ₃ CH ₃
	Etileno	CH ₂ CH ₂
	Propano	CH ₃ CH ₂ CH ₃
	Isobutano	CH(CH ₃) ₃
	Butano	CH ₃ (CH ₂) ₂ CH ₃

Grupo	Familia	Refrigerante	Fórmula	
V	Hidrocarburos Clorados	Clorometano	CH ₃ Cl	
		Cloroetano	CH ₃ CH ₂ Cl	
		Diclorometano	CH ₂ Cl ₂	
		Dicloroetano	CHClCHCl ₂	
		Tricloroetano	CHClCCl ₂	
	Serie de metanos			
	Hidrocarburos Fluorados	Freón 11 Tricloromonofluoro metano	CCl ₃ F	
		Freón 12 diclorofluorometano	CCl ₂ F ₂	
		Freón 13 monoclorotrifluorometano	CClF ₃	
		Freón 14 tetrafluorometano	CF ₄	
		Freón 21 dicloromonofluorometano	CHCl ₂ F	
		Freón 22 monoclorodifluorometano	CHClF ₂	
		Serie de etanos		
Hidrocarburos Fluorados	Freón 113 Triclorotrifluoro etano	CCl ₂ FCClF ₂		
	Freón 114 diclorotetrafluoroetano	CClF ₂ CClF ₂		
	Serie de los Bromuros			
	Kulene 131 Bromotrifluorometano	CBrF ₃		
	Freón 21 dicloromonofluorometano	CHCl ₂ F		
	Freón 22 monoclorodifluorometano	CHClF ₂		
	Serie de etanos			
VI	Azeótropos	Carrene 7	74.2 % Freón 12 25.8 % difluoroetano	
VII	Otros	Oxido nitroso	N ₂ O	
		Formato de metilo	HCCOCH ₃	
		Etilamina	CH ₃ CH ₂ NH ₂	
		Metilamina	CH ₃ NH ₂	

Nota. Adaptado de *Refrigerantes y su impacto ambiental.*, por Ricardo R. Contreras, 2021 (<https://sistemamid.com/panel/uploads/biblioteca/1/923/929/5564.pdf>)

3.6.1 Impacto ambiental.

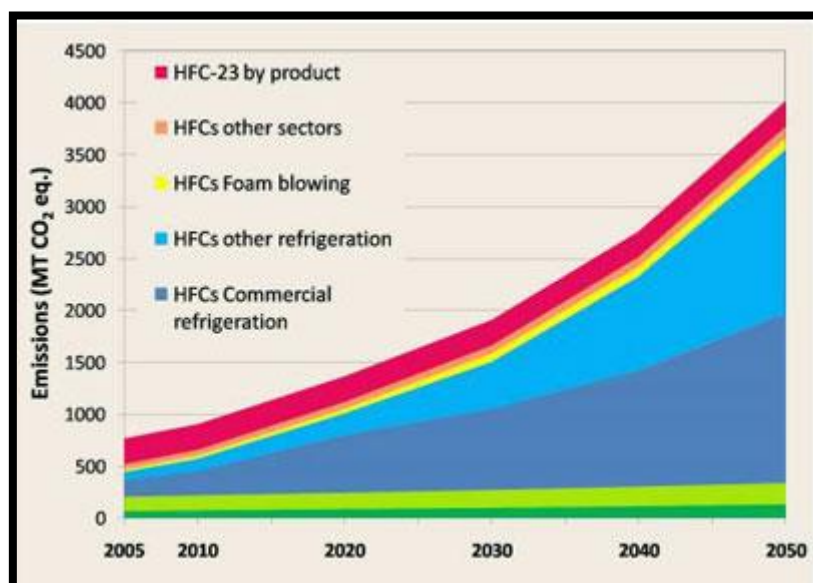
La utilización de refrigerantes implica la necesidad de aplicar protocolos que regulen la contaminación y el impacto en el medio ambiente. La destrucción de la capa de ozono ha sido una de las situaciones más graves que ha sufrido la naturaleza. En medio de los problemas que han provocado el deterioro de esta, “el Convenio de Viena, el Protocolo de Montreal y el Protocolo de Kyoto han sido instrumentos determinantes para canalizar el compromiso y la participación de los países desarrollados” (Duque Guzmán, 2008) en la formulación de objetivos que reduzcan las emisiones atmosféricas en el uso de refrigerantes.

Un dato relevante se evidencia en el estudio realizado por la Umwelt Bundes Amt de la Agencia Federal del Medio Ambiente Alemana, explicando que “las emisiones de gases fluorados de los refrigerantes podrían haber llegado a 4 GT equivalentes de CO₂ para el año 2050” (Arnabat, 2018). El análisis radica en que, si en el:

año 2004 los gases fluorados eran responsables del 1,3 % del calentamiento global, para el año 2050 su contribución podría haber ascendido al 7,9 %. Por ello, la legislación al respecto sirve para frenar este aumento progresivo y para convertir los refrigerantes en sostenibles (Arnabat, 2018).

En la siguiente figura se puede observar el considerable aumento previsto del impacto de los HFC en una proyección al futuro:

Figura 51. Aumento previsto del impacto de los gases HFC en el futuro



Nota. Adaptado de *Aumento previsto del impacto de los gases HFC en el futuro*, por Idoia Arnabat, 2018 (<https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/impacto-refrigerantes-en-medio-ambiente.html>)

En la actualidad, se busca que datos como los que se muestran en el gráfico anterior disminuyan. Para ello, las nuevas industrias fabricantes están incursionando en la inversión de refrigerantes alternativos y naturales. Un avance de esto es que el reglamento F-Gas, “está prohibiendo el uso de los refrigerantes de mayor PCA, generando un importante movimiento del mercado en busca de gases alternativos o sustitutos que mantengan el mercado competitivo y seguro” (Arnabat, 2018).

En este mismo sentido, se busca que al darse este tipo de sustituciones se dé una mejora en la eficiencia energética y la sostenibilidad. Una opción que también cobra fuerza dentro de los refrigerantes alternativos son los naturales, gases biodegradables presentes en la naturaleza (Arnabat, 2018).

3.7 MEDICIÓN DE ENERGÍA USO EN OBRA NUEVA SISTEMAS DE AGUA HELADA

Un estudio minucioso de conservación de energía requiere determinación de cuánta energía consume un edificio. En el nuevo diseño de edificios, se predice la energía de consumo (Pita, 2004). El análisis más completo constaría de los siguientes pasos, en orden:

1. Realizar el cálculo de la calefacción y refrigeración de edificios cargas por hora durante todo el año. “El proceso se lleva a cabo por medio de un balance de calor completo, tomando en cuenta el almacenamiento de calor, las ganancias internas y condiciones climáticas cambiantes” (Pita, 2004).

2. Simulación del rendimiento del sistema. Esto implica describir la actuación o cada componente del sistema por ecuaciones, y luego resolviendo estas ecuaciones usando los valores de cargas calculadas anteriormente (Pita, 2004). En cuanto a los caudales de conductos y tuberías y se calculan las caídas de presión, a partir de los datos de potencia de la bomba y el ventilador. Se registran los cambios estacionales, como las proporciones de aire exterior utilizadas (Pita, 2004).

3. La selección de equipos: se toman en cuenta las cargas de los equipos, las cuales se transforman en energía como requisitos para la utilización de características de eficiencia del equipo (Pita, 2004). Esto permite utilizar los costos unitarios de combustible para, posteriormente, calcular los costes energéticos totales.

3.8 MEDICIÓN DE EFICIENCIA ENERGÉTICA

Los sistemas de aire acondicionado implican un consumo importante de energía dependiendo de la aplicación para la que son utilizados. Los equipos de acondicionamiento de aire poseen una eficiencia energética que los caracteriza. Lo deseable en sistemas de acondicionamiento de aire es proyectar una capacidad de refrigeración con el menor consumo de potencia posible. Para este objetivo, se trabaja con el Coeficiente de funcionamiento (COP), el cual se justifica por la siguiente relación matemática (Pita, 2004):

Ecuación 13. *Coeficiente de funcionamiento (COP)*

$$COP = \frac{\text{Capacidad de refrigeración}}{\text{Consumo equivalente de potencia del compresor}}$$

Con esta ecuación se puede determinar que la cantidad de energía necesaria para un proceso de refrigeración en específico será menor cuanto mayor sea el COP. Existe también el *ERR* que es el equivalente a la Relación de Eficiencia Energética y se determina de la siguiente forma:

Ecuación 14. *Relación de eficiencia energética*

$$EER = \frac{\text{Capacidad útil de enfriamiento en } \frac{BTU}{h}}{\text{Consumo de potencia en watts}}$$

Esta relación matemática expresa “la relación que existe entre la capacidad de enfriamiento suministrada por el equipo y el valor de potencia eléctrica consumida por el mismo (Wang, 2001). Por otro lado, existe también el coeficiente SEER (*Seasonal Energy Efficiency Ratio*), el cual analiza la capacidad total de enfriamiento en diferentes estaciones climatológicas.

En el estudio de la eficiencia energética existen otros métodos que son necesarios según sea el uso que se le aplique a los equipos y sistemas con los que se trabaje. A este respecto, dos de ellos son los siguientes: el IEER (*Integrated Energy Efficiency Ratio*) o el IPLV (*Integrated Part Load Value*).

El IEER tiene como objetivo analizar un “valor de eficiencia a carga parcial en el sistema; sin embargo, ésta sólo considera los valores de consumo en cuatro puntos de operación del sistema (100%, 75%, 50% y 25%) empleando factores de uso estimados e independientes

de cada caso particular” (Iragorry, 2021). En cuanto al IPLV, es un coeficiente que se aplica en sistemas de agua helada y se calcula con el equipo operando a cargas parciales.

3.9 ASHRAE (AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS)

Los estándares ASHRAE establecen un consenso para los métodos de prueba y los criterios de rendimiento. Estos incluyen estándares de consenso voluntario para el método de medición o prueba, diseño y práctica estándar. “Los estándares de consenso definen valores mínimos o desempeño aceptable. ASHRAE está acreditada por el American National Standards Institute (ANSI) y sigue los requisitos de ANSI para el debido proceso y desarrollo de estándares” (TechstreetStore, 2021).

Según Comstock (2016), “el ingeniero de diseño es responsable de considerar varios sistemas y equipo y recomendar una o más opciones de sistema que cumplirá los objetivos del proyecto y funcionará como se desea”. Es imperativo que el ingeniero de diseño y el propietario colaboren para identificar y priorizar los criterios asociados con el objetivo del diseño. Además, si el proyecto incluye servicios de preconstrucción, “el diseñador, propietario y el operador deben consultar con un gerente de construcción para aprovechar de un análisis de constructibilidad, así como la consideración de opciones de ingeniería de valor” (Comstock, 2016). ASHRAE es una “asociación y sus miembros se enfocan en los sistemas de edificios, la eficiencia energética, la calidad del aire interior y la sostenibilidad dentro de la industria” (ASHRAE, 2021).

ASHRAE fue concebida en 1959 como la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado, debido a la fusión de la Sociedad de Ingenieros de Calefacción y Aire Acondicionado (ASHAE) fundada en 1894, y la Sociedad Americana de Ingenieros de Refrigeración (ASRE) fundada en 1904 (Lulka, 2020). De las certificaciones que destacan en ASHRAE se mencionan las siguientes:

- Certificación profesional de puesta en marcha de edificios.
- Certificación profesional de evaluación energética de edificios.
- Certificación profesional de modelado de energía de edificios.
- Certificación Profesional en Diseño de Edificios de Alto Desempeño.
- Certificación profesional de diseño de instalaciones de atención médica.
- Certificación de Gestión de Operaciones y Desempeño (Lulka, 2020).

En general, ASHRAE ofrece un acceso a la tecnología de última generación brindando oportunidades de mejora a los diseños profesionales con los que se trabaje. Asimismo, financia proyectos de investigación, “ofrece programas de educación continua y publica estándares técnicos para mejorar la ingeniería de servicios de construcción, la eficiencia energética, la calidad del aire interior y el desarrollo sostenible” (Argüello, 2020).

4 CAPÍTULO IV. METODOLOGÍA

4.1 METODOLOGÍA POR DESARROLLAR

La metodología que se va a utilizar corresponde a las etapas del proyecto, los objetivos y las actividades para desarrollar cada uno de ellos.

Tabla 6. *Metodología empleada en el proyecto.*

Etapa	Objetivo asociado	Actividades
1. Cálculo de carga térmica de la planta de producción.	Estimar la carga térmica de la planta productiva según lo establecido por <i>ASHRAE Handbook Fundamentals</i> . Indicador de logro: Memoria de cálculo de carga térmica.	<ol style="list-style-type: none">1. Calcular la carga térmica de la planta por medio de las herramientas y criterios establecidos por <i>ASHRAE Handbook Fundamentals</i> y de la literatura de Acondicionamiento de Aire, Principios y Sistemas (Pita, 2004).
2. Evaluación del funcionamiento de los equipos físicos del sistema de acondicionamiento de aire en la planta	Evaluar el funcionamiento de los equipos físicos del sistema de acondicionamiento de aire en la planta. Indicador de logro: Etapas de diagnóstico de operaciones	<ol style="list-style-type: none">1. Observar el funcionamiento de operación de cada equipo electromecánico del sistema de aire acondicionado.2. Estudiar los planos del sistema de aire acondicionado instalado.3. Comparar las operaciones de los equipos electromecánicos actuales con la ficha técnica del fabricante de cada uno.4. Tomar datos de operación de todos los equipos del sistema para la formulación del cuadro comparativo.

Etapa	Objetivo asociado	Actividades
3. Diseño de sistema de ductos, escogencia de equipo y dispositivos necesarios.	Diseñar una propuesta de mejora para el sistema de ductos, escogencia de equipo y dispositivos necesarios que permita la correcta circulación del aire acondicionado dentro de la planta, según el criterio de <i>ASHRAE Handbook Fundamentals</i> . Indicador de logro: Selección de equipos y dispositivos, alternativas de mejora	<ol style="list-style-type: none"> 1. Analizar las condiciones de diseño presentes en la planta. 2. Seleccionar los equipos para la implementación del nuevo diseño de acondicionamiento de aire con la información obtenida del cálculo de carga térmica según la necesidad presentada a través de catálogos de fabricantes certificados. 3. Crear un prototipo de diseño en relación directa con el criterio de <i>ASHRAE Handbook Fundamentals</i>.
4. Elaboración de un estudio de factibilidad financiera.	Estimar la viabilidad financiera sobre el costo-implementación de la propuesta de mejora en el diseño de aire acondicionado para la compañía por medio de un análisis económico. Indicador de logro: Memoria de cálculo de viabilidad financiera.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Calcular la inversión del nuevo diseño de acondicionamiento de aire y el impacto económico en la compañía por medio de herramientas financieras y el análisis económico. Realizar un estudio comparativo entre la inversión del sistema actual con respecto a la propuesta de diseño.

4.2 CRONOGRAMA DEL PROYECTO

Figura 52. Cronograma planteado para el proyecto final de graduación

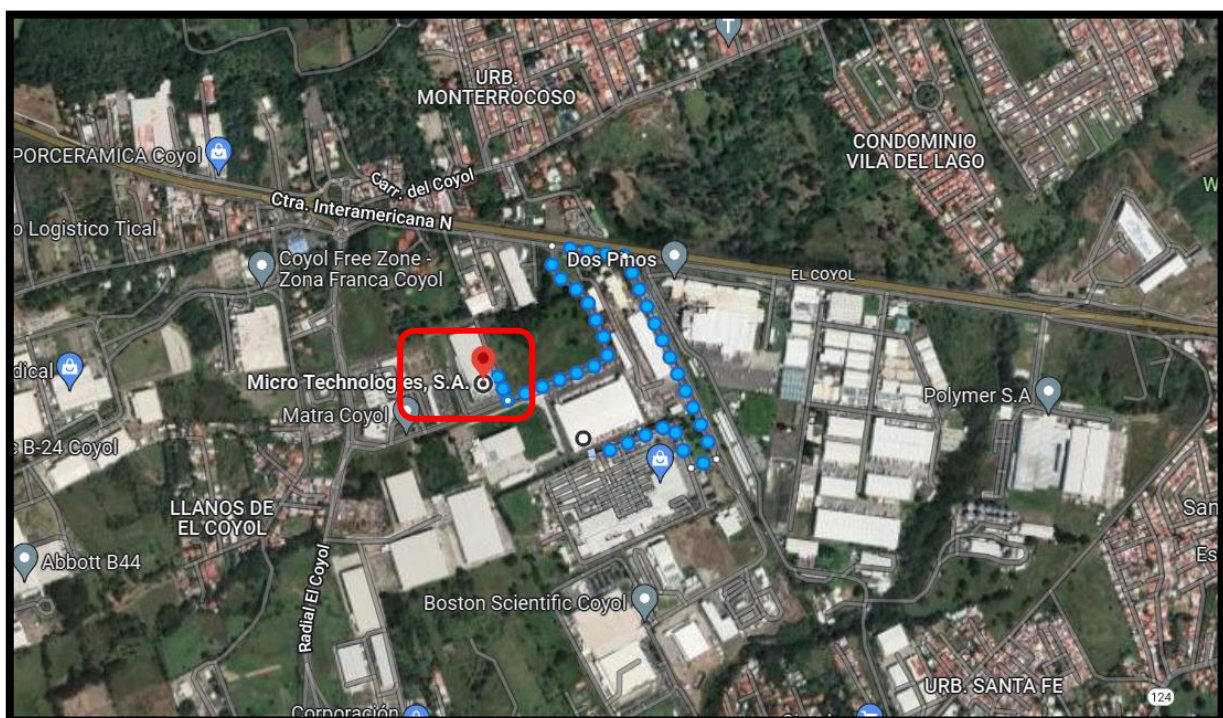
No.	Actividad	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
		7-11 de Feb	14-18 de Feb	21-25 de Feb	28 Feb al 4 Mar	7-11 de Mar	14-18 de Mar	28 Mar-4 Apr	11-15 de Apr	18-22 de Apr	25-29 de Apr	2-6 de Mayo	09-05-22	16-05-22	23-05-22	30-05-22	06-06-22	
1	Investigación de papers sobre acondicionamiento de aire en agua helada	█																
2	Estudio estructural de la planta de producción Micro Technologies y Primera visita (reunión) profesor guía e inicio de estructura del TFG		█															
3	Entrega de índice y cronograma al profesor guía. Toma de datos para el posterior cálculo de carga térmica			█														
4	Desarrollo del Capítulo III Marco Teórico			█														
5	Conclusión del Capítulo III Marco Teórico y toma de datos para cálculo de carga térmica				█													
6	Desarrollo del Capítulo 5.2 Cálculo de cargas térmicas					█												
7	Desarrollo del Capítulo 5.2 Cálculo de cargas térmicas						█											
8	Segunda visita (reunión) profesor guía.								█									
9	Diagnóstico del sistema de agua helada actual de la empresa Micro Technologies								█									
10	Diagnóstico del sistema de agua helada actual de la empresa Micro Technologies									█								
11	Propuesta de mejora para el sistema de agua helada de la empresa Micro Technologies y tercera visita con el profesor guía										█							
12	Análisis de impacto ambiental y viabilidad financiera de la propuesta de mejora											█						
13	Conclusiones, recomendaciones, revisión de todo el documento y cuarta visita con el profesor guía												█					
14	Estudiante entrega el borrador del informe final													█	█			
15	Estudiante entrega borrador a profesores lectores y éstos tienen dos semanas para entregar observaciones														█	█		

5 CAPÍTULO V. DESARROLLO DEL PROYECTO

5.1 ANÁLISIS DE RECINTO PRODUCTIVO POR ACONDICIONAR

La planta productiva Micro Technologies S.A. cuenta con un sistema de acondicionamiento de aire en agua helada. La compañía está ubicada en Coyoil de Alajuela y posee una latitud de 10° 0' 5" Norte, 84° 16' 40" Oeste, longitud de -84.26124° y a una altura de 836 m sobre el nivel del mar (Citipedia, 2022).

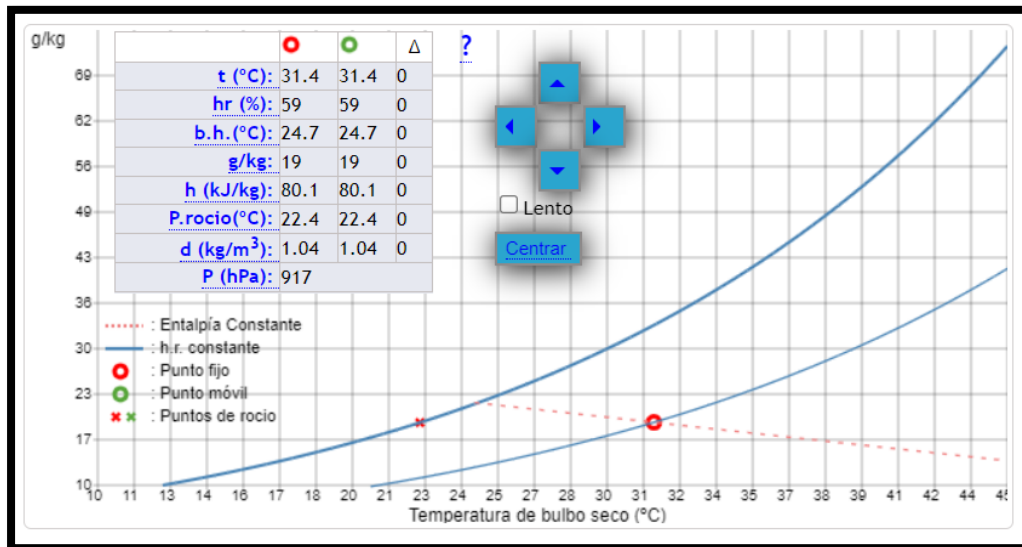
Figura 53. Ubicación geográfica Micro Technologies S.A. Coyoil de Alajuela



Nota. Adaptado de *Ubicación geográfica Micro Technologies S.A. Coyoil de Alajuela*, por Google Maps 2022 (<https://www.google.com/maps/dir/9.9909632,-4.262912/micro+technologies+en+el+coyol/@9.9920666,-84.267946,2616m/data=!3m1!1e3!4m9!4m8!1m1!4e1!1m5!1m1!1s0x8fa0f87eb2aa97cb:0xe7e31f248dfd3f08!2m2!1d-84.2654235!2d9.9923197>)

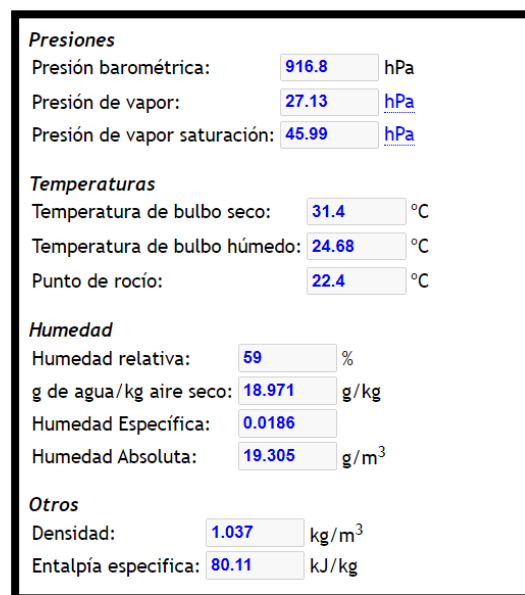
Los cálculos para carga térmica se llevaron a cabo en el mes de marzo de 2022 y a las 10:00 horas. Según el Instituto Meteorológico Nacional (2022), la temperatura máxima externa alcanza los 31,4° C con una humedad relativa del 59 %. El siguiente diagrama psicrométrico muestra los datos señalados.

Figura 54. Diagrama psicrométrico para Coyol de Alajuela marzo 2022



Nota. Adaptado de Diagrama psicrométrico para Coyol de Alajuela marzo 2022, por Herramientas de Ingeniería 2022 (<https://www.herramientasingeneria.com/onlinecalc/spa/psicrometricos/psicrometricos.html>)

Figura 55. Resultados del diagrama psicrométrico para Coyol de Alajuela marzo 2022



Nota. Adaptado de Diagrama psicrométrico para Coyol de Alajuela marzo 2022, por Herramientas de Ingeniería 2022 (<https://www.herramientasingeneria.com/onlinecalc/spa/psicrometricos/psicrometricos.html>)

En la siguiente tabla se detallan los valores de las condiciones climáticas externas en Coyol de Alajuela de manera resumida.

Tabla 7. *Condiciones climáticas externas en Coyol de Alajuela*

Lugar	Hora	Mes	Temp. BS (°C)	Temp. BS (°C)	Temp. BH (°C)	Temp. BH (°C)	HR (%)
Coyol Alajuela	10:00	Marzo	31.40	88.52	24.68	76.424	59

Según ASHRAE (2017), las condiciones ideales de confort térmico para un recinto industrial oscilan entre los 24 a 26 °C en temperatura de bulbo seco y una humedad relativa porcentual entre los 50 % a 60 %.

Características del edificio

La compañía Micro Technologies S.A. tiene dos pisos. En el primer piso se encuentra la planta productiva con las respectivas zonas accesorias como el comedor, oficinas, casa máquinas, los servicios sanitarios, el parqueo y las bodegas. En el segundo piso se ubica el área administrativa. Todo el edificio se encuentra acondicionado y sus paredes tienen protección contra el efecto de la radiación solar.

En cuanto al primer piso, para el análisis de carga térmica y condiciones de confort, se tomará en cuenta el área que respecta a la zona productiva. Este recinto se compone de 13 áreas que son acondicionadas por los ductos de tela que salen de las 6 manejadoras del sistema de agua helada con el que se cuenta en la empresa. No se abarcarán las zonas accesorias del piso 1 ni tampoco el piso 2 para este proyecto, sino exclusivamente la zona de la planta productiva.

5.1.1 Zonas de análisis para acondicionamiento de aire.

La planta es un recinto que cuenta con trece zonas acondicionadas por el sistema de agua helada que en la compañía existe, como antes se mencionó. Cada una de estas zonas posee un área y volumen específicos, como se muestra a continuación.

Tabla 8. Zonas de acondicionamiento de aire con área y volumen específicos

Zona	Piso	Área (m ²)	Volumen (m ³)
Bodega 1		755,82	6874,97
Multiswitch		400,12	3661,07
Línea 9370		152,92	1389,00
Línea Flex y Automática		376,11	3384,25
Wire		279,62	2516,04
Área Libre		638,59	5955,47
Toolroom A	1	544,40	4984,02
Toolroom B		198,13	1859,07
Toolroom C		232,24	2134,26
Taller de Mantenimiento		234,73	2200,37
Incoming		104,81	971,91
Bodega 2		506,36	5859,10
Moldeo		1033,91	8773,74
Micromaquinado		409,19	3472,38
Total		5866,96	54035,66

5.2 CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS

El análisis de carga térmica se llevó a cabo por medio de la aplicación de los conceptos descritos en la literatura *Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas*, del autor Edward Pita (2002). Por otro lado, se utilizó también el *software* Hour Analysis Program (HAP) para realizar una comparativa en el cálculo de la carga térmica de los recintos antes mencionados. Como norma de cálculo, se utilizaron las tablas y fórmulas propuestas por ASHRAE.

Es importante destacar que esta es una propuesta de mejora para el diseño del sistema de agua helada ya existente en la planta. La compañía no cuenta con un estudio detallado de cálculo de carga térmica, por eso la necesidad de realizarlo.

Otro aspecto importante es que el sistema de agua helada alimenta toda la compañía, desde la planta productiva hasta las áreas comunes, que son: el comedor, las oficinas, el área administrativa, el sector de estampado, el cuarto médico y la recepción. Para este análisis, se ha determinado trabajar solamente con la planta de producción. El estudio realizado tiene como fin llegarse a aplicar a mediano plazo, debido a que las condiciones de confort térmico en la planta son inestables.

Es trascendental subrayar que los escenarios de diseño se encuentran en un constante cambio, ya que la distribución interna de la zona productiva varía conforme a los equipos y el personal nuevos que la empresa incorpore.

Teniendo en cuenta estas premisas, a continuación, se detallan los cálculos realizados de carga térmica en los recintos señalados al inicio de este apartado.

5.2.1 Transferencia de calor exteriores.

Esta ganancia se lleva a cabo por medio del contacto que tiene la estructura con las condiciones externas. La transferencia de calor desde los exteriores hasta la zona en estudio es muy variada, pues los exteriores se componen de materiales distintos como concreto, madera, vidrio y algunas estructuras metálicas.

En la memoria de cálculo utilizada para obtener los datos de carga térmica se aplicaron los conceptos suministrados en las tablas del libro de texto *Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas*, del autor Edward Pita (2002), para la correcta selección de los datos de acuerdo con los materiales que se tienen en la compañía.

En este escenario de cálculo, cada una de las 14 zonas que conforman la planta posee características muy diversas entre sí, ya que hay variaciones considerando el tipo de paredes, ventanas, la cantidad de personas y equipos. Por ello, el valor del DTCE corregido para cada zona es distinto en cuanto a los exteriores de paredes, techo y vidrios.

En la sección 3.3.5 se estudiaron las ecuaciones que se requieren para el cálculo de la conducción del calor a través de los exteriores, así como del DTCE para paredes, techos y vidrios; concretamente en las ecuaciones 5, 6 y 7 de este documento. En la siguiente tabla se observa el valor calculado de DTCE corregido para techos.

Tabla 9. Valor de DTCE corregido para techos

Zona	DTCEc (°F) para techos
Bodega 1	36,42
Multiswitch	18,80
Línea 9370	19,20
Línea Flex y Automática	34,70
Wire	19,70
Área Libre	20,70
Micromaquinado	34,70
Toolroom A	34,70
Toolroom B	51,00
Toolroom C	18,50
Taller de Mantenimiento	80,97
Incoming	35,00
Bodega 2	19,50
Moldeo	19,20
PROMEDIO	31,65

Con los valores obtenidos de DTCEc, se estimaron los valores de carga térmica debidos a la conducción para techos en cada uno de los recintos analizados.

Un detalle por considerar es que la conducción en los techos es distinta para cada zona de la planta ya que existen variaciones en las áreas, así como del material. A continuación, se detallan dichos datos.

Tabla 10. Carga térmica debido a la conducción a través de techos

Conducción Techos			
Zona	Carga térmica (W)	Carga térmica (BTU/h)	Toneladas (ton)
Bodega 1	55547,09	189534,44	15,79
Multiswitch	4953,01	16900,35	1,41
Línea 9370	5924,82	20216,31	1,68
Línea Flex y Automática	11616,54	39637,25	3,30
Wire	11115,76	37928,52	3,16
Área Libre	13182,82	44981,61	3,75
Micromaquinado	15699,80	53569,92	4,46
Toolroom A	38119,87	130070,35	10,84
Toolroom B	20390,33	69574,66	5,80
Toolroom C	8669,71	29582,26	2,47
Taller de Mantenimiento	38351,72	130861,43	10,90
Incoming	7402,44	25258,15	2,10
Bodega 2	19924,88	67986,49	5,67
Moldeo	9336,03	31855,84	2,65
Total	260234,80	887957,58	73,99

En cuanto a las paredes, la estimación del cálculo para DTCEc se evidencia con los siguientes datos.

Tabla 11. Valor de DTCE corregido para paredes

Zona	DTCEc (°F) para pared exterior
Bodega 1	13,42
Multiswitch	6,30
Línea 9370	29,70
Línea Flex y Automática	16,70
Wire	7,20
Área Libre	6,70
Micromaquinado	16,70
Toolroom A	6,70
Toolroom B	18,00
Toolroom C	16,00
Taller de Mantenimiento	6,97
Incoming	4,00
Bodega 2	4,00
Moldeo	13,20
PROMEDIO	11,83

Con los valores obtenidos de DTCEc en las paredes se calcularon los valores de carga térmica debidos a la conducción en estas.

Como nota a considerar, se subraya que, en las secciones de micro maquinado, *toolroom* A, B y C no se obtuvieron valores de carga térmica para paredes, porque estas zonas no tienen pared como tal, sino que se encuentran únicamente señalizadas en la planta.

A continuación, se observan los valores calculados.

Tabla 12. Carga térmica debida a la conducción en paredes

Conducción estructura externa paredes			
Zona	Carga térmica (W)	Carga térmica (BTU/h)	Toneladas (ton)
Bodega 1	6029,47	20573,38	1,71
Multiswitch	2581,24	8807,54	0,73
Línea 9370	8310,06	28355,10	2,36
Línea Flex y Automática	5069,18	17296,75	1,44
Wire	2942,35	10039,71	0,84
Área Libre	2738,88	9345,46	0,78
Micromaquinado	0,00	0,00	0,00
Toolroom A	0,00	0,00	0,00
Toolroom B	0,00	0,00	0,00
Toolroom C	0,00	0,00	0,00
Taller de Mantenimiento	0,00	0,00	0,00
Incoming	1947,66	6645,69	0,55
Bodega 2	916,10	3125,87	0,26
Moldeo	9261,25	31600,68	2,63
Total	39796,19	135790,18	11,32

En cuanto a los vidrios, la estimación del cálculo para DTCEc se muestra con los siguientes datos.

Tabla 13. Valor de DTCE corregido para vidrios

Zona	DTCEc (°F) para vidrios
Bodega 1	9,42
Multiswitch	3,30
Línea 9370	7,70
Línea Flex y Automática	7,70
Wire	8,20
Área Libre	9,20
Micromaquinado	7,70
Toolroom A	7,70
Toolroom B	9,00
Toolroom C	7,00
Taller de Mantenimiento	19,97
Incoming	17,00
Bodega 2	17,00
Moldeo	7,70
PROMEDIO	9,90

Con los valores obtenidos de DTCEc en los vidrios, se calcularon los valores de carga térmica debidos a la transferencia por conducción en estos.

Tabla 14. Carga térmica debida a la conducción en vidrios

Conducción vidrios			
Zona	Carga térmica (W)	Carga térmica (BTU/h)	Toneladas (ton)
Bodega 1	3520,31	12011,78	1,00
Multiswitch	0,00	0,00	0,00
Línea 9370	3863,17	13181,68	1,10
Línea Flex y Automática	4191,00	14300,27	1,19
Wire	2062,55	7037,69	0,59
Área Libre	3797,07	12956,14	1,08
Micromaquinado	0,00	0,00	0,00
Toolroom A	0,00	0,00	0,00
Toolroom B	0,00	0,00	0,00
Toolroom C	0,00	0,00	0,00
Taller de Mantenimiento	0,00	0,00	0,00
Incoming	0,00	0,00	0,00
Bodega 2	0,00	0,00	0,00
Moldeo	3880,34	13240,25	1,10
Total	21314,43	72727,81	6,06

De la misma manera que con las paredes, algunas zonas, como las que se observan en la tabla anterior, no detallan valor de carga térmica generada por conducción en vidrios, debido a que son inexistentes en esas zonas específicas de la planta.

5.2.2 Transferencia de calor interiores.

Para este caso en particular la transferencia de calor en interiores aplica exclusivamente en las áreas como lo es el comedor, las oficinas administrativas, el consultorio médico, las oficinas de reunión y la recepción. Para el caso de la planta no aplica, porque es un solo recinto abierto que sea ha fraccionado en 14 zonas.

Por esta razón, cada una de las 14 áreas de la planta, aunque forman parte de un todo en el conjunto de producción, tienen sus particularidades por separado. Esto se demuestra, pues algunas zonas solo tienen dos paredes del cuadrante, algunas tienen vidrio y otras no. Hay zonas que tienen más cantidad de personas que otras. También sucede que algunas áreas no tienen equipos y otras poseen abundantes equipos. En relación con esto, el cálculo de carga térmica se ha considerado de forma exclusiva a la conducción de los exteriores, el cual se evidenció en las tablas suministradas anteriormente.

Con esta premisa, no se pretende generalizar que, a futuro, no se pueda calcular la carga térmica en interiores dentro de la planta, ya que la compañía tiene objetivos de crecimiento en tiempos venideros, los cuales pueden implicar la reestructuración de la planta por medio de ventanas, entrepisos, puertas y paredes.

5.2.3 Radiación a través de las difusoras transparentes del techo.

La radiación obtenida por medio de las difusoras del techo se ha obtenido considerando los conceptos suministrados por Edward Pita (2004) en el texto *Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas*. Para ello, se tomó como base el valor del factor de ganancia máxima de calor solar. El rango de latitud real por considerar es equivalente a 10°.

Conforme a lo que se describe en las tablas de la literatura, se tienen intervalos que van desde los 8° de latitud en adelante. Para este cálculo, se realizó una interpolación de ajuste con las herramientas de Microsoft Excel, con el propósito de obtener los datos de FGCS aproximados a 10°.

En la siguiente tabla se muestran los valores de FGCS relativos a una latitud de 10°.

Tabla 15. Datos de FGCS correspondientes a la latitud 10°

FGCS				
Latitud	Norte	Sur	Este	Oeste
8	37	55	241	241
10	37	65	241	241
16	35	93	239	239
24	34	137	234	234

Además, se calcularon los factores de carga de enfriamiento considerados, según las orientaciones de latitud tomados de Pita (2002). Estos son los siguientes:

Tabla 16. Factores de carga de enfriamiento

Factores de carga de enfriamiento	
Orientación	FCE
N	0,60
S	0,33
E	0,49
O	0,14

Partiendo de estos datos, se pudo calcular la carga térmica generada por la radiación solar a través de las difusoras. En la siguiente tabla se observan los resultados obtenidos.

Tabla 17. Carga térmica por radiación solar a través de difusoras

Radiación a través de difusoras			
Zona	Carga térmica (W)	Carga térmica (BTU/h)	Toneladas (ton)
Bodega 1	3388,39	11561,67	0,96
Multiswitch	3421,79	11675,61	0,97
Línea 9370	3511,76	11982,61	1,00
Línea Flex y Automática	7135,75	24348,19	2,03
Wire	4037,69	13777,16	1,15
Área Libre	7015,17	23936,74	1,99
Micromaquinado	3416,22	11656,62	0,97
Toolroom A	8307,27	28345,56	2,36
Toolroom B	7284,16	24854,59	2,07
Toolroom C	7284,16	24854,59	2,07
Taller de Mantenimiento	4937,43	16847,19	1,40
Incoming	3252,04	11096,42	0,92
Bodega 2	5892,82	20107,12	1,68
Moldeo	8026,22	27386,57	2,28
Total	76910,87	262430,65	21,87

En las zonas donde el valor de la carga térmica es cero, se debe a que no hay presencia de difusoras que demuestren la generación de carga térmica por radiación solar directa a la planta.

5.2.4 Calor generado por las luminarias.

La carga térmica obtenida por las luminarias se debe a la cantidad de W/ft^2 que se utiliza, o bien a la cantidad total de *watts* de iluminación por el área total de la zona en estudio. En cuanto a los factores de balastro aplicado se utilizó 1,25 con un FCE (ASHRAE) equivalente a 1.

A continuación, se observan los valores de carga térmica calculada por luminarias respecto a cada zona de trabajo, así como el tipo alumbrado que se utiliza. En este caso es un único tipo de lámpara. En el anexo 1 se detallan las características de las luminarias que existen en toda la planta. Este dato ha sido proporcionado por el departamento de Ingeniería en Mantenimiento de la empresa.

Tabla 18. *Carga térmica por alumbrado planta de producción por zona*

Alumbrado			
Zona	Carga térmica (W)	Carga térmica (BTU/h)	Toneladas (ton)
Bodega 1	67,50	230,32	0,02
Multiswitch	67,50	230,32	0,02
Línea 9370	67,50	230,32	0,02
Línea Flex y Automática	67,50	230,32	0,02
Wire	67,50	230,32	0,02
Área Libre	67,50	230,32	0,02
Micromaquinado	67,50	230,32	0,02
Toolroom A	67,50	230,32	0,02
Toolroom B	67,50	230,32	0,02
Toolroom C	67,50	230,32	0,02
Taller de Mantenimiento	67,50	230,32	0,02
Incoming	67,50	230,32	0,02
Bodega 2	67,50	230,32	0,02
Moldeo	67,50	230,32	0,02
Total	945,00	3224,48	0,27

5.2.5 Calor generado por personal de la fábrica.

El calor generado por las personas ubicadas en cada uno de los recintos se calcula conociendo las distintas actividades que estas realizan, así como la cantidad de miembros por lugar. Según Edward Pita (2002), “la ganancia de calor debida a las personas se compone del calor sensible y el calor latente que resulta de la transpiración”.

Como se observó en la sección 3.3.3 de este proyecto y en conformidad a las ecuaciones 2 y 3, se estimó el cálculo de carga térmica debido al personal de cada una de las 14 zonas que componen la planta de producción en Micro Technologies S.A. En la siguiente tabla se detallan los valores respectivos.

Tabla 19. Carga térmica debido a personas ubicadas en la planta de producción de la compañía Micro Technologies S.A.

Personas								
Zona	Carga térmica sensible (W)	Carga térmica sensible (BTU/h)	Carga térmica latente (W)	Carga térmica latente (BTU/h)	Carga térmica total (W)	Carga térmica total (BTU/h)	Toneladas (ton)	Cantidad de personas
Bodega 1	1021,16	3484,35	909,99	3105,00	1931,15	6589,35	0,55	9
Multiswitch	7536,33	25715,00	3741,05	12765,00	11277,38	38480,00	3,21	37
Línea 9370	6119,33	20880,00	4853,26	16560,00	10972,59	37440,00	3,12	48
Línea Flex y Automática	5354,41	18270,00	4246,60	14490,00	9601,01	32760,00	2,73	42
Wire	2294,75	7830,00	1819,97	6210,00	4114,72	14040,00	1,17	18
Área Libre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0
Micromaquinado	1529,83	5220,00	1213,31	4140,00	2743,15	9360,00	0,78	12
Toolroom A	3824,58	13050,00	3033,29	10350,00	6857,87	23400,00	1,95	9
Toolroom B	1147,37	3915,00	909,99	3105,00	2057,36	7020,00	0,58	9
Toolroom C	1019,89	3480,00	808,88	2760,00	1828,76	6240,00	0,52	8
Taller de Mantenimiento	2039,78	6960,00	1617,75	5520,00	3657,53	12480,00	1,04	16
Incoming	1274,86	4350,00	1011,10	3450,00	2285,96	7800,00	0,65	8
Bodega 2	764,92	2610,00	606,66	2070,00	1371,57	4680,00	0,39	6
Moldeo	3824,58	13050,00	3033,29	10350,00	6857,87	23400,00	1,95	30
Total	37751,78	128814,35	27805,13	94875,00	65556,91	223689,35	18,64	252

5.2.6 Infiltraciones.

En las infiltraciones se usa como factor de CFM por pie de fisura. El equivalente a puertas es de 1 CFM/ft y para ventanas un 0,75 CFM/ft. Tomando en cuenta las ecuaciones 9 y 12 de la sección 3.3, se obtuvieron los siguientes resultados de carga térmica por medio de infiltraciones en los recintos.

Tabla 20. Datos de carga térmica obtenidos por infiltraciones

Infiltraciones							
Zona	Carga térmica sensible (W)	Carga térmica sensible (BTU/h)	Carga térmica latente (W)	Carga térmica latente (BTU/h)	Carga térmica total (W)	Carga térmica total (BTU/h)	Toneladas (ton)
Bodega 1	4370,77	14913,69	12499,21	42649,05	16869,98	57562,74	4,80
Multiswitch	92,66	316,18	620,29	2116,50	712,95	2432,68	0,20
Línea 9370	74,82	255,30	465,71	1589,06	540,53	1844,36	0,15
Línea Flex y Automática	149,66	510,64	931,50	3178,41	1081,16	3689,05	0,31
Wire	232,89	794,67	1332,70	4547,36	1565,59	5342,03	0,45
Área Libre	0,00	8043,42	0,00	39634,59	13973,05	47678,01	3,97
Micromaquinado	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Toolroom A	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Toolroom B	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Toolroom C	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Taller de Mantenimiento	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Incoming	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Bodega 2	0,00	7891,79	0,00	46664,87	15988,99	54556,66	4,55
Moldeo	0,00	4694,51	0,00	29220,06	9939,38	33914,57	2,83
Total	4920,80	37420,18	15849,40	169599,90	60671,63	207020,08	17,25

5.2.7 Ventilación suministrada en la planta productiva.

Para mantener el recinto en las condiciones de confort que se requiere, la ventilación juega un papel preponderante. Esto se debe a que el aire que viene del exterior posee un calor sensible y latente mayores que los del aire que se encuentra dentro de la zona en estudio.

Según Pita (2004), el aire que se encuentra dentro del recinto forma parte de la carga de enfriamiento y no específicamente de la carga térmica de este. Para demostrar lo anterior, se hizo uso de la sección 3.3.8 en la aplicación de las ecuaciones 9 y 10.

Tabla 21. Carga térmica debido a la ventilación por aire fresco

Ventilación							
Zona	Carga térmica sensible (W)	Carga térmica sensible (BTU/h)	Carga térmica latente (W)	Carga térmica latente (BTU/h)	Carga térmica total (W)	Carga térmica total (BTU/h)	Toneladas (ton)
Bodega 1	614,24	2095,88	1930,08	6585,71	2544,32	8681,58	0,72
Multiswitch	2094,18	7145,63	7934,78	27074,58	10028,96	34220,21	2,85
Línea 9370	2822,28	9630,00	10293,77	35123,78	13116,04	44753,78	3,73
Línea Flex y Automática	2469,49	8426,25	9007,05	30733,31	11476,54	39159,56	3,26
Wire	1107,81	3780,00	3860,16	13171,42	4967,97	16951,42	1,41
Área Libre	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Micromaquinado	705,57	2407,50	2573,44	8780,95	3279,01	11188,45	0,93
Toolroom A	1034,83	3531,00	3431,26	11707,93	4466,09	15238,93	1,27
Toolroom B	593,47	2025,00	1930,08	6585,71	2523,55	8610,71	0,72
Toolroom C	439,61	1500,00	1715,63	5853,96	2155,24	7353,96	0,61
Taller de Mantenimiento	1228,09	4190,40	3431,26	11707,93	4659,34	15898,33	1,32
Incoming	604,46	2062,50	2144,54	7317,45	2748,99	9379,95	0,78
Bodega 2	362,68	1237,50	1286,72	4390,47	1649,40	5627,97	0,47
Moldeo	1763,92	6018,75	6433,61	21952,36	8197,53	27971,11	2,33
Total	15840,62	54050,40	55972,37	190985,57	71812,99	245035,97	20,42

Análisis de carga térmica para equipos en la planta de producción

El análisis de carga térmica para los equipos de la planta se realizó seleccionando cada una de las máquinas presentes por recinto. Cabe destacar que la alimentación en todos los equipos no es la misma, ya que cada uno posee características distintas de acuerdo con el fabricante. También, hay equipos que son monofásicos, como otros que son trifásicos. Se subraya también que hay zonas del recinto que no cuentan con equipos.

En el cálculo de transferencia de calor por equipos en cada una de las zonas respectivas del espacio, se tomó en cuenta la marca, el *mach code* de Micro Technologies S.A., el modelo, la serie, la tensión, el amperaje, la potencia eléctrica en *watts*; como datos fundamentales para estimar la carga térmica en BRU/h y en toneladas.

A través del cálculo de potencia eléctrica, se pudo estimar el consumo eléctrico y, con estos valores, realizar la conversión a BTU/h, por medio de la equivalencia del factor de conversión $1 \text{ W} = 3,41 \text{ BTU/h}$. Por lo general, vienen los datos de potencia eléctrica vienen

dados en *watts*. Las ecuaciones por utilizar en el cálculo de la carga térmica generada por estos son las siguientes:

Ecuación 15. Potencia eléctrica

$$P = V * I$$

Donde:

P: Potencia eléctrica en Watts (W)

V: Diferencia de potencial o voltaje en Volts (V).

I: Corriente Eléctrica en Ampere (A).

Ecuación 16. Ganancia de calor por equipo eléctrico

$$Q = 3,41 * W$$

Donde:

Q: Ganancia de calor por equipo, Btu/h

W: Potencia del equipo en Watts (W).

Por medio de estas ecuaciones, se calculó el consumo de potencia eléctrica y la transferencia de calor o carga térmica para todos los equipos de las áreas del recinto. En las siguientes subdivisiones se detallan los resultados obtenidos.

5.2.8 Calor generado por equipos instalados en el área de moldeo.

En el departamento de moldeo de la compañía Micro Technologies S.A. se cuenta con aproximadamente 148 equipos que abastecen las distintas operaciones que requiere esta zona. La mayoría de estos equipos son eléctricos, otros son únicamente mecánicos.

Para este caso concreto, se realizó la estimación de ganancia de calor con 63 de estas máquinas, las cuales son las que producen mayor carga térmica. Estos equipos son eléctricos y cada uno de los datos se obtuvieron de sus fichas técnicas, de la medición de amperaje en cada una de ellas por medio del amperímetro de gancho, así como del cálculo de calor generado fundamentalmente en los secadores de resina y las inyectoras de plástico.

En cuanto a los secadores de resina, estos son los encargados de extraer la humedad de la resina. Sus principales elementos son las resistencias eléctricas y los motores. El oficio de

las resistencias consiste en calentar el aire seco que entrará a la tolva para el proceso de secado del material. Además, tienen la capacidad de reestablecer el desecante para usos posteriores.

En el caso de los motores, estos se encargan de mantener el abastecimiento y la recirculación de aire al interno del secador. Por medio del desecante, logran extraer la humedad contenida en la resina.

El cálculo de ganancia de calor en una resistencia eléctrica es directamente proporcional a su potencia, sin embargo, el proceder no es constante, de ahí que se apliquen factores de carga para aproximar el cálculo a la realidad. También es necesario, establecer la relación entre potencia real con la potencia teórica para obtener el factor de carga asociado. Para ello, se utiliza la siguiente ecuación:

Ecuación 17. *Cálculo de factor de carga para resistencias y motores*

$$Fc = \frac{\text{Potencia real}}{\text{Potencia teórica}}$$

Donde:

Fc: Factor de carga

Potencia real: Potencia estimada (W)

Potencia Teórica: Potencia indicada en el catálogo del equipo (W)

Teniendo en cuenta lo anterior, se calcula el calor de ganancia, a través de la siguiente relación matemática:

Ecuación 18. *Ganancia de calor Q*

$$Q = FC * \text{Potencia teórica}$$

Donde:

Q: Ganancia de calor (W)

Fc: Factor de carga

Potencia Teórica: Potencia indicada en el catálogo del equipo (W)

Con la aplicación de estas ecuaciones, se obtuvo la ganancia de calor en unidades del SI, no obstante, se necesita hacer la conversión de unidades al sistema inglés para establecer los resultados en términos de BTU/h. Esto implica que los valores de ganancia de calor tengan

que multiplicarse por un factor de 3,4 BTU/h para adquirir el tonelaje de carga térmica contenida en los equipos.

En relación con el cálculo de la carga producida por parte del motor, se consideran las ganancias de calor sensible debido este. Para ello se utiliza la siguiente ecuación:

Ecuación 19. *Ganancias de calor sensible en motor*

$$Q = 2545 * \left(\frac{P}{EM}\right) * (FLM) * (FUM)$$

Donde:

Q = Calor de operación del equipo Btu/h

FLM= Factor de carga del motor

2545 Factor de conversión Btu/h·hp

P = Potencia del motor hp

EM= Eficiencia del motor

FUM= Uso del motor

Para este caso, el valor de eficiencia en los equipos se toma del anexo 8 de este documento, el dato de FUM es considerado como uno, porque la operación de la máquina es continua y el valor de FLM se aproxima de la misma forma que el factor de carga. Una vez calculadas las ganancias de calor por parte de las resistencias como de los motores, se determina el valor de carga térmica total del equipo.

Por otro lado, las inyectoras de resina son otro de los equipos principales del área de moldeo. Estas cuentan con un gabinete eléctrico, las resistencias eléctricas y los motores. Las inyectoras presentes en Micro Technologies S.A. son de tipo eléctrico y cuentan con servomotores que accionan los distintos movimientos de los elementos que operan en la máquina.

Para obtener las ganancias de calor asociadas, se aplica, al igual que en los secadores de resina, la ecuación 17. En este caso, los factores de carga fueron proveídos por el departamento de mantenimiento de la empresa.

Para calcular la carga térmica en inyectoras generada, tanto de las resistencias como de los motores, se emplearon las ecuaciones 18 y 19. Se subraya que las inyectoras, al utilizar

servomotores de alta eficiencia (hasta de un 99 %), poseen distintas potencias. Por ello, se ha seleccionado la máquina que se encuentra operando en forma continua.

No se tomaron en cuenta el restante de los equipos, debido a que la demanda térmica es despreciable. Para esta área, se obtuvo del cálculo 37.05 ton de carga térmica.

A continuación, se observan cada uno de los equipos con las descripciones antes dichas.

Tabla 22. Carga térmica generada en 63 equipos de moldeo

Área de Moldeo								
Marca	MACH CODE	Marca	Voltaje	Amperaje	Potencia Eléctrica (W)	Carga térmica (BTU/h)	Carga térmica (ton)	
ARBURG 110T ELECTRIC INJECTION MACHINE 14	AIM-14	Arburg	480	10	4800	16368,00	1,36	
MILACRON 110T ELECTRIC INJECTION MACHINE 02	MM-02	Milacron	220	14	3080	10502,80	0,88	
MILACRON 165T ELECTRIC INJECTION MACHINE 03	MM-03	Milacron	220	30	6600	22506,00	1,88	
MILACRON 110T ELECTRIC INJECTION MACHINE 09	MM-09	Milacron	220	15	3300	11253,00	0,94	
MILACRON 55T ELECTRIC INJECTION MACHINE 11	MM-11	Milacron	220	7	1540	5251,40	0,44	
MILACRON 110T ELECTRIC INJECTION MACHINE 12	MM-12	Milacron	220	15	3300	11253,00	0,94	
MILACRON 165T ELECTRIC INJECTION MACHINE 13	MM-13	Milacron	220	30	6600	22506,00	1,88	
MILACRON 110T ELECTRIC INJECTION MACHINE 15	MM-15	Milacron	220	14	3080	10502,80	0,88	
MILACRON 110T ELECTRIC INJECTION MACHINE 16	MM-16	Milacron	220	14	3080	10502,80	0,88	
MILACRON 275T ELECTRIC INJECTION MACHINE 17	MM-17	Milacron	220	30	6600	22506,00	1,88	
MILACRON 330T ELECTRIC INJECTION MACHINE 18	MM-18	Milacron	220	25	5500	18755,00	1,56	
MILACRON 110T ELECTRIC INJECTION MACHINE 19	MM-19	Milacron	220	15	3300	11253,00	0,94	
MILACRON 275T ELECTRIC INJECTION MACHINE 20	MM-20	Milacron	220	30	6600	22506,00	1,88	
MILACRON 110T ELECTRIC INJECTION MACHINE 21	MM-21	Milacron	220	15	3300	11253,00	0,94	
TEMPTEK RESIN DRYER 03	TRD-03	Tempstek	220	7	1540	5251,40	0,44	
NOVATEC RESIN DRYER 04	NRD-04	Novatec	220	8	1760	6001,60	0,50	
NOVATEC RESIN DRYER 05	NRD-05	Novatec	220	8	1760	6001,60	0,50	
NOVATEC RESIN DRYER 06	NRD-06	Novatec	220	8	1760	6001,60	0,50	
NOVATEC RESIN DRYER 08	NRD-08	Novatec	220	8	1760	6001,60	0,50	
TEMPTEK RESIN DRYER 09	TRD-09	Tempstek	220	8	1760	6001,60	0,50	
UNADYN RESIN DRYER 10	URD-10	UNA DYN	220	23	5060	17254,60	1,44	
NOVATEC RESIN DRYER 12	NRD-12	Novatec	220	4	880	3000,80	0,25	
NOVATEC RESIN DRYER 13	NRD-13	Novatec	220	4	880	3000,80	0,25	
NOVATEC RESIN DRYER 14	NRD-14	Novatec	220	4	880	3000,80	0,25	
TEMPTEK RESIN DRYER 15	TRD-15	Tempstek	220	7	1540	5251,40	0,44	
NOVATEC RESIN DRYER 16	NRD-16	Novatec	220	4	880	3000,80	0,25	
CONAIR RESIN DRYER 18	CRD-18	Conair	220	15	3300	11253,00	0,94	
CONAIR RESIN DRYER 19	CRD-19	Conair	220	15	3300	11253,00	0,94	
CONAIR RESIN DRYER 20	CRD-20	Conair	220	15	3300	11253,00	0,94	
CONAIR RESIN DRYER 21	CRD-21	Conair	220	12	2640	9002,40	0,75	
CONAIR RESIN DRYER 22	CRD-22	Conair	220	12	2640	9002,40	0,75	
CONAIR RESIN DRYER 23	CRD-23	Conair	220	12	2640	9002,40	0,75	
CONAIR RESIN DRYER 24	CRD-24	Conair	220	12	2640	9002,40	0,75	
CONAIR RESIN DRYER 25	CRD-25	Conair	220	12	2640	9002,40	0,75	
SENTRA WATER HEATER 07	SWH-07	Advantages Engineering	220	2,7	594	2025,54	0,17	
SENTRA WATER HEATER 08	SWH-08	Advantages Engineering	220	2,7	594	2025,54	0,17	
TEMPTEK WATER HEATER 09	TWH-09	Tempstek	220	3	660	2250,60	0,19	
SENTRA WATER HEATER 12	SWH-12	Advantages Engineering	220	2,7	594	2025,54	0,17	
SENTRA WATER HEATER 13	SWH-13	Advantages Engineering	220	2,5	550	1875,50	0,16	
SENTRA WATER HEATER 14	SWH-14	Advantages Engineering	220	2,5	550	1875,50	0,16	
SENTRA WATER HEATER 18	SWH-18	SENTRA	220	2,7	594	2025,54	0,17	
SENTRA WATER HEATER 19	SWH-19	SENTRA	220	2,6	572	1950,52	0,16	
SENTRA WATER HEATER 20	SWH-20	SENTRA	220	2,6	572	1950,52	0,16	
CONAIR WATER HEATER 15	CWH-15	Conair	220	7	1540	5251,40	0,44	
CONAIR WATER HEATER 16 (Calentador Doble)	CWH-16	Conair	220	7	1540	5251,40	0,44	
SENTRA WATER HEATER 03	SWH03	SENTRA	220	2,5	550	1875,50	0,16	
SENTRA WATER HEATER 08	SWH08	SENTRA	220	2,5	550	1875,50	0,16	
SENTRA WATER HEATER 28	SWH28	SENTRA	220	2,5	550	1875,50	0,16	
SENTRA WATER HEATER 29	SWH29	SENTRA	220	2,5	550	1875,50	0,16	
CONAIR RESIN DRYER 27	CRD27	CONAIR	220	2,5	550	1875,50	0,16	
SENTRA WATER HEATER 02	SWH02	SENTRA	220	10	2200	7502,00	0,63	
SENTRA WATER HEATER 28	SWH26	SENTRA	220	2,7	594	2025,54	0,17	
CONAIR RESIN DRYER 39	CRD39	CONAIR	220	2,6	572	1950,52	0,16	
UNADYN RESIN DRYER 10		UNADYN	220	11	2420	8252,20	0,69	
SENTRA WATER HEATER 21	SWH21	SENTRA	220	3,7	814	2775,74	0,23	
SENTRA WATER HEATER 22	SWH22	SENTRA	220	3,7	814	2775,74	0,23	
SENTRA WATER HEATER 24	SWH24	SENTRA	220	3,7	814	2775,74	0,23	
SENTRA WATER HEATER 25	SWH25	SENTRA	220	3,7	814	2775,74	0,23	
SENTRA WATER HEATER 05	SWH05	SENTRA	220	2,6	572	1950,52	0,16	
SENTRA WATER HEATER 27	SWH27	SENTRA	220	2,7	594	2025,54	0,17	
CONAIR RESIN DRYER 28	CRD28	CONAIR	220	11	2420	8252,20	0,69	
NOVATEC RESIN DRYER 07	NRD-07	NOVATEC	220	4	880	3000,80	0,25	
CONAIR WATER HEATER 01	CWH-01	Conair	220	7	1540	5251,40	0,44	
TOTAL						444657,18	37,05	

5.2.9 Calor generado por equipos instalados en el área de Multi-switch.

En el área de *multi-switch* se encuentran equipos para la producción de switches de presión. En el proceso de fabricación se utilizan hornos especializados para el acabo de las piezas. Estos operan a 208 V. Existen otros equipos que trabajan a 120 V que se manipulan en el proceso de fabricación de los switches.

Para el cálculo de carga térmica, se aplicaron los mismos conceptos que en el departamento de moldeo. En la siguiente tabla se pueden observar las características de los equipos respectivos, y un total de 11,31 ton de carga térmica generadas por estos.

Tabla 23. Carga térmica generada por los equipos del área de multi-switch

Área línea de producción Multiswitch							
Marca	MACH CODE	Marca	Voltaje (V)	Amperaje (A)	Potencia Eléctrica (W)	Carga térmica (BTU/h)	Carga térmica (ton)
OVEN 04	OVE-04		208	4,61	958,88	3269,78	0,27
OVEN 05	OVE-05		208	5,68	1181,44	4028,71	0,34
OVEN 06	OVE-06	SOUTHBEND	208	4,61	958,88	3269,78	0,27
OVEN 01	OVE-01		208	4,61	958,88	3269,78	0,27
OVEN 03	OVE-03	SOUTHBEND	208	4,61	958,88	3269,78	0,27
OVEN 02	OVE-02	BLUE M	208	4,61	958,88	3269,78	0,27
ENVIRONMENTAL CHAMBER 02	ENC-02	LUNAIRE LIMITED	208	25	5200	17732,00	1,48
ENVIRONMENT CHAMBER 03	ENC-03	TENNEY	208	25	5200	17732,00	1,48
ENVIRONMENT CHAMBER 04	ENC-04	TENNEY	208	25	5200	17732,00	1,48
COVER WELD -05	CWL-05	BRANSON	120	4	480	1636,80	0,14
RIVET 01	RIV-01	NATIONAL RIVET-MFG	120	4	480	1636,80	0,14
RIVET 02	RIV-02	NATIONAL RIVET-MFG	120	4	480	1636,80	0,14
EYELET 01	EYE-01	EDWARD SEGAL	120	4	480	1636,80	0,14
EYELET 02	EYE-02		120	4	480	1636,80	0,14
MANUAL SCREW INSERTER-01	MSI-01	BALDOR INDUSTRIAL MOTOR	120	4	480	1636,80	0,14
EYELET 05	EYE-05		120	4	480	1636,80	0,14
MANUAL SCREW INSERTER-02	MSI-02	Micro Assembly System Electric Screw drivers	120	4	480	1636,80	0,14
FUME EXTRACTOR 05	FUE-05	METCAL	120	4	480	1636,80	0,14
CAUTIN		METCAL	120	4	480	1636,80	0,14
VACUM PUMP SYSTEM	VPS-02		120	4	480	1636,80	0,14
VACUM PUMP SYSTEM	VPS-03		120	4	480	1636,80	0,14
RIVET 04	RIV-04	NATURAL RIVET	120	4	480	1636,80	0,14
RIVET 03	RIV-03		120	4	480	1636,80	0,14
EYELET 03	EYE-03	EDWARD SEGAL	120	4	480	1636,80	0,14
VACUM PUMP SYSTEM	VPS-01		120	4	480	1636,80	0,14
EYELET 04	EYE-04	STIMPSON BROOKLYN	120	4	480	1636,80	0,14
EYELET 07	EYE-07	EDWARD SEGAL	120	4	480	1636,80	0,14
RIVET 05	RIV-05	NATIONAL RIVET	120	4	480	1636,80	0,14
RIVET 06	RIV-06	NATIONAL RIVET	120	4	480	1636,80	0,14
HOUSING STAMPING PRESS 01	HSP-01	PERKINS	120	4	480	1636,80	0,14
HOUSING STAMPING PRESS 02	HSP-02	PERKINS	120	4	480	1636,80	0,14
FUME EXTRACTOR 01	FUE-01	OKI	120	4	480	1636,80	0,14
PUNCH DIAPHRAGM 01	PUD-01		120	4	480	1636,80	0,14
PUNCH DIAPHRAGM 02	PUD-02		120	4	480	1636,80	0,14
PUNCH DIAPHRAGM 03	PUD-03		120	4	480	1636,80	0,14
GROMMET INSERTER MACHINE 02	GIM-02		120	4	480	1636,80	0,14
FUME EXTRACTOR 03	FUE-03	OKI	120	4	480	1636,80	0,14
X-POINT WELDER 02	XPW-02		120	4	480	1636,80	0,14
X-POINT WELDER 03	XPW-03		120	4	480	1636,80	0,14
EYELET 01	EYE-01		120	4	480	1636,80	0,14
RIVET-06	RIV-06	NATIONAL RIVET MFG	120	4	480	1636,80	0,14
RIVET-05	RIV-05	NATIONAL RIVET MFG	120	4	480	1636,80	0,14
KEYENCE LASER PRINTER	KLP-01	KEYENCE	120	4	480	1636,80	0,14
VIDEOJET PRINTER 03	VJ-03	VIDEOJET	120	4	480	1636,80	0,14
PUNCH DIAPHRAGM 05	PUD-05	Micro	120	4	480	1636,80	0,14
EYELET 06	EYE-06	Micro	120	4	480	1636,80	0,14
PUNCH DIAPHRAGM 04	PUD-04	Micro	120	4	480	1636,80	0,14
TOTAL						135772,01	11,31

5.2.10 Calor generado por equipos instalados en el área de la línea 9370.

En la línea 9370 se fabrican sensores de presión, cuyos equipos operan a 120 V. Aquí se tomaron en cuenta 43 equipos para una estimación de 7,33 ton de carga térmica en esta área. En la siguiente tabla se observa con detalle la lista de los equipos, sus características y el dato de carga térmica en BTU/h y ton.

Tabla 24. Carga térmica generada por los equipos del área de línea 9370

Área línea de producción 9370							
Marca	MACH CODE	Marca	Voltaje (V)	Amperaje (A)	Potencia Eléctrica (W)	Carga térmica (BTU/h)	Carga térmica (ton)
TERMINAL INSERTER 01	TIM-01		120	5	600	2046	0.17
TERMINAL INSERTER 02	TIM-02		120	5	600	2046	0.17
DIAPHRAGM STAKER 01	DIA-01		120	5	600	2046	0.17
DIAPHRAGM STAKER 02	DIA-02		120	5	600	2046	0.17
DIAPHRAGM STAKER 03	DIA-03		120	5	600	2046	0.17
COVER WELD 01	CWL-01	BRANSON	120	5	600	2046	0.17
COVER WELD 02	CWL-02	BRANSON	120	5	600	2046	0.17
COVER WELD 03	CWL-03	BRANSON	120	5	600	2046	0.17
COVER WELD 04	CWL-04		120	5	600	2046	0.17
SWITCH INSERTER 01	SIM-01		120	5	600	2046	0.17
SWITCH INSERTER 02	SIM-02		120	5	600	2046	0.17
SWITCH INSERTER 03	SIM-03		120	5	600	2046	0.17
SWITCH STAKER 01	SST-01		120	5	600	2046	0.17
SWITCH STAKER 02	SST-02		120	5	600	2046	0.17
SWITCH STAKER 03	SST-03		120	5	600	2046	0.17
PLASTIC SCREW MACHINE 01	PSM-01	NASCOMATIC	120	5	600	2046	0.17
PLASTIC SCREW MACHINE 02	PSM-02	NASCOMATIC	120	5	600	2046	0.17
PLASTIC SCREW MACHINE 03	PSM-03	NASCOMATIC	120	5	600	2046	0.17
ORIFICE INSERTER 01	ORI-01		120	5	600	2046	0.17
ORIFICE INSERTER 02	ORI-02		120	5	600	2046	0.17
BRACKET MACHINE 01	BRM-01	NASCOMATIC	120	5	600	2046	0.17
BRACKET MACHINE 02	BRM-02	NASCOMATIC	120	5	600	2046	0.17
BLADE MACHINE 01	BLM-01	National Rivet & MFG	120	5	600	2046	0.17
AIR IONIZER 02	AIO-02	SIMCO	120	5	600	2046	0.17
AIR IONIZER 03	AIO-03	SIMCO	120	5	600	2046	0.17
AIR IONIZER 04	AIO-04	SIMCO	120	5	600	2046	0.17
LABEL PRINTER 03	LAP-03	DATAMAX	120	5	600	2046	0.17
FASCO TESTER 01	FST-01		120	5	600	2046	0.17
FASCO TESTER 02	FST-02		120	5	600	2046	0.17
BRANSON DEGREASER 01	BDG-01		120	5	600	2046	0.17
HOSE CUTTING MACHINE	HCM-01		120	5	600	2046	0.17
PLUG INSERTION MACHINE 01	PIM-01		120	5	600	2046	0.17
RIVETING MACHINE 01	RIM-01		120	5	600	2046	0.17
DIAPHRAGM STAKER 04	DIA-04		120	5	600	2046	0.17
DIAPHRAGM STAKER 05	DIA-05		120	5	600	2046	0.17
ESSPO	ASH-01		120	5	600	2046	0.17
COVER WELD 04	CWL-04		120	5	600	2046	0.17
TERMINAL INSERTER 03	TIM-03		120	5	600	2046	0.17
TERMINAL STAKER 01	TST-01		120	5	600	2046	0.17
GAP ADJUSTMENT MACHINE 01	GAM-01		120	5	600	2046	0.17
BIAS SPRING STAKER 01	BSS-01		120	5	600	2046	0.17
COVER STAKER 01	COS-01		120	5	600	2046	0.17
RIVETING MACHINE 02	RIM-02		120	5	600	2046	0.17
TOTAL						87978	7.33

5.2.11 Calor generado por equipos instalados en el área de la línea 9375 automática y flex.

Al igual que en la línea 9370, en la línea automática y 9375 se fabrican sensores de presión cuyos equipos trabajan a 120 V. En ambas secciones la estimación de carga térmica es casi idéntica, con la diferencia de que en la línea automática se desprecian algunos equipos que no provocan aumento en la transferencia de calor.

Se le conoce como línea Flex porque en ella hay operadores accionando algunos de los equipos en el proceso de fabricación, situación que no ocurre en la automática porque carece de personas trabajando y hay robots operando las distintas tareas.

Para la línea 9375 automática se estimaron 6,75 ton de carga térmica generada por los equipos presentes y en la línea 9375 Flex se obtuvo del cálculo un dato equivalente a 6,31 ton. En las siguientes tablas se observa con detalle la lista de los equipos, sus características y el dato de carga térmica en BTU/h y ton de ambas líneas.

Tabla 25. Carga térmica generada por los equipos del área de línea 9375 automática

Área línea de producción automática							
Marca	MACH CODE	Marca	Voltaje (V)	Amperaje (A)	Potencia Eléctrica (W)	Carga térmica (BTU/h)	Carga térmica (ton)
Nachi Robot		NACHI	120	5,5	660	2250,60	0,19
Nachi Controller		NACHI	120	5,5	660	2250,60	0,19
TERMINAL STAKER 01	BBS-01	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
TERMINAL STAKER 02	TST-02	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
FLEX VISION SYSTEM 01	FVS-01	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
DIAPHRAGM LOADING STATION 02	DLS-02	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
COVER STAKER 13	CDS-13	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
GAP ADJUSTING MACHINE 03	GAM-03	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
BIAS SPRING STAKER 03	BBS-03	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
TERMINAL STAKER 03	TST-03	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
FLEX VISION SYSTEM 02	FVS-02	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
DIAPHRAGM LOADING STATION 03	DLS-03	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
COVER STAKER 13	CDS-15	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
GAP ADJUSTING MACHINE 02	GAM-02	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
EPSON ROBOT 01	ERO-01	EPSON	120	5,5	660	2250,60	0,19
EPSON ROBOT 02	ERO-02	EPSON	120	5,5	660	2250,60	0,19
EPSON ROBOT 03	ERO-03	EPSON	120	5,5	660	2250,60	0,19
EPSON ROBOT 04	ERO-04	EPSON	120	5,5	660	2250,60	0,19
EPSON ROBOT 05	ERO-05	EPSON	120	5,5	660	2250,60	0,19
EPSON ROBOT 06	ERO-06	EPSON	120	5,5	660	2250,60	0,19
EPSON ROBOT 07	ERO-07	EPSON	120	5,5	660	2250,60	0,19
EPSON ROBOT 08	ERO-08	EPSON	120	5,5	660	2250,60	0,19
MOVING BLADE INSERT	MBI-01	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
UNIVERSAL ROBOT 02	URO-02	Universal Robots	120	5,5	660	2250,60	0,19
UNIVERSAL ROBOT 04	URO-04	Universal Robots	120	5,5	660	2250,60	0,19
COVER INSERTION	CIN-01	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
DIAPHRAGM LOADING STATION 01	DLS-01	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
N.O STAKING	STA-01	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
N.O. ADJUST SCREW 02	ASH-02	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
DIAPHRAGM STAKER 04	DIA-04	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
DIAPHRAGM STAKER 09	DIA-09	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
DIAPHRAGM STAKER 10	DIA-10	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
DIAPHRAGM STAKER 07	DIA-07	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
DIAPHRAGM STAKER 06	DIA-06	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
DIAPHRAGM STAKER 08	DIA-08	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
BLADE CUTTING MACHINE	BCM-01	Micro	120	5,5	660	2250,60	0,19
TOTAL						81021,60	6,75

Tabla 26. Carga térmica generada por los equipos del área de línea 9375 Flex

Área líneas de producción Flex							
Marca	MACH CODE	Marca	Voltaje (V)	Amperaje (A)	Potencia Eléctrica (W)	Carga térmica (BTU/h)	Carga térmica (ton)
Nachi Robot		NACHI	120	5	600	2046	0,17
Nachi Controller		NACHI	120	5	600	2046	0,17
Assembly Machine		Micro	120	5	600	2046	0,17
TERMINAL STAKER 01	BBS-01	Micro	120	5	600	2046	0,17
TERMINAL STAKER 02	TST-02	Micro	120	5	600	2046	0,17
FLEX VISION SYSTEM 01	FVS-01	Micro	120	5	600	2046	0,17
DIAPHRAGM LOADING STATION 02	DLS-02	Micro	120	5	600	2046	0,17
COVER STAKER 13	CDS-13	Micro	120	5	600	2046	0,17
GAP ADJUSTING MACHINE 03	GAM-03	Micro	120	5	600	2046	0,17
BIAS SPRING STAKER 03	BBS-03	Micro	120	5	600	2046	0,17
TERMINAL STAKER 03	TST-03	Micro	120	5	600	2046	0,17
FLEX VISION SYSTEM 02	FVS-02	Micro	120	5	600	2046	0,17
DIAPHRAGM LOADING STATION 03	DLS-03	Micro	120	5	600	2046	0,17
COVER STAKER 13	CDS-15	Micro	120	5	600	2046	0,17
GAP ADJUSTING MACHINE 02	GAM-02	Micro	120	5	600	2046	0,17
EPSON ROBOT 01	ERO-01	EPSON	120	5	600	2046	0,17
EPSON ROBOT 02	ERO-02	EPSON	120	5	600	2046	0,17
EPSON ROBOT 03	ERO-03	EPSON	120	5	600	2046	0,17
EPSON ROBOT 04	ERO-04	EPSON	120	5	600	2046	0,17
EPSON ROBOT 05	ERO-05	EPSON	120	5	600	2046	0,17
EPSON ROBOT 06	ERO-06	EPSON	120	5	600	2046	0,17
EPSON ROBOT 07	ERO-07	EPSON	120	5	600	2046	0,17
EPSON ROBOT 08	ERO-08	EPSON	120	5	600	2046	0,17
MOVING BLADE INSERT	MBI-01	Micro	120	5	600	2046	0,17
UNIVERSAL ROBOT 02	URO-02	Universal Robots	120	5	600	2046	0,17
UNIVERSAL ROBOT 04	URO-04	Universal Robots	120	5	600	2046	0,17
COVER INSERTION	CIN-01	Micro	120	5	600	2046	0,17
DIAPHRAGM LOADING STATION 01	DLS-01	Micro	120	5	600	2046	0,17
N.O STAKING	STA-01	Micro	120	5	600	2046	0,17
N.O. ADJUST SCREW 02	ASH-02	Micro	120	5	600	2046	0,17
DIAPHRAGM STAKER 04	DIA-04	Micro	120	5	600	2046	0,17
DIAPHRAGM STAKER 09	DIA-09	Micro	120	5	600	2046	0,17
DIAPHRAGM STAKER 10	DIA-10	Micro	120	5	600	2046	0,17
DIAPHRAGM STAKER 07	DIA-07	Micro	120	5	600	2046	0,17
DIAPHRAGM STAKER 06	DIA-06	Micro	120	5	600	2046	0,17
DIAPHRAGM STAKER 08	DIA-08	Micro	120	5	600	2046	0,17
BLADE CUTTING MACHINE	BCM-01	Micro	120	5	600	2046	0,17
TOTAL						75702	6,31

5.2.12 Calor generado por equipos instalados en el área de WIRE.

En la línea de producción WIRE se fabrican contactos eléctricos y algunos switches, cuyos equipos operan a 110 V. Aquí se tomaron en cuenta 30 equipos para una estimación de 14.07 ton de carga térmica en esta área. En la siguiente tabla se observa con detalle la lista de los equipos, sus características y el dato de carga térmica en BTU/h y ton.

Tabla 27. Carga térmica generada por los equipos del área de línea WIRE

Área línea de producción WIRE						
MACH CODE	Marca	Voltaje (V)	Amperaje (A)	Potencia Eléctrica (W)	Carga térmica (BTU/h)	Carga térmica (ton)
CAP-02	221003 ASSEMBLY MACHINE 02	110	15	1650	5626,50	0,47
CTS-03	171007 ASSEMBLY MACHINE 03	110	15	1650	5626,50	0,47
BIT-04	123012 ASSEMBLY MACHINE 04	110	15	1650	5626,50	0,47
PVI-05	224002 ASSEMBLY MACHINE 05	110	15	1650	5626,50	0,47
TIM-06	244001 ASSEMBLY MACHINE 06	110	15	1650	5626,50	0,47
WAM-07	WIRE ASSEMBLY MACHINE 021024A	110	15	1650	5626,50	0,47
UAM-08	UNIVERSAL ASSEMBLY MACHINE 08	110	15	1650	5626,50	0,47
DVE-09	DVE5 ASSEMBLY MACHINE 09	110	15	1650	5626,50	0,47
MAG-10	239001 ASSEMBLY MACHINE 10 (MAGNA)	110	15	1650	5626,50	0,47
WAM-11	108004 WIRE ASSEMBLY MACHINE 11	110	15	1650	5626,50	0,47
WAM-12	019015 WIRE ASSEMBLY MACHINE 12	110	15	1650	5626,50	0,47
WAM-13	049003 WIRE ASSEMBLY MACHINE 13	110	15	1650	5626,50	0,47
WAM-14	172002 WIRE ASSEMBLY MACHINE 14	110	15	1650	5626,50	0,47
WAM-15	199001 WIRE ASSEMBLY MACHINE 15	110	15	1650	5626,50	0,47
WAM-16	200001 WIRE ASSEMBLY MACHINE 16	110	15	1650	5626,50	0,47
HEL-17	237002 ASSEMBLY MACHINE 17 (Hella 2nd)	110	15	1650	5626,50	0,47
BOS-18	267001 WIRE AND ASSEMBLY MACHINE 18 (Bosh Round Hole)	110	15	1650	5626,50	0,47
HEL-19	237003 ASSEMBLY MACHINE 19 (Hella 4th)	110	15	1650	5626,50	0,47
HEL-20	237003 ASSEMBLY MACHINE 19 (Hella 4th)	110	15	1650	5626,50	0,47
HEL-21	237003 ASSEMBLY MACHINE 19 (Hella 4th)	110	15	1650	5626,50	0,47
HEL-22	237003 ASSEMBLY MACHINE 19 (Hella 4th)	110	15	1650	5626,50	0,47
WAM-21	VISHAY PROBES MACHINES 21	110	15	1650	5626,50	0,47
WAM-22	VISHAY PROBES MACHINES 22	110	15	1650	5626,50	0,47
WAM-23	PROBE POLISH STATION 23	110	15	1650	5626,50	0,47
WAM-24	PROBE POLISH STATION 24	110	15	1650	5626,50	0,47
WAM-25	PROBES CUT STATION 25	110	15	1650	5626,50	0,47
WAM-26	PROBES CUT STATION 26	110	15	1650	5626,50	0,47
CHE-01	262001 ASSEMBLY MACHINE 01	110	15	1650	5626,50	0,47
DVE-10	DVE-10 ASSEMBLY MACHINE 10	110	15	1650	5626,50	0,47
Hel-23	00237004 ASSEMBLY MACHINE 23	110	15	1650	5626,50	0,47
TOTAL					168795,00	14,07

5.2.13 Calor generado por equipos instalados en el área de Micro maquinado, Toolroom A, B y C.

De la misma manera que en el departamento de moldeo, en la sección de Micro maquinado, Toolroom A, B y C se cuenta con equipos eléctricos de alta precisión. Para la estimación de la carga térmica en estas máquinas, se emplearon las ecuaciones 15 y 16. En los cálculos respectivos, se utilizaron los datos de placa presentes en las máquinas de esta área. Se obtuvieron 16.08 ton de carga térmica. A continuación, se observan los resultados obtenidos de lo descrito anteriormente.

Tabla 28. Carga térmica generada por los equipos del área de Micro maquinado, Toolroom A, B y C

Área del Toolroom A, B, C y Micro maquinado								
Marca	MACH CODE		Marca	Voltaje (V)	Amperaje (A)	Potencia Eléctrica (W)	Carga térmica (BTU/h)	Carga térmica (ton)
CITIZEN L20 SWISS TURN 03	CST-03	Machine	CITIZEN MACHINERY MIYANO CO.	208	18	3744	12767.04	1.06
CITIZEN L12 SWISS TURN 04	CST-04	Machine	CITIZEN MACHINERY CO.	208	18	3744	12767.04	1.06
CITIZEN L32 SWISS TURN 05	CST-05	Machine	CITIZEN MACHINERY CO.	208	18	3744	12767.04	1.06
CITIZEN L12 SWISS TURN 06	CST-06	Machine	CITIZEN MACHINERY CO.	208	18	3744	12767.04	1.06
CITIZEN L12 SWISS TURN 07	CST-07	Machine	CITIZEN MACHINERY CO.	208	18	3744	12767.04	1.06
CITIZEN L12 SWISS TURN 08	CST-08	Machine	CITIZEN MACHINERY CO.	208	18	3744	12767.04	1.06
CITIZEN L12 SWISS TURN 09	CST-09	Machine	CITIZEN MACHINERY CO.	208	18	3744	12767.04	1.06
MAKINO MACHINE CENTER 01	MMC-01		MAKINO	208	20	4160	14185.60	1.18
MAKINO MACHINE CENTER 02	MMC-02		MAKINO	208	20	4160	14185.60	1.18
MAKINO MACHINE CENTER 03	MMC-03		MAKINO	208	20	4160	14185.60	1.18
WIRE ELECTRICAL DISCHARGE MACHINE 08	WED-08	41	AGIE CHARMILLES	208	14	2912	9929.32	0.83
WIRE ELECTRICAL DISCHARGE MACHINE 09	WED-09	43	Fanuc ROBOCUTA-C400IA	208	14	2912	9929.32	0.83
WIRE ELECTRICAL DISCHARGE MACHINE 10	WED-10		Fanuc ROBOCUTA-C400IB	208	14	2912	9929.32	0.83
ELECTRICAL DISCHARGE MACHINE 05	EDM-05	34	AGIE CHARMILLES	208	5	1040	3546.40	0.30
ELECTRICAL DISCHARGE MACHINE 06	EDM-06	33	AGIE CHARMILLES	208	5	1040	3546.40	0.30
ELECTRICAL DISCHARGE MACHINE 07	EDM-07	40	AGIE CHARMILLES	208	5	1040	3546.40	0.30
CNC LATHE 01	HHT-01	29	HAAS	208	5	1040	3546.40	0.30
CNC MILLING MACHINE 02	MLM-01	30	Sharp	208	4	832	2837.12	0.24
CNC MACHINING CENTRE 03	MLM-02	31	Sharp	208	4	832	2837.12	0.24
ELECTRICAL DISCHARGE MACHINE 05	MLM-03	34	Sharp	208	4	832	2837.12	0.24
EDM DRILL HOLE POPPER MACHINE	MLM-04		Sharp	208	4	832	2837.12	0.24
ROBODRILL MILLING MACHINE 01	RMM-01		FANUC	208	8	1664	5674.24	0.47
TOTAL							192924.16	16.08

5.2.14 Psicrometría.

De los datos calculados en el procedimiento de carga térmica en cada uno de los recintos, se obtuvieron los valores correspondientes de CFM de acuerdo con las condiciones que se presentan en la planta de producción. CFM “es la unidad de aire utilizada en los ventiladores y en los sistemas de aire acondicionado, que en realidad usan el mismo sistema de acción” (Ibertrónica, 2022).

Un CFM equivale a una transmisión de cierta cantidad de ft^3/min accesible para calcular los niveles a los que se llega en operaciones rutinarias. Es importante tener en cuenta que cuanto más CFM se obtenga, mayor es la cantidad de fluido que pasará sobre los ductos del sistema. Por esa razón, el sistema de flujo de aire será más potente.

En el caso del aire acondicionado, los sistemas producen una tasa de 400 CFM por cada tonelada de capacidad de enfriamiento. A continuación, se presentarán los valores de CFM, CFM/ton y en m^3/s necesarios para cumplir con la carga de enfriamiento de cada uno de los recintos de la planta de producción.

Tabla 29. Valores de CFM, CFM/ton y en m³/s necesarios para cumplir con la carga de enfriamiento

Recinto	CFM	CFM/ton	m ³ /s
Bodega 1	11896	387	5,61
Multiswitch	9436	396	4,45
Línea 9370	12786	395	6,03
Línea Flex y Automática	12381	402	5,84
Wire	13260	421	6,26
Área Libre	10922	384	5,15
Micromaquinado	7490	429	3,53
Toolroom A	13592	423	6,41
Toolroom B	10690	432	5,05
Toolroom C	10560	432	4,98
Taller de Mantenimiento	5424	408	2,56
Incoming	2354	400	1,11
Bodega 2	9634	369	4,55
Moldeo	81075	424	38,26

5.2.15 Presentación de todas las cargas térmicas calculadas de la planta productiva

En la siguiente tabla se muestra la cuantificación de cada una de las ganancias de calor estimadas en las zonas de estudio de la planta Micro Technologies S.A., así como el total general de la carga térmica obtenida. En este caso se obtuvo una equivalencia en carga térmica de 943871,33 W, convertidos en 3220621,11 BTU/h proporcionales a 268.39 ton. La determinación de los datos de carga térmica se expresa en W, BTU/h y ton.

Tabla 30. Tabla general del total de cargas térmicas calculadas para los recintos de la planta productora Micro Technologies S.A.

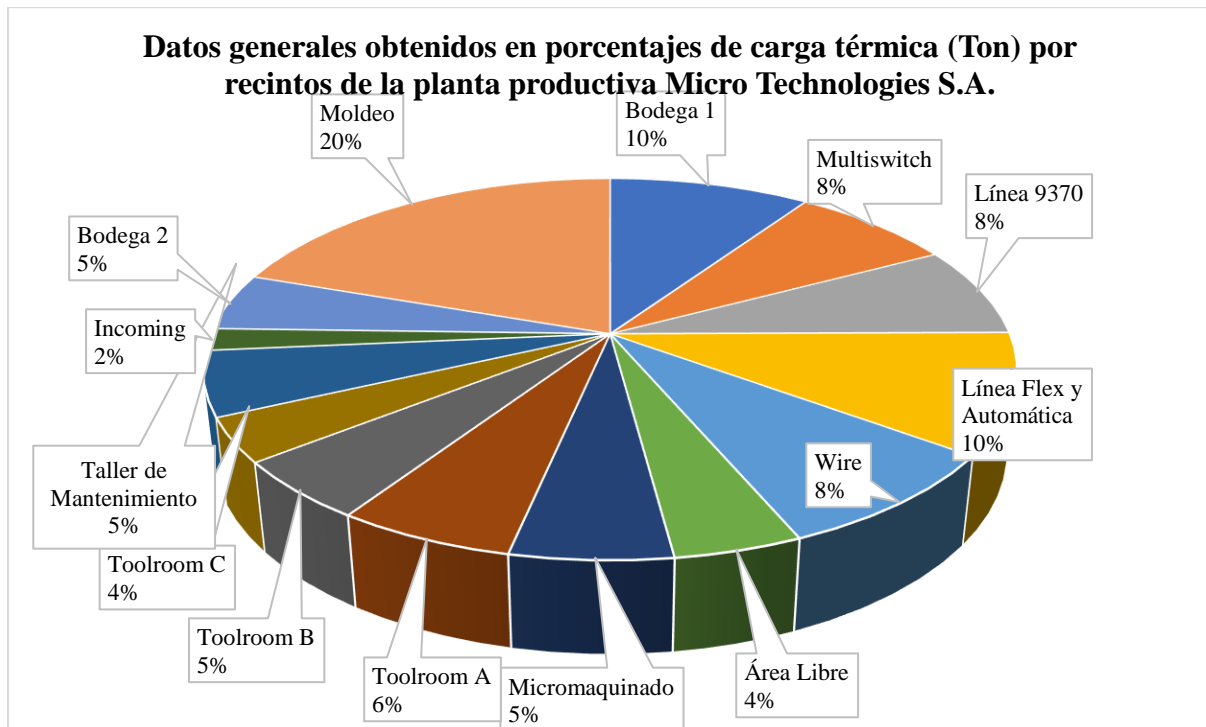
TABLA GENERAL DE TOTALES			
Zona	Carga térmica (W)	Carga térmica (BTU/h)	Carga térmica (ton)
Bodega 1	89898,21	306745,26	25,56
Multiswitch	72833,68	248518,71	20,71
Línea 9370	72090,29	245982,17	20,50
Línea Flex y Automática	96169,85	328144,99	27,35
Wire	80343,08	274141,84	22,85
Área Libre	40774,49	139128,28	11,59
Micromaquinado	51397,24	175374,58	14,61
Toolroom A	56615,56	193180,23	16,10
Toolroom B	47497,38	162067,72	13,51
Toolroom C	35179,85	120038,57	10,00
Taller de Mantenimiento	51673,51	176317,26	14,69
Incoming	17704,59	60410,54	5,03
Bodega 2	45811,26	156314,42	13,03
Moldeo	185882,33	634256,52	52,85
TOTAL	943871,33	3220621,11	268,39

La tabla muestra las distintas zonas en las que se aplicó el cálculo para la estimación de carga térmica. Cada sección posee características específicas que contribuyeron a la variación de los valores obtenidos.

Se observa que los tonelajes son similares entre la mayoría de las zonas a excepción del recinto de moldeo e *Incoming* que difieren exponencialmente. La razón de estas diferencias radica en que hay zonas que tienen una mayor extensión de área que otras. A su vez, hay zonas que no cuentan con presencia de equipos. Las que sí tienen equipos es evidente que provocan un aumento en la transferencia del calor.

No obstante, para este caso específico, en la zona de moldeo se obtuvo un valor de 52,85 ton de carga térmica, debido a que sólo en equipos se generan 37,05 ton y las 15,8 ton restantes, se deben a las otras variables que se utilizaron en la memoria de cálculo para transferencia de calor, según lo esbozado en la sección 3.3 de este documento. De manera gráfica, se puede observar que moldeo implica un 20 % de transferencia de calor del 100 %, que involucra a las 13 zonas restantes de la planta.

Figura 56. Gráfico general en porcentajes obtenidos de carga térmica (Ton) en recintos de la planta productiva Micro Technologies S.A



En el caso de *Incoming* se puede notar que es el área con menor transferencia de calor generada. Esto se debe a que *Incoming* es un área pequeña, no cuenta con presencia de equipos, el número de personas es escasa, la conducción no es tan alta, y el porcentaje de radiación figura ser nulo. En analogía con el gráfico, se detalla que la equivalencia en transferencia de calor es de un 2 % en comparación con las restantes áreas de la planta.

Con respecto a las zonas que no son moldeo o *Incoming*, se observa que los porcentajes de transferencia de calor generada son similares entre unos y otros. El promedio de similitud de carga térmica es equivalente a un 6,5 % en estas zonas.

Esto se explica porque la transferencia de calor es distribuida de manera equitativa, la cantidad de equipos de bajo consumo y personas es constante y el valor de área entre unas y otras es análogo. De ahí que estos recintos compartan entre sí una equivalencia del 5 % en el promedio de semejanza de carga térmica.

5.2.16 Validación de cálculo de carga térmica a través del software Hourly Analysis Program (HAP).

Después de aplicar el *software* de validación Hourly Analysis Program (HAP), se hizo la selección de los 14 recintos de la zona productiva de Micro Technologies S.A. De los resultados obtenidos, se calculó un porcentaje de diferencia entre lo obtenido por la memoria de cálculo del *software* Microsoft Excel y el HAP. La siguiente muestra los valores respectivos.

Tabla 31. Datos obtenidos del cálculo por recintos mediante el uso del HAP y el % de diferencia con respecto a la memoria de cálculo software Excel

Datos obtenidos HAP (Hourly Analysis Program)			
Zona	Carga térmica (BTU/h)	Carga térmica (ton)	Promedio de la Diferencia (%)
Bodega 1	296745,26	24,73	0,83
Multiswitch	248258,71	20,69	0,02
Línea 9370	235982,17	19,67	0,83
Línea Flex y Automática	328144,99	27,35	0,00
Wire	272141,84	22,68	0,17
Área Libre	129128,28	10,76	0,83
Micromaquinado	165374,58	13,78	0,83
Toolroom A	193180,23	16,10	0,00
Toolroom B	162067,72	13,51	0,00
Toolroom C	120038,57	10,00	0,00
Taller de Mantenimiento	175217,26	14,60	0,09
Incoming	59412,54	4,95	0,08
Bodega 2	146898,42	12,24	0,78
Moldeo	633256,52	52,77	0,08
TOTAL	3165847,09	263,82	0,33

Se puede observar que las diferencias de aproximación son menores a 1 % entre ambos métodos de cálculo, lo cual denota que ambos mecanismos son útiles y se aproximan a la realidad que acontece en el recinto estudiado. No obstante, se subraya que el *software* HAP tiene el alcance de precisión mayor, puesto que integra más variables de análisis que pueden mejorar los resultados.

5.3 DIAGNÓSTICO Y PROPUESTA DE MEJORA PARA EL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DE LA PLANTA EN TRES FASES

La sección 5.3 corresponde a la realización de un diagnóstico de las operaciones que se efectúan en el sistema de agua helada presente en la compañía. Con este diagnóstico, se podrán analizar las variables necesarias para dar una mejora al sistema actualmente instalado.

El desarrollo de este apartado consta de tres fases, las cuales son el indicador para una posible solución al problema que, enfrenta Micro Technologies S.A. en el tema del confort térmico dentro del recinto productivo. La fase A corresponde a la etapa del diagnóstico, la fase B es un análisis de disminución de la carga térmica en el recinto y finalmente la fase C radica en las alternativas de mejora para el diseño de acondicionamiento de aire en vigencia actual.

FASE A-ETAPA DE DIAGNÓSTICO

En este apartado se realizará un diagnóstico del sistema de agua helada que opera en la planta de producción en Micro Technologies S.A. El sistema alimenta el acondicionamiento de aire de todo el recinto, incluyendo la parte administrativa, oficinas, comedor, la sección de estampado, el consultorio médico y la recepción.

Para efectos de este proyecto, y como se indicó al inicio del capítulo 5.2, se hará hincapié exclusivamente en el área de la planta productiva. Los fundamentos de este diagnóstico se basan en el conocimiento de los equipos existentes en la red hidrónica del sistema.

Además, se esbozará un estudio de las capacidades de eficiencia que tiene actualmente el sistema de agua helada para conocer, si efectivamente el confort térmico dentro del recinto es equivalente al rango de los 22° a 24° C. Finalmente, se pondrá sobre la mesa de análisis el factor de sellabilidad del cuarto con el propósito de valorar si las condiciones herméticas con las que se cuenta son ideales o no.

5.3.1 Equipos que operan en el sistema de agua helada de la planta Micro Technologies S.A.

Los equipos que operan en el sistema de agua helada presente en la planta de producción corresponden a los *chillers*, las bombas de agua, las manejadoras, los *make-up* y el sistema de tubería del agua. Existen otros elementos accesorios que forman parte del sistema de la red hidrónica como son las válvulas de tipo compuerta y mariposa, el tanque de expansión, los variadores de frecuencia, los sensores, termómetros y los presostatos, que cumplen una función

específica y necesaria en el proceso de alcanzar el confort térmico dentro del recinto. Además de los ductos, que permiten el transporte del fluido a las diferentes zonas del cuarto.

A este respecto, los equipos en marcha se encuentran operando al 100 % de sus capacidades, situación que hasta el momento ha sido controlada. Sin embargo, el escenario a futuro puede cambiar la eficiencia de estos por la alta demanda de operación que tienen. Esto sucede con frecuencia el BMS alarma el sistema de aire con notificaciones de paro o ineficiencia en algunos equipos, por ejemplo, los *chillers*. También se han presentado eventos como el fallo de sensores en las manejadoras o que alguna de las bombas no entra en el arranque cuando el sistema necesita un mayor suministro de agua.

El no ingreso de las bombas puede deberse a varias razones. Para este caso concreto, se ha debido a fallas eléctricas, a la inexistencia de señales por parte del *chiller* para que la bomba ingrese a operar y a la no detección de caudal de fluido por parte del enfriador, lo cual provoca que la señal no sea proporcionada a la bomba de agua.

A pesar de estos incidentes, es gracias al mantenimiento preventivo aplicado a los equipos, que se logra mantener la operatividad del sistema y, por ende, el confort térmico. Sin embargo, las condiciones ambientales no son las ideales en relación con lo que se espera que exista en el recinto. Por tanto, es necesario conocer las características de los equipos existentes en la red hidrónica de este sistema de agua helada, como a continuación se presentan.

5.3.1.1 Chillers.

Se utilizan dos *chillers* marca TRANE de la categoría *chiller scroll* con condensación por aire modelo CGAM 130F 2P02 AXB2 A1A1 A1HX XA1A 1A4X XXXX XA1A 3A1D 1AXL XX. Este tipo de *chiller* ofrece una mayor eficiencia energética bajo “carga total y carga parcial que excede y reduce los costos operativos. A su vez, los niveles de ruido son significativamente menores comparados a otros enfriadores con compresor tipo scroll” (TRANE, 2015, p. 2). Posee un diseño optimizado con “HFC-410A y una llave de flujo y un filtro de agua que se instalan en fábrica en las mejores posiciones para proporcionar un funcionamiento sin interrupciones y reducir el tiempo de instalación y mantenimiento del enfriador” (TRANE, 2015, p. 2). También, cuenta con la tecnología “Adaptive Controls™ que desarrolla algoritmos de ventilación perfeccionados para un funcionamiento más confiable en condiciones extremas” (TRANE, 2015, p. 2).

Asimismo, cabe destacar que “desarrolla un sistema programado en forma horaria de un solo “enfriador para un manejo más accesible de tareas pequeñas. Se integra fácilmente a

sistemas BAS existentes a través de una interfaz de comunicación BACnet o LonTalk™” (TRANE, 2015, p. 2).

Para este caso, se cuenta con un fácil y seguro acceso a todos los componentes principales de servicio, ya que se ubican al borde de la unidad.

Figura 57. *Enfriadores tipo scroll refrigerados por aire Modelo CGAM*



Nota. Adaptado de *Enfriadores tipo scroll refrigerados por aire Modelo CGAM*, por Trane, 2015 ([https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/produtos-sistemas/equipamentos/Chillers/Chillers_Scroll-Condensacao_Ar/CGAM/Cat %C3 %A1logo_Produto-CGAM\(CG-PRC018C-ES\) %20small.pdf](https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/produtos-sistemas/equipamentos/Chillers/Chillers_Scroll-Condensacao_Ar/CGAM/Cat_%C3%A1logo_Produto-CGAM(CG-PRC018C-ES)%20small.pdf))

5.3.1.2 Bombas de agua.

Las bombas que se utilizan son de la marca Bell & Gossett de tipo e-1510 SSF 5.375, serie C232780-03L61, con una capacidad de 280 GPM, 96 ft, un caballaje de 10 HP a 3600 RPM. Estas bombas son de alta eficiencia, rendimiento y durabilidad. Cuentan con un sistema de impulsores de acero inoxidable y “una isla de eficiencia ampliada para un bombeo eficiente en la más extensa gama de condiciones operativas” (Bell & Gosset, 2022). Con estas características, se afirma que es una bomba que mejora el rendimiento del sistema y reduce el consumo eléctrico.

Este tipo de bombas está disponible en variedad de opciones y tamaños que permiten realizar configuraciones personalizadas de acuerdo con las necesidades que se presenten en la red hidráulica a la que se apliquen.

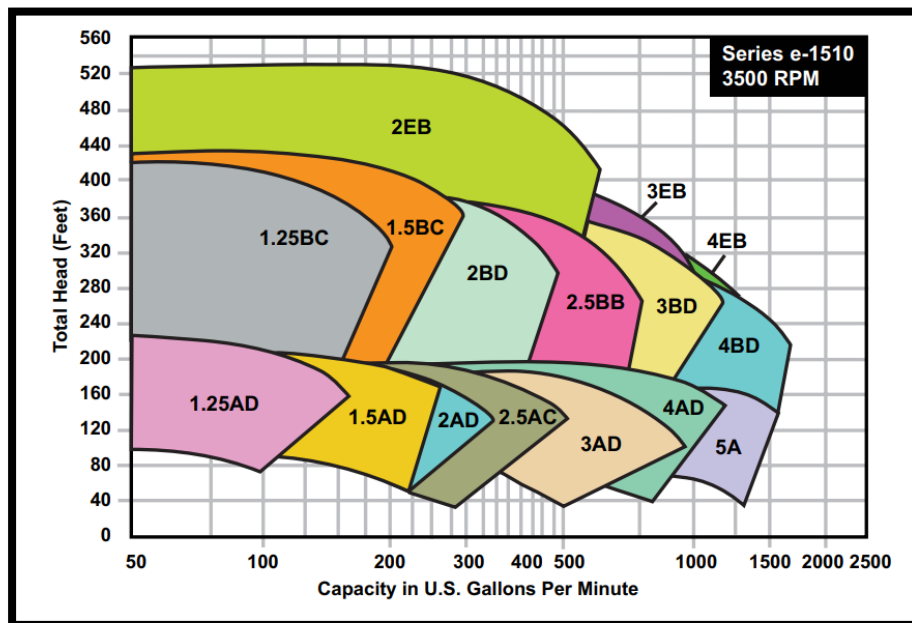
En la siguiente figura se observa una de las tres bombas que operan en el sistema de agua helada de la planta. Cabe subrayar que las tres bombas son del mismo tipo.

Figura 58. Bomba Bell & Gossett de tipo e-1510 SSF 5.375



Estas bombas tienen curvas de rendimiento con las siguientes capacidades.

Figura 59. Curvas de rendimiento bomba Bell & Gossett de tipo e-1510 SSF 5.375



Nota. Adaptado de *Curvas de rendimiento bomba Bell & Gossett de tipo e-1510 SSF 5.375*, por Bell & Gossett, 2021 (<https://bellgossett.com/pumps-circulators/end-suction-pumps/e-1510/#product-tab-curves>)

También, a este tipo de bomba se le asocia un tipo de válvula de tripe servicio. Estas tienen tres funciones en una. Esto se afirma, porque son válvulas de retención hermética, debido a que en presencia de goteo no se cierra. Realiza también una función de cierre positivo y es capaz de mantener calibrado y en equilibrio el sistema.

Se caracteriza por tener un vástago de acero inoxidable y tiene una holgura de hasta 9 vueltas en relación con un rango de control de $\frac{1}{4}$ de vuelta por paso de fluido. Es una válvula que puede tener conexión bridada o roscada a la hora de realizar mediciones. En la siguiente figura se observa dicha válvula.

Figura 60. *Válvula de triple servicio Bell & Gossett*



5.3.1.3 *Manejadoras de aire*

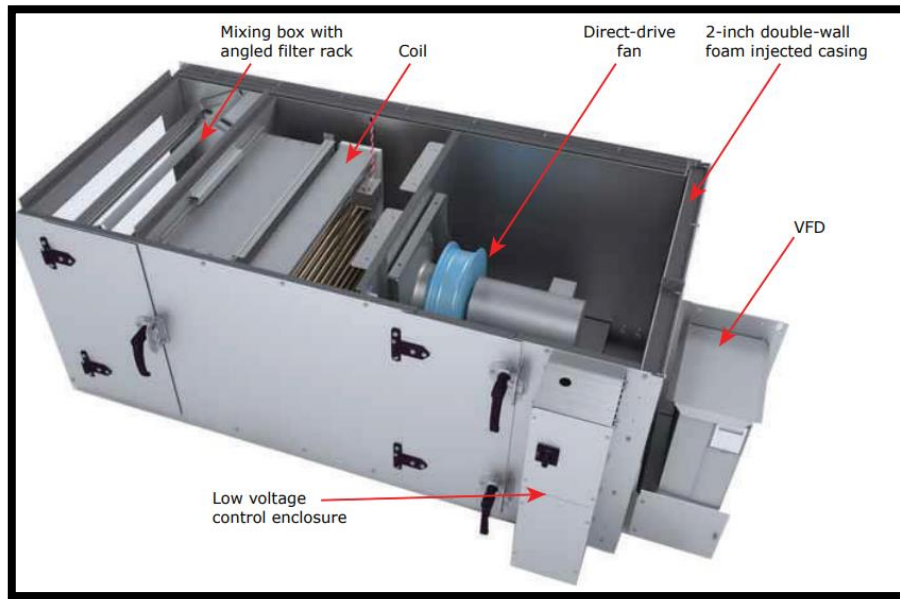
Las manejadoras existentes en la planta son del tipo Performance Climate Changer™ Air Handler Model UCCAC10B0A0DDH125011A0CET00DB0C00 marca Trane. El modelo de rendimiento UCCA está diseñado con paneles y puertas de aislamiento en espuma R13 de 2 pulgadas. (TRANE, 2015). Además, todos los amortiguadores con aspas aerodinámicas cumplen con ASHRAE 90.1 sobre fugas especificadas más bajas. (TRANE, 2015).

En cuanto al cableado de conexión rápida minimiza los costos de instalación y proporciona integridad de cableado entre secciones. Contiene, además, una unidad de tratamiento de aire con certificación “AHRI Standard 430, bobinas con certificación AHRI Standard 410, filtro combinado de 2 pulgadas/4 pulgadas, o filtro combinado de 2 pulgadas/4 pulgadas en una caja mezcladora” (Trane, 2021).

En cuanto a los ventiladores de suministro, incluyen ventiladores con curvatura hacia adelante (FC):

plenum de accionamiento directo (DDP) y ventiladores impulsores motorizados. Poseen calor eléctrico que incluye control de modulación completo y un diseño de Modelado de información de construcción (BIM) para minimizar los conductos, electricidad, tuberías e interferencia estructural (Trane, 2021).

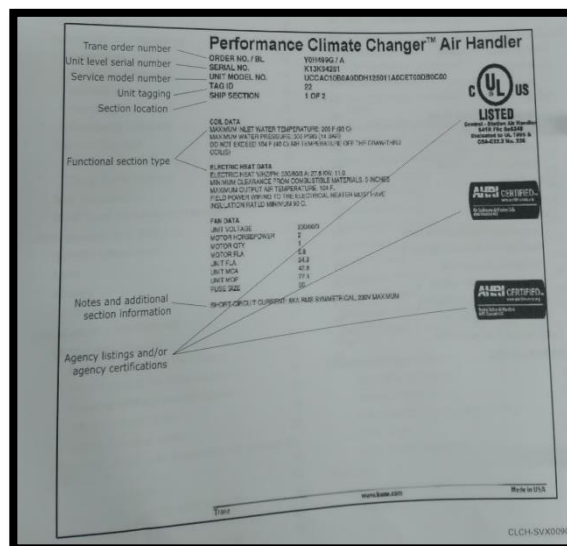
Figura 61. Performance Climate Changer™ Air Handler Model UCCA marca Trane



Nota. Adaptado de Performance Climate Changer™ Air Handler Model UCCA, por Trane, 2019 (https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/global/products-systems/equipment/air-handling/cataloged-air-handlers/performance/CLCH-PRC024H-EN_04242019.pdf)

Los datos de placa para este tipo de manejadora de aire se observan en la siguiente ficha:

Figura 62. Datos de placa de Performance Climate Changer™ Air Handler Model UCCA



Nota. Adaptado de Performance Climate Changer™ Air Handler Model UCCA, por Trane, 2019 (https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/global/products-systems/equipment/air-handling/cataloged-air-handlers/performance/CLCH-PRC024H-EN_04242019.pdf)

5.3.1.4 *Make-up*

Los equipos *make-up* instalados en el sistema de agua helada de Micro Technologies S.A. son de tipo Horizon™ Outdoor Air Unit marca Trane. Se caracterizan por contar con una “bandeja de drenaje de acero inoxidable inclinada en dos direcciones para garantizar un drenaje adecuado y reducir el potencial de crecimiento microbiano” (TRANE, 2021).

Figura 63. *Horizon™ Outdoor Air Unit marca Trane*



Nota. Adaptado de *Performance Climate Changer™ Air Handler Model UCCA*, por Trane, 2020 (https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/global/products-systems/equipment/unitary/dedicated-air-solutions/OAU-PRC001K-EN_04212020.pdf)

Tienen una construcción de paneles de espuma de doble pared en toda la sección interior de la unidad para proporcionar superficies interiores limpiables y no porosas. Además, cuentan con una campana de entrada con eliminadores de humedad. (TRANE, 2021). Brinda como posibilidad cambiar el filtro por medio del portafiltros ajustable estándar de 2, 4 o 6 pulgadas. Este se cataloga como un filtro de alta eficiencia. A su vez, mide el flujo de aire por medio de un piezómetro.

En cuanto al recalentamiento, posee un gas caliente refrigerante para suministro de aire de bajo punto de rocío para un control superior de la humedad. Por otro lado, “tiene una rueda de energía total para energía recuperada del escape centralizado del edificio y mide el recalentamiento de refrigerante recuperado de modulación opcional para el aire de suministro dentro de la unida” (TRANE, 2021).

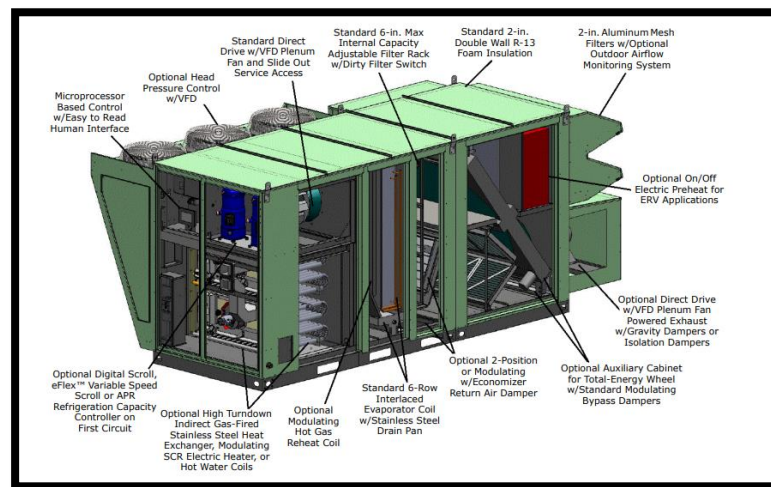
Las *make-up* se caracterizan por mantener un sistema de modulación de calor eléctrico, baterías de agua caliente, calor de vapor (futuro), calefacción a gas de fuego indirecto (gabinetes de todos los tamaños) y fuego directo (gabinetes OAB y OAG) (TRANE, 2021). También, poseen una compuerta de aire de retorno de álabes paralelos de baja fuga con sellos

en los bordes y sistemas de control de compuertas modulantes. Los *make-up* manejan controles de baja presión por cabeza, ajustando un escape motorizado. En el sistema de conexión eléctrica poseen un interruptor de desconexión con fusible y tienen detectores de humo instalados en fábrica (suministro y/o retorno). Como parte de los materiales que las componen tienen revestimiento interior de acero inoxidable y recubrimientos en los protectores para las bobinas.

Otras de las características que las determinan es que sus compresores son de tipo *scroll* digitales en 1° y 2° circuitos. Además, sus compresores son de velocidad variable con tecnología eFlex™, panel de interfaz humana montado en la unidad y cuenta con un sistema de suministro/retorno horizontal, a través de la carcasa de la unidad para el paso de unidades con calor de gas indirecto o sin calor (TRANE, 2021). Finalmente, tiene serpentines de agua enfriada con *Cooney Freeze Block*.

En la siguiente figura se puede observar con detalle algunas de las partes más importantes de este equipo.

Figura 64. *Make-up Trane tipo Horizon™ Outdoor Air Unit*



Nota. Adaptado de *Performance Climate Changer™ Air Handler Model UCCA*, por Trane, 2020 (https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/global/products-systems/equipment/unitary/dedicated-air-solutions/OAU-PRC001K-EN_04212020.pdf)

5.3.1.5 Tubería de agua.

La tubería del sistema es de tipo PVC, de pared gruesa con forro de cañuela y una longitud de diámetro de 4 a 6 pulgadas.

Figura 65. Tubería PVC de agua 4 y 6 inch



Nota. Adaptado de *Tubería PVC de agua 4 inch*, por Durmam, 2022 (<https://www.durman.com/catalogos/nicaragua/catalogopredialdistribuidornicaragua.pdf>)

Las cañuelas están diseñadas para recubrir “tuberías en los procesos fríos, donde se requiere mantener una temperatura constante, baja permeabilidad a la humedad y gran resistencia a la absorción de agua, ofreciendo una máxima eficiencia en el aislamiento térmico y gran durabilidad de la instalación” (Malvar, 2021).

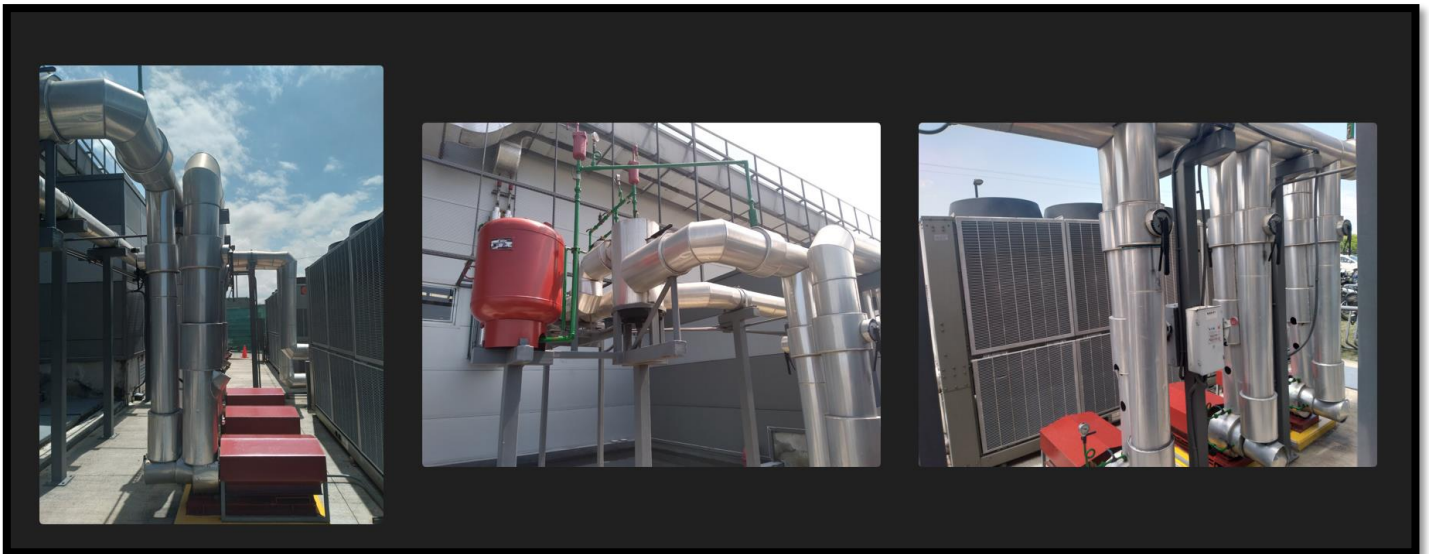
Figura 66. Cañuela para tubería PVC de agua 4y 6 inch



Nota. Adaptado de *Tubería PVC de agua 4 inch*, por LG Servicios, 2021, (aireslg.com/producto/tuberia-pvc-con-instalacion-y-accesorios-para-drenaje/)

Además, este sistema de tuberías contiene una protección metálica de acero inoxidable que permite reducir el flujo de calor logrando un ahorro de coste energético, y un mejor desarrollo en el proceso de acondicionamiento de aire.

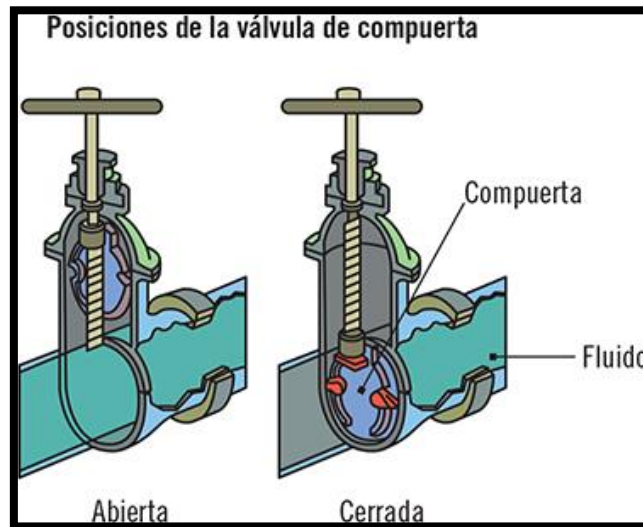
Figura 67. *Protección metálica de acero inoxidable*



5.3.1.6 *Válvulas de flujo: compuerta y mariposa.*

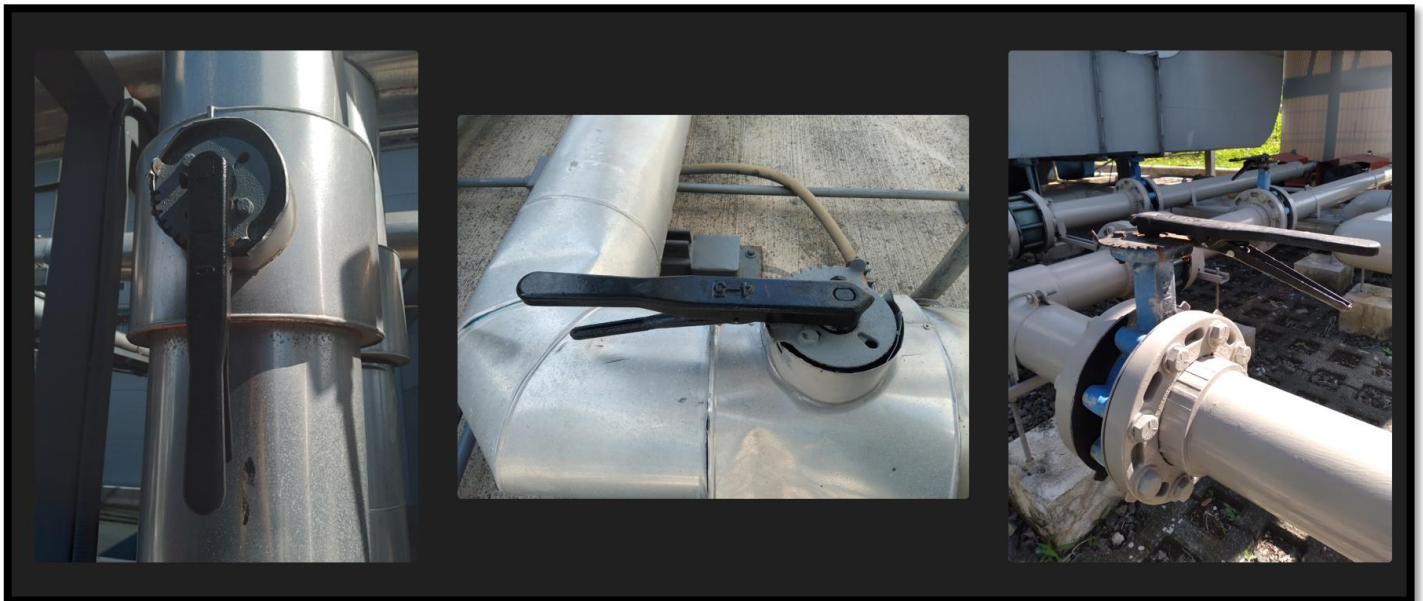
El sistema de agua helada presente se compone por válvulas de flujo tipo mariposa y compuerta. Estas se encuentran distribuidas correctamente a lo largo de este. En cuanto a las válvulas de presión existentes en el sistema, son las que retienen la presión de la descarga hasta un valor establecido. Con frecuencia, se aplican en sistemas en los cuales el agua de reserva proviene de un sistema de alta presión. En seguida, se observan las válvulas de flujo que definen este sistema.

Figura 68. Válvulas de compuerta en sistema de agua helada



Nota. Adaptado de *Válvulas de compuerta y mariposa en sistema de agua helada*, por LG Servicios, 2021 (<https://reader.digitalbooks.pro/content/preview/books/102691/book/OEBPS/Text/chapter1.html>)

Figura 69. Válvula de mariposa tipo lug



5.3.1.7 Tanque de expansión.

El tanque de expansión característico de este sistema corresponde a un Bell & Gossett Series B-200LA ASME Pressurized Expansion Tank serie N.O 344005 con una capacidad de MAWP de 125 PSI, AT de 240 °F y MDMT de +18 °F AT 125 PSI.

Figura 70. *Bell & Gossett Series B-200LA ASME Pressurized Expansion Tank serie N.O 344005*



5.3.1.8 Variadores de frecuencia.

El sistema de aire acondicionado utiliza tres variadores de frecuencia *Trane Frequency Drive* 01, 02 y 03 TR200. Estos variadores TR200 tienen una gama completa disponible de 1 a 400 kW para instalarse en distintos sistemas. Las características y la flexibilidad de los variadores de la serie TR200 los hacen ideales “para el control independiente de torres de enfriamiento, ventiladores de extracción, bombas y controladores de aire” (Trane, 2008).

El VFD de la serie TR200 de Trane es un VFD de diseño avanzado, totalmente dedicado al funcionamiento óptimo de las aplicaciones HVAC. Ofrece ahorro de energía, motor prolongado (Trane, 2008).

En cuanto a su vida útil, posee una facilidad de uso y funcionalidad integrada para cumplir con las rigurosas exigencias de las aplicaciones HVAC. “El control del motor se basa en un sistema de accionamiento vectorial proporcionando toda la potencia del motor a la velocidad nominal sin reducción de potencia” (Trane, 2008).

Asimismo, contiene un motor automático que certifica un rendimiento óptimo del par motor. La energía automática se lleva a cabo por la función *Optimizer*, “la cual perfecciona la salida de voltaje del VFD a la carga real del motor, minimizando así su consumo de energía” (Trane, 2008).

Figura 71. *Trane Frequency Drive*



Nota. Adaptado de *Trane Frequency Drive TR200TM Series*, por Trane, 2008 (https://www.trane.com/Resources/Partners/E084C5D4-F6D0-4AED-92C2-0BAE6A9B4553/documents/BAS-PRC034-EN_1208.pdf)

5.3.1.9 Ductos textiles.

Estos se encuentran ubicados al inicio de cada manejadora garantizando que, las condiciones de confort en los procesos al interior de la plana sean correctas para los trabajadores, operarios y los equipos en general.

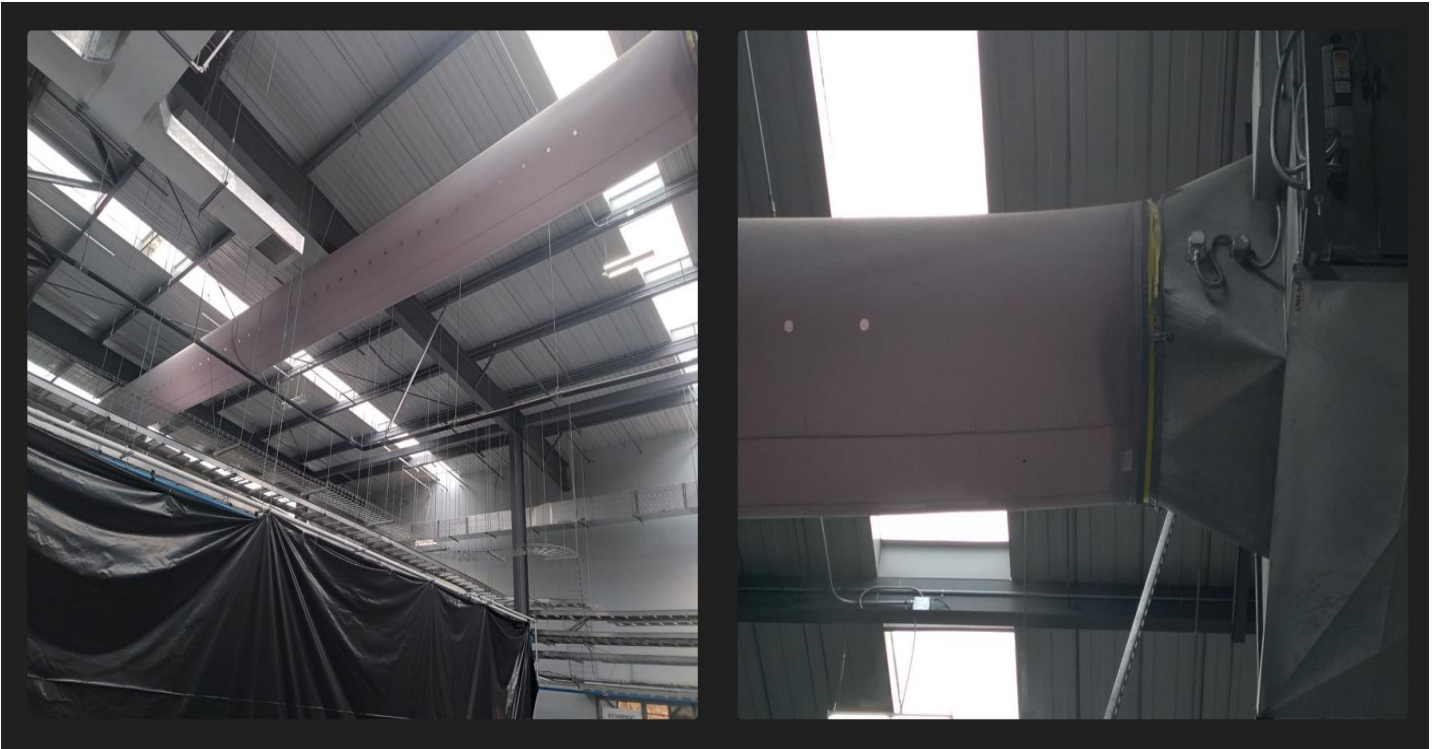
Con los ductos textiles para distribución de aire en plantas industriales, “se puede lograr un enfriamiento puntual (spot cooling), apuntando directamente a los ocupantes o a la zona ocupada, con el propósito de mantener las condiciones requeridas, que variará dependiendo del uso y las dimensiones del espacio” (Tecnología para la Industria, 2021).

En este punto, el sistema de climatización usa la menor cantidad de aire para ventilar y “proporciona confort a los ocupantes u operadores, o bien a las máquinas o procesos de la planta, permitiendo que se alcance una climatización efectiva, con un consumo de energía menor” (Tecnología para la Industria, 2021).

De esta manera, los colaboradores pueden estar a condiciones de confort adecuadas para rendir durante su trabajo optimizando la operación y la salud del personal, sin importar cuáles sean las condiciones externas e internas del proceso de fabricación.

Los ductos textiles para distribución de aire “permiten zonificar las áreas de la planta, dividiendo los contaminantes y desalojándolos sin que afecten al personal o a la operación de la planta” (Tecnología para la Industria, 2021).

Figura 72. *Ductos textiles para acondicionamiento de aire en planta industrial*



5.3.2 Limitaciones en la eficiencia del sistema.

El confort térmico de la planta en los tres últimos años de producción se ha visto afectado por el crecimiento paulatino de esta. Actualmente, hay un déficit del 40 % de refrigeración en el cuarto. Una de las razones se debe a la ineficiente recirculación y distribución de aire. Este fenómeno surge, porque el aire que sale de las manejadoras, para mantener un ambiente de confort térmico, se estanca en una parte de la planta incumpléndose la recirculación correcta en la totalidad del recinto.

Otro factor por tomar en cuenta atañe a que las condiciones de diseño iniciales del sistema de agua helada fueron pensadas para abastecer las circunstancias del momento, no así las actuales. Esto ha traído como consecuencia que no se calcularan correctamente los pronósticos de crecimiento en el recinto, los cuales han sido exponenciales en los últimos meses. Como secuela, se ha generado un alza en el porcentaje de carga térmica dentro de la zona y por lo tanto la eficiencia del sistema se ha visto comprometida.

El desconocimiento de un dato cuantificable y exhaustivo de carga térmica en BTU/h ha sido otra de las causas que ha favorecido el desequilibrio en las condiciones ambientales del recinto.

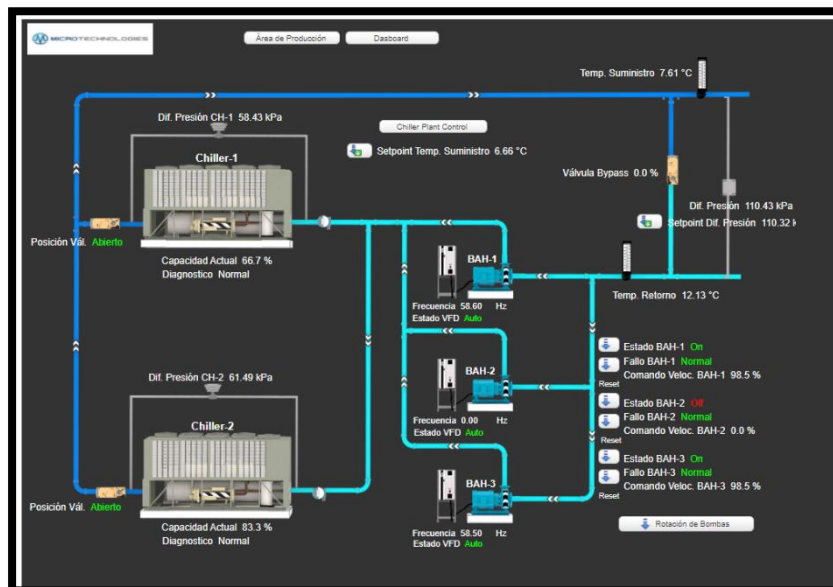
La planta no tiene un sistema digitalizado que mida la carga térmica de manera constante, de ahí que, al instalarse nuevos equipos, se realicen construcciones dentro del cuarto o se contrate más cantidad de personal, no se cuantifica el porcentaje de crecimiento de carga térmica. Por ende, las condiciones de climatización interna varían significativamente disminuyendo el confort de operación tanto en los equipos como en los colaboradores.

Suele ocurrir que, en ocasiones, alguno de los elementos de todo el componente de agua helada se alarma, provocando discontinuidades en la eficiencia de suministro de aire acondicionado en el recinto, situación que ha causado inestabilidad térmica mientras se desarrolla la producción.

El programa BMS Trane es el utilizado por la compañía para manejar el suministro de aire. Este es un *software* de alta tecnología que permite tener acceso directo a todos los componentes que operan en el sistema de agua helada.

En la siguiente figura se puede observar el interfaz de su configuración.

Figura 73. Interfaz de configuración de acondicionamiento de aire Micro Technologies S.A



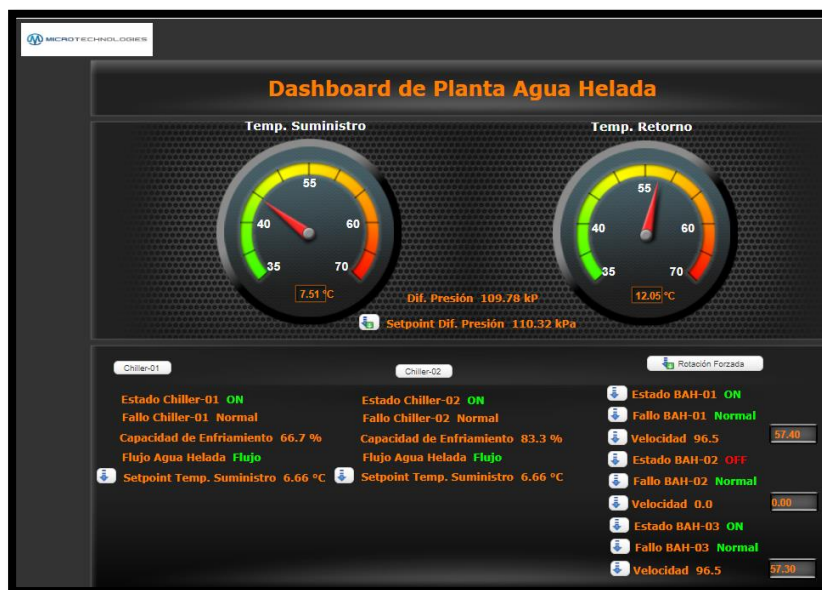
Nota. Adaptado de *Diagrama de acondicionamiento de aire Micro Technologies S.A.*, por TRANE, 2021.

En este *software*, se ejecutan funciones como el encendido, apagado y rotación de las bombas, se analiza el delta de presión de los *chillers*, el encendido y apagado de estos, el delta

pico de las aguas en las tuberías, la temperatura de suministro y retorno, la velocidad de las manejadoras, así como el arranque y paro de estas. También, permite accionar las cajas de volumen variable. Estas funciones, y otras que se pueden detallar en el manual del BMS, permiten el control del adecuado suministro de aire en la zona.

En la siguiente figura se puede observar un ejemplo del diagrama de control, en cuanto a la temperatura de suministro y retorno normal, así como el estado de los dos *chillers* que operan.

Figura 74. Dashboard de planta agua helada Micro Technologies S.A.

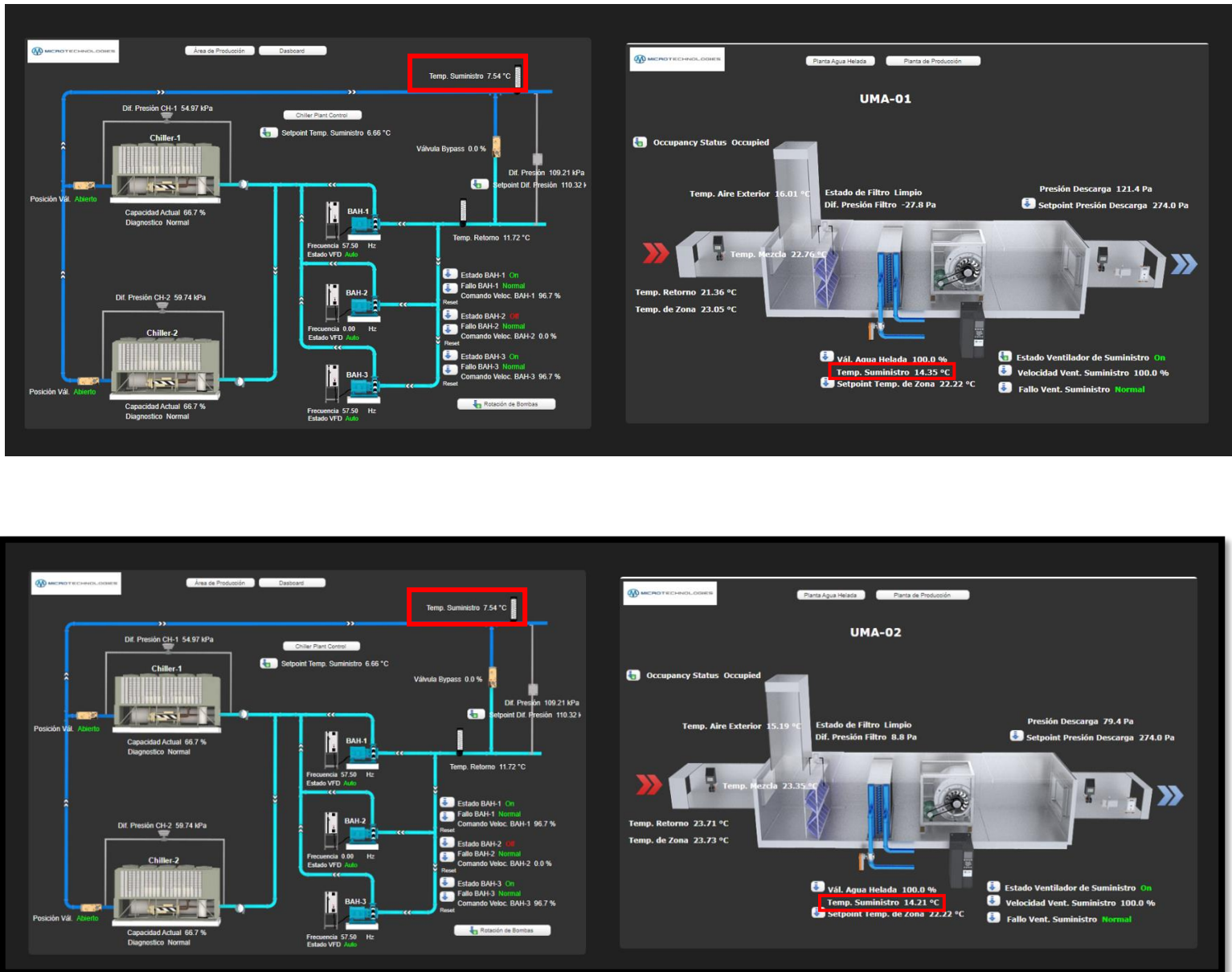


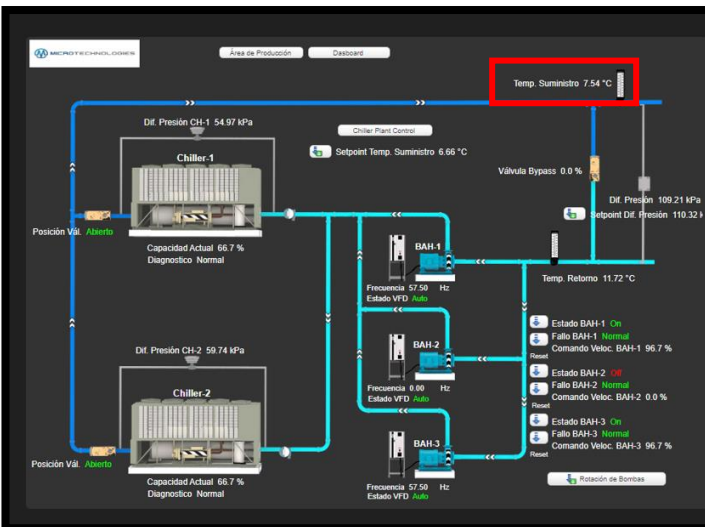
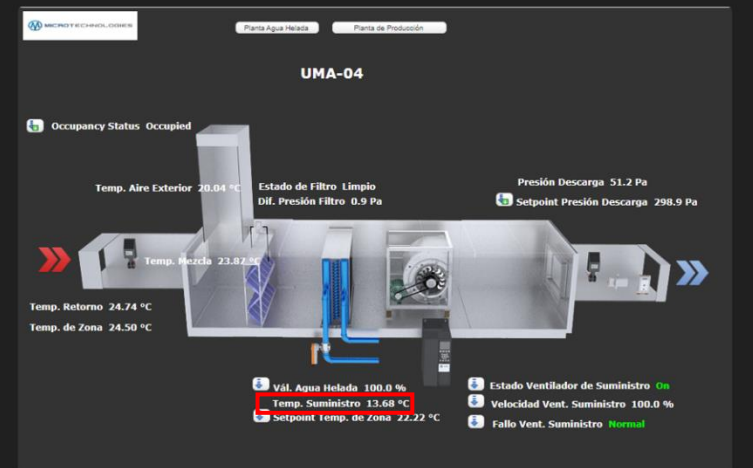
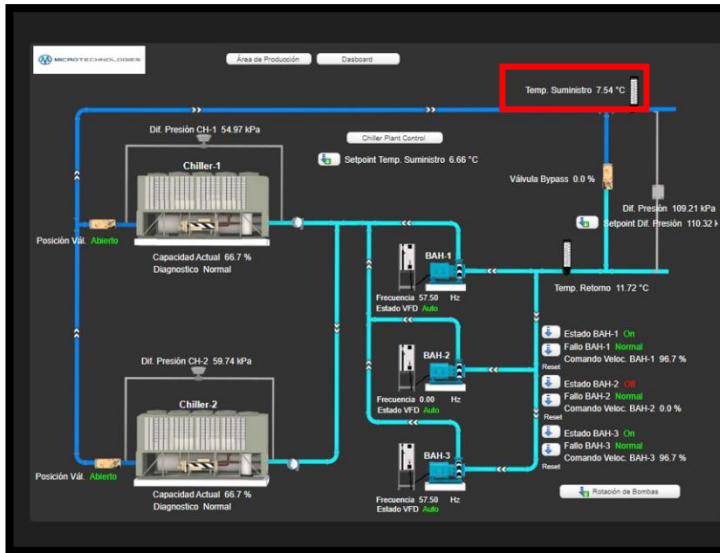
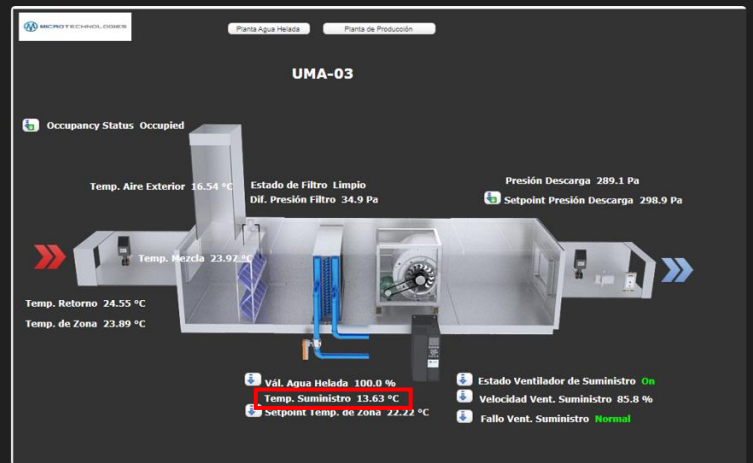
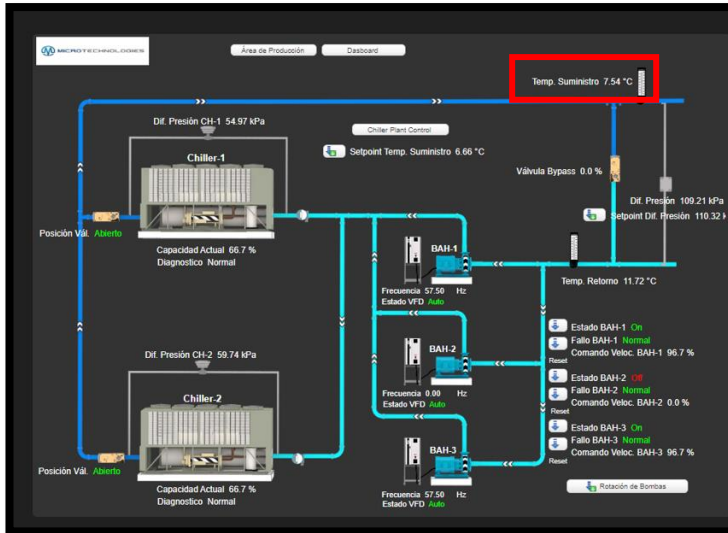
Nota. Adaptado de *Diagrama de acondicionamiento de aire Micro Technologies S.A.*, por TRANE, 2021.

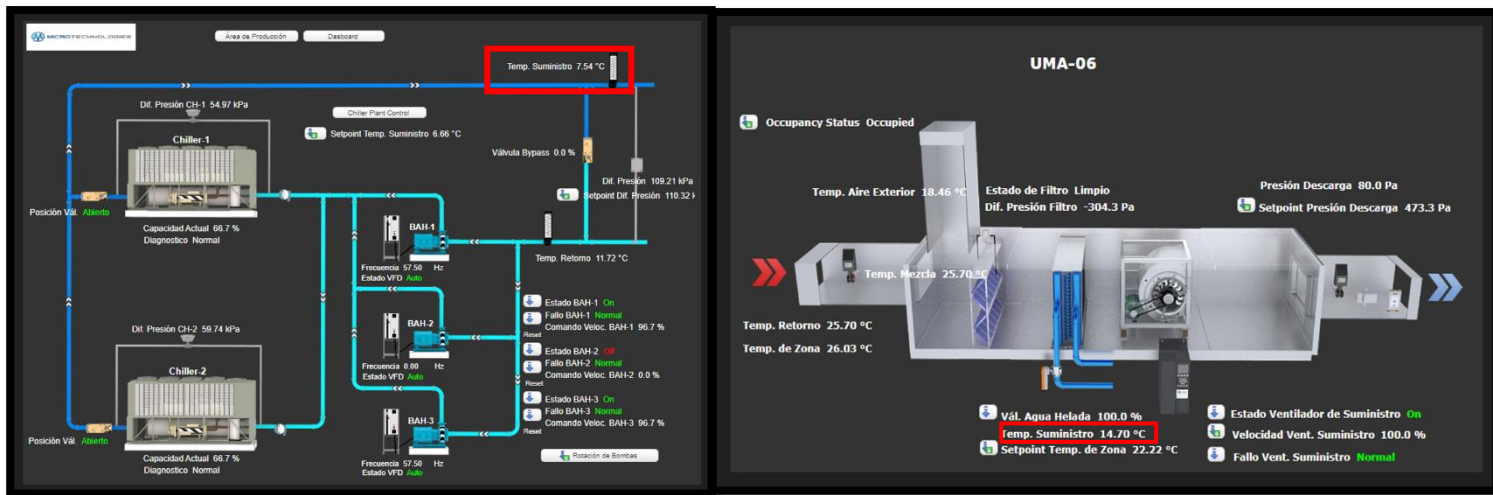
Otra de las fallas que se ha detectado en los últimos tres meses corresponde a que el dato de temperatura de suministro en las manejadoras es considerablemente elevado en comparación con el valor de temperatura de suministro inicial. En grados Fahrenheit, el promedio de diferencia es equivalente a aproximadamente 12,14 °F, en grados Celsius ronda entre los 6,81°C y 7,8°C.

Este escenario ha puesto en alerta la necesidad de buscar alternativas que propicien la disminución de la temperatura del aire que acondiciona el cuarto. No obstante, aún no se tienen definidas. A continuación, se observa una secuencia de imágenes comparativas entre el dato de temperatura de suministro inicial y el valor de suministro proporcionado por cada una de las seis manejadoras instaladas en el recinto, donde se nota la elevada diferencia de temperatura entre ambos.

Figura 75. Comparación temperatura de suministro inicial y temperatura de suministro en manejadoras







Nota. Adaptado de Diagrama de acondicionamiento de aire Micro Technologies S.A., por TRANE, 2021.

Existe una relación entre los factores de falla mostrados anteriormente con la sellabilidad del recinto en su totalidad.

5.3.3 Análisis de sellabilidad del recinto.

La garantía de un adecuado suministro de aire acondicionado en la planta de producción requiere no sólo de un buen funcionamiento de los equipos, sino también de factores como la sellabilidad del cuarto.

La sellabilidad responde a que no existan entradas o fugas de aire al recinto que alteren la climatización de este. Cuando un recinto no se encuentra debidamente sellado sucede que, los equipos empiezan a operar en sus máximas capacidades, la carga térmica aumenta y surgen consecuencias de desequilibrio en el confort térmico.

En la planta de Micro Technologies S.A. actualmente ocurren varios problemas que repercuten en la sellabilidad del cuarto. El escape de aire generado por esta razón aumenta la carga térmica, favorece a una ineficiente recirculación de aire y en consecuencia la temperatura y humedad relativa del lugar sufren cambios considerables a lo largo del día.

Esta situación no debería de ocurrir ya que, al ser una zona controlada de climatización, a cualquier hora del día se tendría que conservar un promedio de temperatura similar. Como muestra de este análisis, se ha notado incluso que, en tiempos de lluvia la temperatura del cuarto tiende a bajar, evento que no se esperaría.

Según el monitoreo y la toma de datos realizada, los rangos de temperatura y % de HR en una jornada de trabajo de 6:00 a.m. a 4:00 p.m. son muy variables, donde se nota un incremento proporcional de estas con el paso de las horas del día.

La humedad relativa se considera en la siguiente relación matemática y tomando en cuenta la tabla de presión de vapor saturado, densidad del agua.

Ecuación 20. *Humedad relativa -%*

$$\text{Humedad relativa} = \frac{\text{Densidad de vapor real}}{\text{Densidad de vapor de saturación}} \times 100 \%$$

Tabla 32. *Presión de vapor saturado, densidad del agua*

Presión de Vapor Saturado, Densidad del Agua							
Temp (°C)	Temp (°F)	Presión de vapor saturado (mmHg)	Densidad de vapor saturado (gm/m ³)	Temp (°C)	Temp (°F)	Presión de vapor saturado (mmHg)	Densidad de vapor saturado (gm/m ³)
-10	14	2,15	2,36	40	104	55,3	51,1
0	32	4,58	4,85	60	140	149,4	130,5
5	41	6,54	6,8	80	176	355,1	293,8
10	50	9,21	9,4	95	203	634	505
11	51,8	9,84	10,01	96	205	658	523
12	53,6	10,52	10,66	97	207	682	541
13	55,4	11,23	11,35	98	208	707	560
14	57,2	11,99	12,07	99	210	733	579
15	59	12,79	12,83	100	212	760	598
20	68	17,54	17,3	101	214	788	618
25	77	23,76	23	110	230	1074,6	...
30	86	31,8	30,4	120	248	1489	...
37	98,6	47,07	44	200	392	11659	7840

Nota. Adaptado de *Presión de vapor saturado, densidad del agua*, por Hyperphysics, 2019, (<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/Kinetic/watvap.html#c1>)

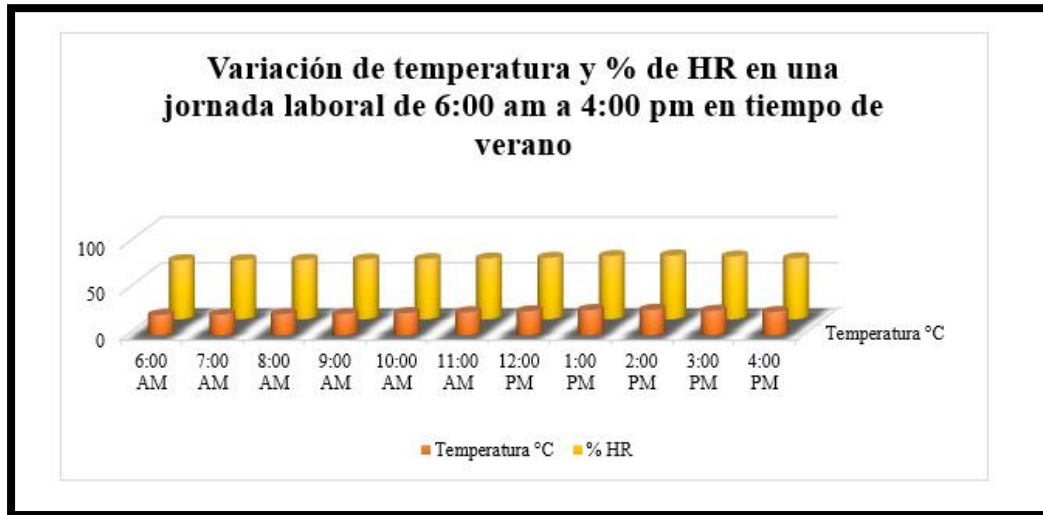
En la siguiente tabla y gráfico se detalla el rango de variabilidad de temperatura y % de HR.

Tabla 33. *Variación de temperatura y % de HR en una jornada laboral de 6:00 a.m. a 4:00 p.m. en tiempo de verano*

HORA	Temperatura °C	Densidad de vapor de saturación (gm/m ³)	Densidad de vapor real (gm/m ³)	% HR
6:00 AM	22,10	19,50	10,00	51,28
7:00 AM	22,50	19,90	10,00	50,25
8:00 AM	23,10	20,70	10,00	48,31
9:00 AM	23,26	20,80	10,00	48,08
10:00 AM	24,30	22,10	10,00	45,25
11:00 AM	25,20	23,30	10,00	42,92
12:00 PM	26,20	24,70	10,00	40,49
1:00 PM	27,60	26,70	10,00	37,45
2:00 PM	27,90	27,10	10,00	36,90
3:00 PM	26,80	25,50	10,00	39,22
4:00 PM	25,50	23,70	10,00	42,19

El dato de densidad de vapor de saturación fue tomado de Instituto Meteorológico Nacional (2022).

Figura 76. Gráfico de variación de temperatura y %de humedad relativa en jornada laboral de 6:00 a.m. a 4:00 p.m. en tiempo de verano

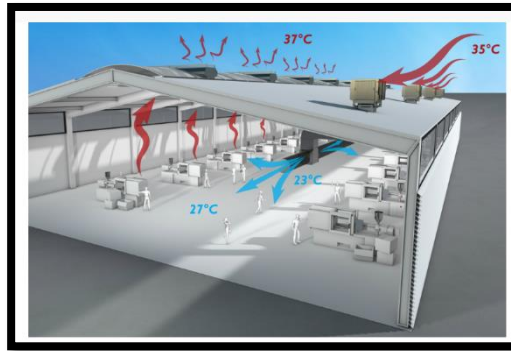


A la luz de estos resultados, se determinaron cuatro causas que están provocando un problema importante, en cuanto al sellado de la zona.

La primera de ellas se debe a que, según los datos revelados en los mantenimientos preventivos que realiza la empresa Multifrío, existen espacios abiertos en la cumbrera del techo por donde el aire se está escapando. Esta situación genera que la recirculación y distribución de este no sea la adecuada en la mayoría de las zonas del cuarto, la carga térmica incrementa y las partículas no se encuentran correctamente suspendidas.

En la siguiente figura se observa una demostración de fuga de aire en la cumbrera del techo de la planta.

Figura 77. Cumbre de techo con fuga en planta de producción industrial



Nota. Adaptado de *Fuga de aire en cumbre de techo industrial*, por Relesa, 2020, (Ventilación Industrial en El Salvador: Concepto e importancia RELESA (relesafrio.com))

Figura 78. Cumbre de techo planta Micro Technologies S.A

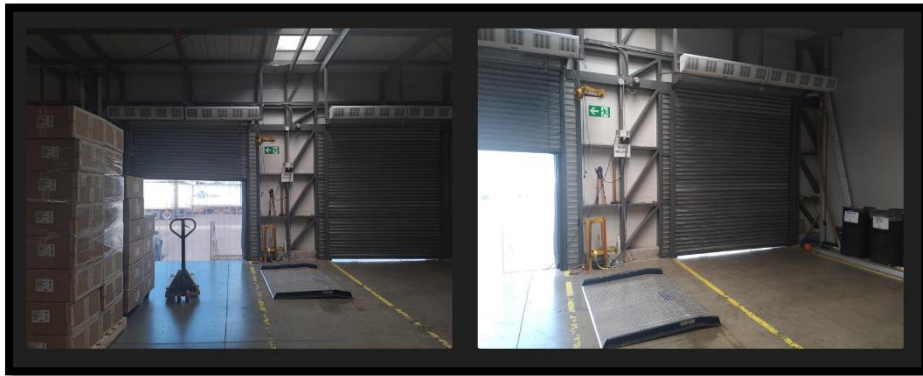


Otro de los problemas que afectan la sellabilidad del cuarto se observa en las bodegas de exportación. En esta área de la planta se cargan los contenedores que llevan el producto fabricado de Micro Technologies S.A.

La dificultad tiene su raíz en el hecho de que no existe un sistema de monitoreo o control estricto de abre y cierre de las cortinas plásticas y metálicas, ya que la mayoría del tiempo estas pasan abiertas, incluso cuando no está presente el contenedor de carga. Dicha situación, sin lugar a duda, provoca que el aire se escape del recinto y los recambios de aire no sean los adecuados.

En la siguiente figura se evidencia la realidad antes expuesta.

Figura 79. Cortinas plásticas y metálicas en bodega de exportación abiertas provocando salidas de aire



Otra de las variables que presenta fugas de aire se ubica en las salidas de emergencia de la planta y en las cortinas metálicas del área de moldeo. El problema radica en que las compuertas no realizan el cierre total en la estructura, por lo que se da un escape de aire en el recinto propiciando los factores explicados anteriormente.

Un detalle a resaltar es que, en la parte superior de la cortina de moldeo, hay un oficio grande que ha sido reparado provisionalmente con una lámina de esponja para amortiguar la salida del aire, sin embargo, no cumple con los requerimientos que se necesitan para evitar el problema.

Figura 80. Fugas de aire en puertas de salida de emergencia y cortinas metálicas del área de moldeo



En cuarto lugar, el problema de la sellabilidad se ve afectado por los cambios continuos de aire y temperatura provocados por el ingreso de los colaboradores a la planta. La razón se debe a que las puertas principales de acceso a la planta no se mantienen cerradas después del ingreso de los colaboradores, sino que permanecen abiertas y por ende el aire que viene del exterior ingresa al cuarto sin haber sido acondicionado. Como consecuencia, la carga térmica del recinto aumenta y la recirculación de aire no es la ideal.

Figura 81. Puertas de ingreso de colaboradores a la planta en constante apertura



Estos cuatro escenarios ponen en riesgo la calidad del aire que es suministrado en el recinto. El ideal de alcanzar un ambiente climatizado viene a tomar en cuenta no solo el confort térmico de las personas y los equipos, sino que busca una adecuada suspensión de las partículas en el aire, con el fin de que estas no lleguen a las mesas de trabajo y se garantice que los productos en fabricación no sean tocados por estos y se mantengan limpios. De ahí que cuanto menor sea la temperatura del cuarto así será mejor la eficiencia de suspensión de las partículas.

FASE B-DISMINUCIÓN DE LA CARGA TÉRMICA EN EL RECINTO

Controlar el tonelaje de carga térmica en el recinto es un reto considerable que tiene la compañía en los tiempos actuales. La inexistencia de un dato cuantificable en BTU/h o ton de carga térmica en la planta ha sido una causa importante que ha potenciado el desequilibrio del confort térmico en la zona de trabajo. El estudio de carga térmica realizado en la sección 5.2 de este proyecto, determinó la urgente necesidad de reducir los porcentajes de esta en el recinto. Por ello, en este apartado se propondrán cuatro criterios de mejora para alcanzar este objetivo. A continuación, se presentan.

5.3.4 Instalación de mantas de aislamiento de barril para máquina de moldeo por inyección.

Las chaquetas aislantes tienen la capacidad de ahorrar energía eléctrica entre un 25 % y un 45 % en el serpentín de calentamiento eléctrico (Made in China, 2021). Las mantas de aislamiento buscan alcanzar la calidad de la inyección “al aislar los efectos del cambio de temperatura ambiental y la influencia del viento. También tiene la función de estabilizar de temperatura” (Made in China, 2021).

Este tipo de protección es amigable con el medio ambiente, ya que no es fabricado con materiales de aislamiento de asbesto. Tienen la facilidad de adaptarse a los equipos de manera rápida y accesible, además de que tienen la ventaja de reutilizarse. Se caracterizan también por no tener una composición química tóxica que denigre el entorno ambiental. Esto beneficia las condiciones de climatización en los procesos de trabajo tanto de los colaboradores como de los equipos en general.

El objetivo de instalar mantas de aislamiento de barril para las inyectoras de plástico de Micro Technologies S.A., es contribuir al descenso de tonelaje de carga térmica presente en la zona de moldeo, lugar donde estas se encuentran.

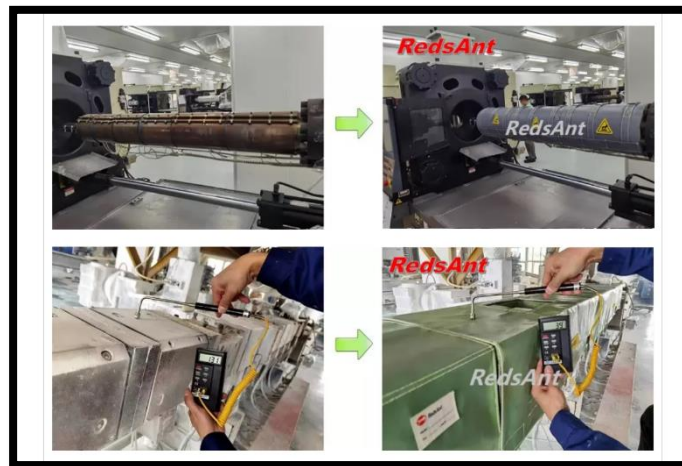
Otro de los beneficios de las chaquetas de aislamiento de barril es que los ahorros de energía son considerables. Esto se demuestra porque en promedio por máquina inyectora se lograría alcanzar un 40 % de ahorro en consumo de potencia eléctrica. Como consecuencia, se tendría que la temperatura del taller de moldeo se reduciría (RedsAnt, 2020).

En cuanto a la productividad, las mantas de aislamiento de barril contribuyen al desarrollo de un entorno operativo más seguro porque reduce los peligros en quemaduras por parte de los operarios. Además, acortan el funcionamiento del proceso de inyección del tiempo de espera pronosticado.

Entre otras consideraciones, las chaquetas mantienen la temperatura superficial más baja, hay una menor emancipación de calor, poseen un mecanismo de instalación fácil y reutilizable.

En seguida, se puede observar de manera gráfica la máquina sin la chaqueta y la manta con la protección.

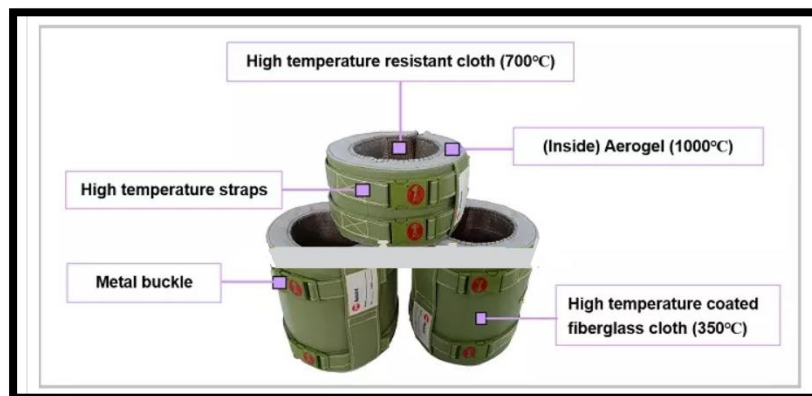
Figura 82. Manta de aislamiento de barril marca RedsAnt



Nota. Adaptado de *Manta de aislamiento de barril marca RedsAnt*, por RedsAnt, 2020 (<https://es.redsant.com/Chaquetas-de-aislamiento-de-barril-para-m%C3%A1quina-de-moldeo-por-inyecci%C3%B3n-pd43427384.html>)

Realizando un acercamiento a la estructura de la chaqueta de aislamiento térmico de la máquina de moldeo por inyección, se puede observar que estas se componen de tela resistente y correas para altas temperaturas de hasta los 700 °C, así como de una tela de fibra de vidrio recubierta para estas mismas condiciones.

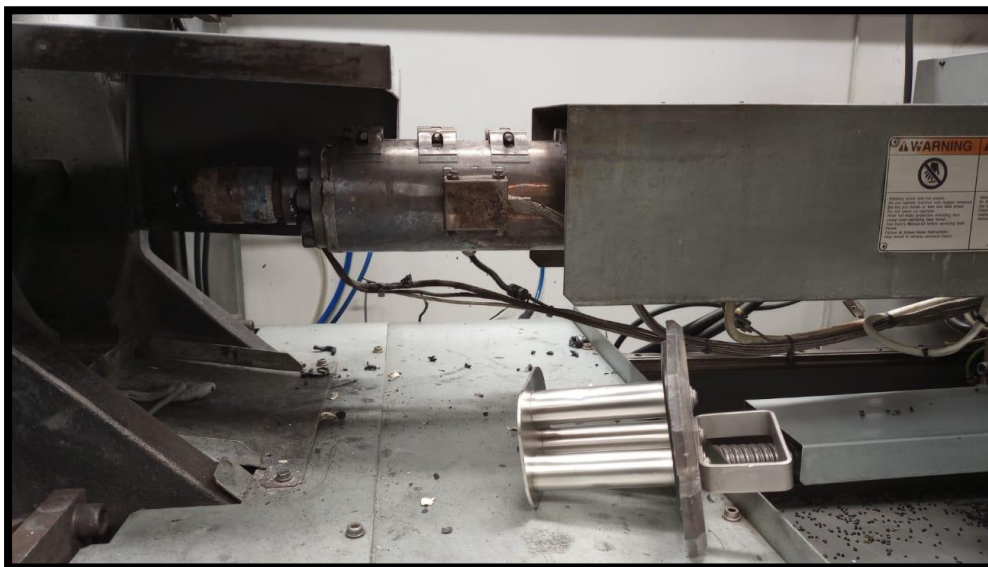
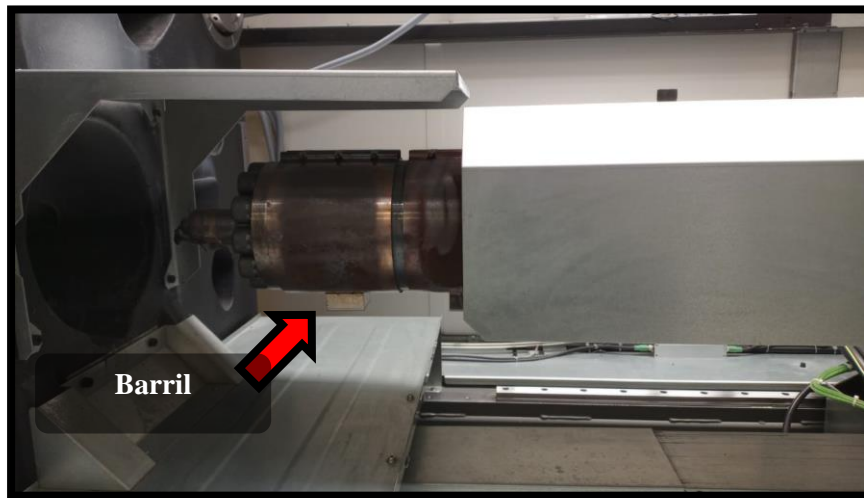
Figura 83. Características físicas chaqueta de aislamiento térmico de la máquina de moldeo por inyección



Nota. Adaptado de *Manta de aislamiento de barril marca RedsAnt*, por RedsAnt, 2020 (<https://es.redsant.com/Chaquetas-de-aislamiento-de-barril-para-m%C3%A1quina-de-moldeo-por-inyecci%C3%B3n-pd43427384.html>)

En las siguientes figuras se observa una de las inyectoras de la compañía para la aplicación de una chaqueta de aislante térmico al barril de operación.

Figura 84. *Inyectora Micro Technologies S.A. para colocación de chaqueta con aislante térmico en barril*



5.3.5 Instalación de mezanines aislantes para secadores de resina en zona de moldeo.

La zona de moldeo de esta compañía cuenta con equipos que producen altos porcentajes de carga térmica en el ambiente, entre ellos las inyectoras de plástico y los secadores de resina. En cuanto a estos dos equipos que se mencionan, se tiene como propuesta de reducción de carga térmica la fabricación de *mezzanines* que contengan los secadores de resina y debajo de estos, se ubiquen las inyectoras con el sistema de succión correspondiente.

Un *mezzanine* es una estructura que “permite aprovechar al máximo la altura útil de un local duplicando o triplicando su superficie y acondicionándola como zona de almacenaje. La instalación de una entreplanta supone la mejor solución para aprovechar el espacio disponible” (Grupo Sacani, 2021).

En los *mezzanines* es posible “ocupar toda la superficie o sólo las zonas más altas del local. Además, son sistemas totalmente desmontables y reutilizables, siendo muy sencillo modificar su estructura, dimensiones o emplazamiento” (Grupo Sacani, 2021). Los *mezzanines* son estructuras versátiles de gran adaptabilidad cubriendo casi cualquier situación de carga y distribución en planta. “Su fácil ensamble y modularidad permiten una sencilla reubicación en otras bodegas pudiendo considerarse como un activo más de la empresa” (Grupo Sacani, 2021).

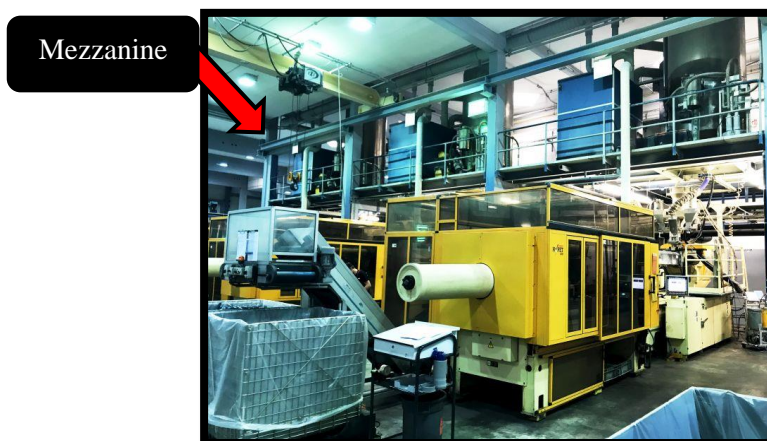
Esta idea se plantea como una alternativa que amplie el espacio entre equipos ya que se encuentran muy aglutinados unos de otros, lo cual genera que el ambiente se caliente más de lo esperado en esa zona. Por este motivo, se instalarían los secadores de resina en el *mezzanine* y en la parte inferior las inyectoras con el respectivo sistema de transporte de la resina.

Adicionalmente, se busca que en el *mezzanine* exista la capacidad de movilizar los respectivos secadores a las distintas inyectoras, con el fin de lograr tareas de fabricación diferentes de acuerdo con la necesidad que se tenga en el momento.

Los *mezzanines* aportarían una disminución de porcentaje en valor de carga térmica porque se lograría que el calor emitido por estas máquinas sea expulsado hacia el exterior de la planta por medio de ductos. Además de ello, estarían protegidos por material acrílico transparente, el cual es aislante de calor.

La siguiente figura esboza el concepto de *mezzanine* para zona industrial en un sistema de inyectoras de resina.

Figura 85. *Mezzanine para zona industrial en un sistema de inyectoras de resina*



Nota. Adaptado de *Mezzanine para zona industrial en un sistema de inyectoras de resina*, por ICOM, 2007, (Inyectora de Preformas PET marca Husky Modelo HyPET300 P100/120 E140 (icomcompressors.com))

5.3.6 Instalación de chillers por enfriamiento de agua helada en equipos presentes del Toolroom.

En la zona del *Toolroom* se utilizan equipos como las erosionadoras de hilo y de electrodo. Este tipo de máquinas tiene la función de realizar cortes diferentes en los materiales metálicos que se fabrican. En el caso de las erosionadoras de hilo utilizan un hilo de bronce que permite la generación de un arco eléctrico para realizar el corte deseado en la pieza. Las erosionadoras de hilo son las máquinas más precisas que el hombre ha construido hasta hoy, pudiendo lograr precisiones de tres a cinco micras y con la posibilidad de manejar piezas altas cortadas con rectitudes de uno a tres micras con máquinas de buena tecnología (Metal Mecánica, 2018).

El acabado superficial es otro gran avance de las erosionadoras modernas de alta tecnología, en donde con “tan solo dos pasadas de acabado se pueden conseguir 0.6 micro mm Ra y, además, en todos los procesos de corte conseguimos maquinados sin rebaba desde la primera pasada, esta es otra gran ventaja” (Metal Mecánica, 2018).

Las máquinas de erosión por hilo son máquinas construidas con mecanismos, electrónica y *software* muy sofisticados y el grado de complejidad que tienen determina la eficiencia de su funcionamiento.

Figura 86. Máquina de erosión por hilo Micro Technologies S.A.



Por otro lado, las erosionadoras de electrodo utilizan barras de grafito o cobre tungsteno para realizar los cortes que requieren las piezas. Estas funcionan por medio del electroerosionado por penetración, el cual consiste en producir “un arco eléctrico entre una

pieza y un electrodo, en un medio dieléctrico, para arrancar partículas de la pieza hasta la reproducción en ella de las formas del electrodo” (Megama, 2019).

Ambos, pieza y electrodo, deben ser conductores, para que pueda establecerse el arco eléctrico que provoca el arranque de material. “El proceso que utiliza el electrodo de forma, conocido como *ram EDM*, donde el término *ram* quiere decir en inglés ‘ariete’ y es ilustrativo del ‘choque’ del electrodo contra la pieza o viceversa (pieza contra el electrodo)” (Megama, 2019).

Figura 87. *Máquina de erosión por electrodo*



Las dos erosionadoras, tanto la de hilo como la de electrodo, son enfriadas por *chillers* pequeños, los cuales trabajan por medio de la entrega de un flujo continuo de refrigerante en conexión con el evaporador para alcanzar la temperatura que se desea. Esto se lleva a cabo, a través del bombeo de líquido refrigerado, que permite eliminar el calor de los equipos logrando canalizarse de nuevo a su retorno.

Actualmente, existen aproximadamente siete máquinas erosionadoras en el área del *Toolroom* y éstas operan por turnos a lo largo del día. Según los estudios de carga térmica realizados en la sección 5.2 de este informe, la zona del *Toolroom* ocupa el segundo lugar en generar el mayor tonelaje de carga térmica dentro de la planta.

Mayoritariamente, estos porcentajes elevados de carga térmica se deben a las erosionadoras, puesto que trabajan a altas temperaturas y los *chillers* que cada una de ellas tiene se caracterizan por ser de circuito hermético cerrado y de enfriamiento por convección.

Esto, naturalmente, genera que el proceso de refrescamiento interno se dé por medio de abanicos que mantienen el sistema del *chiller* a cierta temperatura.

La consecuencia de este tipo de sistema se debe a que, el aire expulsado por los abanicos de los *chillers* toma una dirección de salida hacia las rejillas de la tapa de superior, lo cual genera un suministro de aire caliente al entorno de la zona, aumentando por defecto la carga térmica del lugar.

Por esta razón, se plantea como oportunidad de mejora el reemplazo de estos *chillers* por otros que tengan tecnología de sistema en agua helada y, con ello, se evite la salida de aire caliente de los abanicos dentro del recinto. La instalación de *chillers* enfriados por agua helada no sería una limitación en la compañía porque se cuenta con almacenamiento de agua y tubería que permitiría instalar dichos equipos.

La solución implicaría el movimiento de las máquinas hacia otra zona de la planta, o bien se podría extender la tubería existente hacia los *chillers* para que estos puedan ser alimentados.

En las siguientes figuras se observan las erosionadoras respectivas con cada uno de los enfriadores que actualmente tienen.

Figura 88. Erosionadora de hilo con *chiller* Robocut



Figura 89. Erosionadora de electrodo con chiller Agie Charmilles



A continuación, se muestra una tabla con el tonelaje de carga térmica a disminuir en el recinto del *Toolroom* con la reubicación de estos equipos, a través de la conexión con *chillers* de agua helada a la red del sistema existente.

Tabla 34. Carga térmica generada por chillers de erosionadoras

Equipo	Carta Térmica (BTU/h)	Equivalente en Toneladas de Refrigeración (ton)
Chiller de AGIES 1	12569,00	1,05
Chiller de AGIES 2	12569,00	1,05
Chiller de AGIES 3	9560,00	0,80
Chiller de AGIES 4	10256,00	0,85
Chiller de AGIES 5	9658,00	0,80
Chiller de AGIES 6	10896,00	0,91
Chiller Robocut 1	8562,00	0,71
Chiller Robocut 2	9856,00	0,82
Chiller Robocut 3	9864,00	0,82
Total	93790,00	7,82

5.3.7 Opciones para sellado total del cuarto.

El diagnóstico de la sección 5.3.3 esbozó la existencia de problemas importantes relativos a la sellabilidad del recinto. Esta es una limitación que afecta las condiciones de climatización deseadas en el cuarto pues el confort térmico no es el esperado, la suspensión de partículas no se realiza adecuadamente y la presión positiva disminuye.

Para mitigar este problema, es necesario reparar el cortinaje metálico y las salidas de emergencia de todas las zonas de la planta, de forma que estas tengan la capacidad de cerrar herméticamente evitando que queden espacios vacíos en ellas.

En segundo lugar, se propone como mejora la instalación de sensores de alerta en las puertas de la bodega de exportación, con la capacidad de configurar los tiempos de recibido de

equipos y materiales, así como la expedición del producto fabricado en la compañía. Con estos sensores, se lograría llevar un control de abre y cierre que evitaría el estado de las puertas abiertas de forma innecesaria y en tiempos de no operación.

En tercer lugar, con respecto a las puertas de entrada a la planta, se propone fabricar un lobby de ingreso sellado con puertas de vidrio transparente. La idea es que, dentro del *lobby*, haya una distribución ordenada de personal tanto para el ingreso como para la salida de la planta.

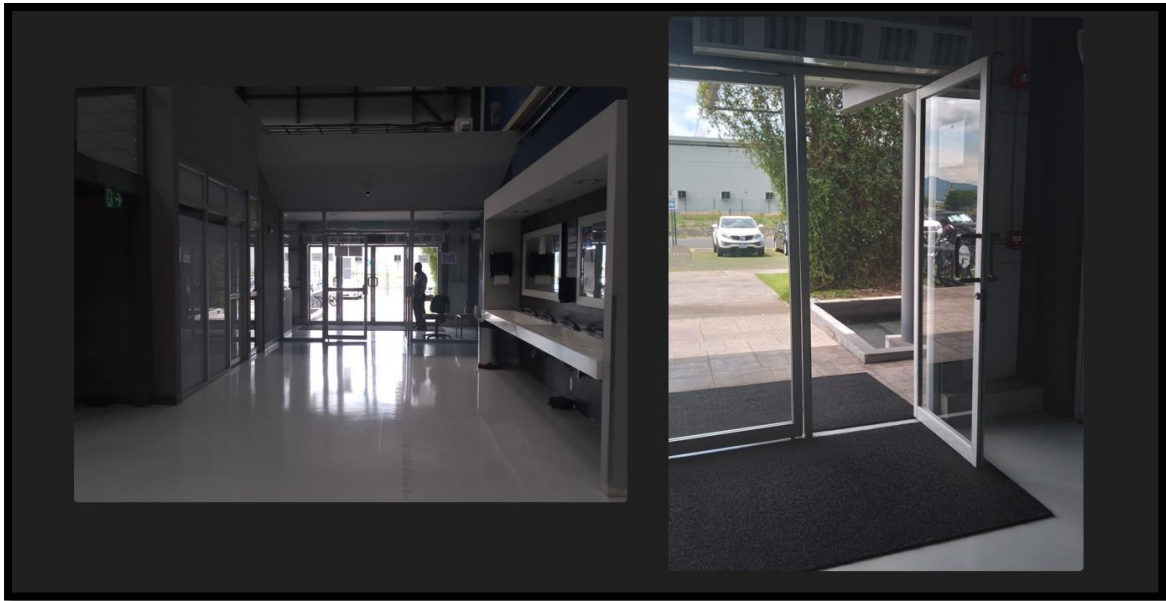
Este planteamiento surge por tres razones. La primera se debe a que, en horas de cambio de turno de trabajo, se forma una aglomeración considerable de personas en la entrada actual, y esto provoca que las puertas se tengan que abrir por lapsos largos de tiempo y por ende se dé una salida de aire del recinto.

La segunda razón se debe a que el acceso a la planta es directo y no existe una división que permita amortiguar la salida de aire y la aglomeración de personas.

La tercera causa responde a que, actualmente, es un oficial de seguridad quien abre y cierra las puertas para el ingreso o salida de la planta y suele suceder que a veces está presente y en ocasiones no. Cuando no está presente, la decisión que el guarda toma es dejar las puertas abiertas y esto, sin duda, genera una salida exponencial de aire, un inadecuado recambio de este y la recirculación no es la mejor.

A continuación, se puede observar una imagen que detalla las características vigentes del lugar.

Figura 90. *Entrada a la planta de producción y demostración de puerta abierta en jornada laboral*

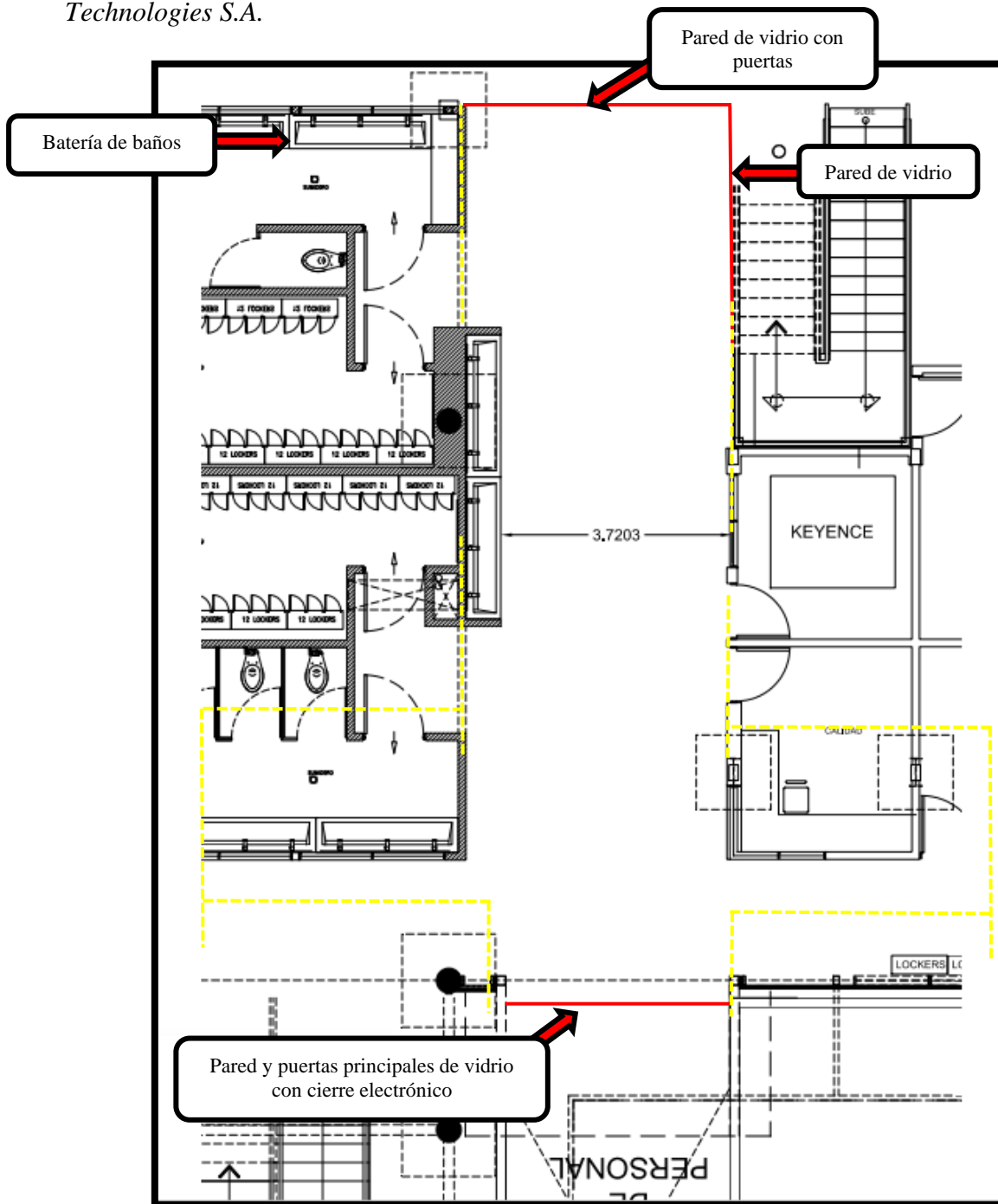


El diseño de esta sección tiene como fin aprovechar la distancia que hay entre las puertas principales hasta el final de la batería de baños de la planta. En la esquina de los baños se instalaría una pared de vidrio con puertas de cierre electrónico por tarjeta, desde el suelo hasta el cielo raso del segundo piso que selle por completo el cuadrante y lo separe de la planta.

Cabe decir que esto implicaría colocar un sistema de cerrado electrónico por medio de tarjeta a las puertas principales del recinto y a las puertas de la nueva pared de vidrio que dan acceso directo a la planta.

En el siguiente plano se puede observar la distribución del *lobby* representada por la línea de puntos amarilla y la demarcación de color rojo, haciendo referencia a las paredes y puertas de vidrio.

Figura 91. Layout de lobby para entrada y salida a la planta de producción de Micro Technologies S.A.



En esta inversión, la empresa suministraría cerraduras electrónicas con tarjeta magnética a todos los colaboradores de la planta, con el fin de que, al ingresar o salir por estas puertas, la persona coloque su tarjeta en un sensor magnético de abre y cierre.

El lobby contribuiría a reducir los escapes de aire del recinto, porque se mantendrían siempre cerradas las puertas y se abrirían únicamente cuando se da el ingreso o salida de personas.

Otro factor de mejora viene dado con la nueva pared de vidrio adenaña al final de la batería de baños, porque esta separaría el acceso de personal con la planta evitando comprometer la recirculación de aire. Además, el aglutinamiento de personas sería menor al haber un orden regulado de entrada y salida, por medio de las puertas de cierre electrónico. Finalmente, es importante sellar el cuarto por medio de la reparación de la cumbrera del techo, debido a que el escape de aire cada vez es creciente.

El caso se nota, porque, en la superficie de los ductos textiles de suministro de aire acondicionado, en las estructuras metálicas y en las tuberías de agua y aire comprimido, se genera una capa importante de partículas residuales de polvo. Esto pone en riesgo el aire que sale por los ductos, ya que no llega a todo el recinto, sino que se fuga por las aberturas existentes en la cumbrera. Dicha situación impide que se realice el recambio de aire apropiado, se pierda la presión positiva del cuarto, se eleve gradualmente la temperatura y se desarrolle una ineficiente suspensión de las partículas en la zona.

En las imágenes siguientes se muestra la presencia de partículas de polvo en ductos de tela, estructuras metálicas y tuberías.

Figura 92 *Presencia de partículas de polvo en ductos de tela*

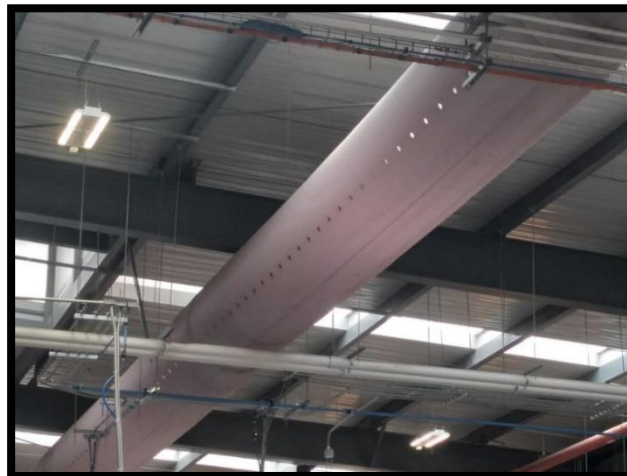
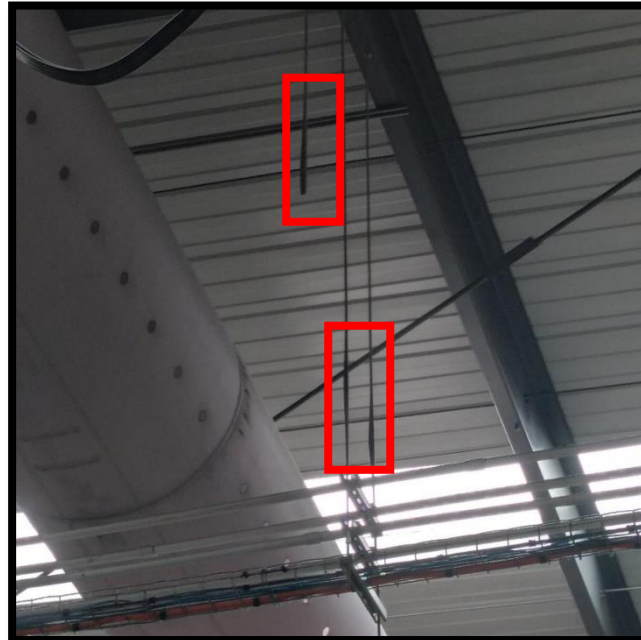


Figura 93. *Presencia de partículas de polvo en tuberías de agua y aire comprimido*



Figura 94. *Presencia de partículas de polvo en estructuras metálicas*



La reparación de la cumbrera, se sugiere incorporarla a los planes de mantenimiento de facilidades de la compañía, como una de las prioridades a tomar en cuenta para llevar a cabo esta solución.

FASE C-ALTERNATIVAS DE MEJORA EN EL DISEÑO DEL SISTEMA DE AGUA HELADA PARA ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN LA PLANTA DE PRODUCCIÓN

Teniendo en cuenta la fase A y B de este apartado como premisas reales del estado térmico existente en el cuarto, se consideran, además, cuatro alternativas de mejora en el diseño del sistema de acondicionamiento de aire de la compañía.

El objetivo de estas opciones pretende favorecer las condiciones ambientales de la planta, reducir los costos de operación del acondicionamiento de aire y aumentar la calidad de la suspensión de las partículas en el entorno.

Estas opciones son una necesidad que se puede aplicar a corto o mediano plazo, puesto que la compañía, al encontrarse en un crecimiento constante en los procesos de producción, implica que simultáneamente se dé un alza en el personal y se establezcan nuevos recintos dentro de la planta; como, por ejemplo, la construcción de cuartos limpios o la instalación de nuevos equipos. Sin lugar a duda, lo anterior genera un exponencial crecimiento del tonelaje de carga térmica en la zona y por ende la respuesta del sistema de acondicionamiento se ve comprometida. Para contrarrestar lo anterior, se propone lo siguiente.

5.3.8 Alternativa A: Diagnóstico de cabeza de bombas actuales

A. Análisis en tuberías y accesorios

Para este análisis, se realiza un estudio de las caídas de presión en la ruta crítica más importante de la tubería instalada en la planta de producción. Luego de esto, se analizan las capacidades de las bombas existentes y se realiza la comparativa para determinar si una de las causas del problema en estudio podría ser la ineficiencia en la cabeza de las bombas.

El criterio de selección de tuberías viene dado por las estipulaciones otorgadas por ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*). Para este caso, la tubería es de tipo PVC.

En los ramales de tubería se tiene el objetivo de controlar las pérdidas de carga por fricción, ya que este es un elemento que no se debe dejar de lado en el momento de diseñar. Según ASHRAE, es recomendable que las velocidades de flujo se encuentren lo más aproximadas a las que generan una pérdida de carga del 8 al 10 %. De ahí que es conveniente “manejar velocidades de flujo que no excedan los 10 fps para reducir la erosión dentro de las

Teniendo en cuenta estos parámetros, se hizo uso del *software* System Syzer de Bell & Gossett, para calcular las caídas de presión existentes, la velocidad y el diámetro de las tuberías en los distintos tramos a partir de los datos de caudal mostrados en los planos. En el anexo 12 se detallan los valores obtenidos del System Syzer de Bell & Gossett.

En las siguientes tablas se observan los valores del análisis de pérdidas por fricción de la ruta crítica del recinto, dados por el System Syzer de Bell & Gossett, así como los diámetros, longitudes de los tramos, figuras y válvulas. Cabe decir que, en el caso de las figuras y válvulas, se tomó el criterio dado por la tabla 8.1 del texto (Pita, 2004). Esta información se concentra en el anexo 12 tabla 52. Además, se tomó en cuenta que el material empleado es PVC cédula 40.

Tabla 35. Valores en pérdida por fricción en ruta crítica del sistema de tuberías

Resultados dimensionamiento para sistema de tubería de agua en ruta crítica planta de producción							
Recinto	Tramo	GPM	Diámetro (in)	Longitud (m)	Longitud (ft)	Pérdidas por fricción (ft/100ft)	Pérdida Total
Planta de producción	A	600	6	9,08	29,78	1,09	1
	B	580	6	17,44	57,20	1,02	1
	C	346	4	25,40	83,31	3,05	3
	D	288	4	28,20	92,50	2,11	2
	E	228	4	37,20	122,02	1,32	2
	F	254	4	23,60	77,41	1,64	2
	G	264	6	31,60	103,65	1,77	2
Total						24	26

Tabla 36. Valores en pérdida por fricción de figuras presentes en la ruta crítica

Figuras				
Codos 90	Cantidad	Longitud (ft)	Pérdida (ft/100ft)	Pérdida Total
6	1	16	1,09	1
6	1	16	1,02	1
4	1	11	3,05	1
4	2	11	2,11	2
4	1	11	1,32	1
4	1	11	1,64	1
6	1	16	1,77	1
Total				8
Codos 45	Cantidad	Longitud (ft)	Pérdida (ft/100ft)	Pérdida Total
6	1	8	1,09	1
6	2	8	1,02	2
4	1	5,5	3,05	1
4	1	5,5	2,11	1
4	2	5,5	1,32	2
4	1	5,5	1,64	1
6	2	8	1,77	2
Total				10
Tees	Cantidad	Longitud (ft)	Pérdida (ft/100ft)	Pérdida Total
6	1	16	1,09	1
6	2	16	1,02	2
4	3	11	3,05	3
4	2	11	2,11	2
4	2	11	1,32	2
4	2	11	1,64	2
6	1	16	1,77	1
Total				13
Uniones	5	15,3	1,08	5
Reducciones y adicionales	8	10%		

Total de pérdidas en figuras (ft)	36
--	-----------

Tabla 37. Valores en pérdida por fricción de válvulas y componentes en la ruta crítica

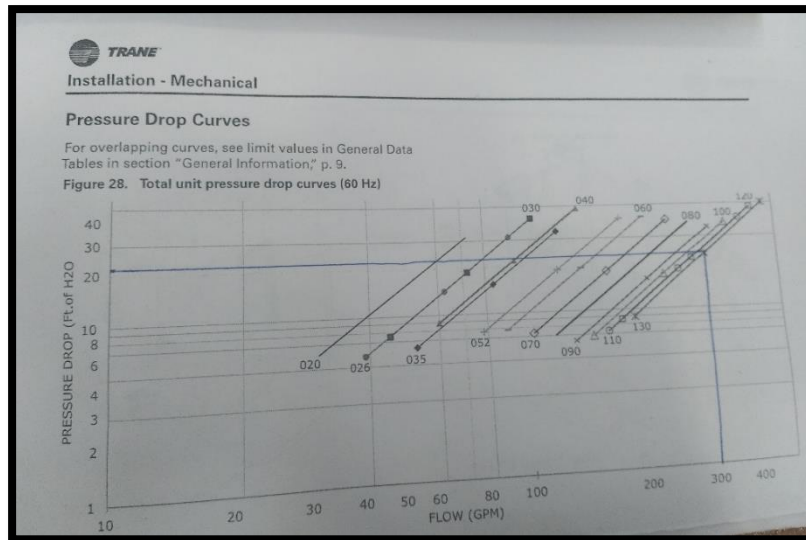
Válvulas y componentes				
Válvulas de paso	Cantidad	Pérdida considerada (ft)	Pérdida (ft/100ft)	Pérdida Total
6	2	25	1,09	2
6	0	0	1,02	0
4	0	0	3,05	0
4	2	25	2,11	2
4	0	0	1,32	0
4	2	25	1,64	2
6	0	0	1,77	0
Válvulas de mariposa	Cantidad	Pérdida considerada (ft)	Pérdida (ft/100ft)	Pérdida Total
6	2	45	1,09	2
6	0	0	1,02	0
4	2	45	3,05	4
4	0	0	2,11	0
4	0	0	1,32	0
4	0	0	1,64	0
6	2	45	1,77	2
Válvulas de balance	Cantidad	Pérdida considerada (ft)	Pérdida (ft/100ft)	Pérdida Total
6	1	11	1,09	1
6	0	0	1,02	0
4	0	0	3,05	0
4	0	0	2,11	0
4	0	0	1,32	0
4	0	0	1,64	0
6	5	16	1,77	5
Tanque separador de gases	Cantidad	Pérdida considerada (ft)	Pérdida (ft/100ft)	Pérdida Total
4	1	15	3,05	1
	0	0		0
	0	0		0
	0	0		0
	0	0		0
	0	0		0
	0	0		0
Válvula mutipropósito	Cantidad	Pérdida considerada (ft)	Pérdida (ft/100ft)	Pérdida Total
6	1	43	1,09	1
6	0	0	1,02	0
4	0	0	3,05	0
4	0	0	2,11	0
4	0	0	1,32	0
4	0	0	1,64	0
6	0	0	1,77	0

Total de pérdidas en válvulas(ft)	22
--	----

Unido a los valores de pérdidas mostrados en las tablas anteriores, también se suman las pérdidas generadas por cada manejadora instalada en la planta, tipo Performance Climate Changer™ Air Handler Model UCCAC10B0A0DDH125011A0CET00DB0C00 marca Trane, equivalentes a 15 ft de H₂O (TRANE, 2021).

Con respecto a los *chillers* de la planta, como se explicó en el apartado 5.3.1, de la marca TRANE de la categoría *chiller scroll* con condensación por aire modelo CGAM 130F 2P02 AXB2 A1A1 A1HX XA1A 1A4X XXXX XA1A 3A1D 1AXL XX, según la gráfica de las curvas de caída de presión para cada uno de ellos se tienen 25 ft de H₂O, como lo muestra la siguiente figura.

Figura 96. Curvas de caída de presión Chiller Trane CGAM



Nota. Adaptado de *Enfriadores tipo scroll refrigerados por aire Modelo CGAM*, por Trane, 2015 ([https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/produutos-sistemas/equipamentos/Chillers/Chillers_Scroll-Condensacao_Ar/CGAM/Cat %C3 %A1logo_Produto-CGAM\(CG-PRC018C-ES\) %20small.pdf](https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/produutos-sistemas/equipamentos/Chillers/Chillers_Scroll-Condensacao_Ar/CGAM/Cat %C3 %A1logo_Produto-CGAM(CG-PRC018C-ES) %20small.pdf))

Tabla 38. Total general de pérdidas de presión en ruta crítica

Factor de seguridad (%)	20	
Total general		124 ft

B. Análisis de bombas instaladas actualmente en el sistema

Anteriormente, se indicó que la selección de bombas en el sistema de acondicionamiento de aire juega un papel preponderante, porque estas son las encargadas de suministrar el caudal de agua fría necesario y de manera constante a cada una de las evaporadoras del sistema. Por eso, la selección adecuada del diámetro de tubería y los accesorios que van en esta son esenciales para mantener la caída de presión y la velocidad que se requieren. Seleccionar correctamente las bombas evita que no haya sonidos fuertes en el sistema, bajo caudal o transporte prolijo de partículas.

En el caso presente, existen tres bombas marca Bell & Gossett de tipo e-1510 SSF 5.375, serie C232780-03L61, con una capacidad de 280 GPM, 96 ft, un caballaje de 10 HP a 3600 rpm, como se explicó detalladamente en la sección 5.3.1 de este proyecto. Estas bombas alimentan todo el sistema de agua helada de la compañía y esto significa que incluye las áreas aledañas a lo que es el recinto de manufactura.

Las bombas que están en operación se encuentran funcionando al 100 %, porque la demanda que exige el sistema de agua helada desde hace tres años ha sido muy alta. Esto se debe a los factores de diagnóstico que se analizaron en las secciones pasadas.

El sistema de bombeo actual funciona de manera constante suministrando la capacidad máxima de galones de agua a la red hidrónica. La consecuencia de esto es que no se reducen los tiempos de trabajo de las bombas y el consumo energético se vuelva mayor.

El diseño de acondicionamiento de aire opera con tres bombas, las cuales trabajan como ya se mencionó al 100 % de su eficiencia. Según el estudio realizado, estas bombas deberían de funcionar al 80 % cada una, por medio de un ciclaje de trabajo alternativo y con un factor de seguridad del 20 %. Esto beneficiaría la calidad de funcionamiento de ellas y se reduciría el consumo energético.

C. Comparativa de apartados A y B

De acuerdo con los datos suministrados en los apartados A y B, se observa que las bombas que trabajan en el sistema de acondicionamiento de aire de agua helada tienen una capacidad de una capacidad de trasegar 280 GPM, 96 ft, un caballaje de 10 HP a 3600 rpm. Respecto al dato de las pérdidas por fricción la cabeza de la bomba, esta tiene una capacidad de 96 ft.

Para este análisis, se hizo una delimitación de la ruta crítica solamente en la planta, dejando de lado las otras áreas de la compañía, puesto que el estudio de este proyecto se limita solo al recinto de producción. Según los datos del apartado A, las pérdidas por fricción tomando en cuenta la tubería de la ruta crítica y los accesorios es equivalente a 63,61 ft.

Si se compara el valor de 124 ft de pérdidas de caída de presión con respecto al dato proporcionado por la placa de datos de la bomba, el cual es de 96 ft se nota que existe una diferencia de 28 ft que son restantes. Esta diferencia juega un papel importante porque no se están considerando las otras rutas de tubería ni los otros accesorios que implican la red hidrónica de la empresa. Esto revela la probabilidad de que, las pérdidas por fricción en todo el sistema superen las capacidades que tienen las bombas actuales.

Por lo tanto, el escenario actual de operación de las bombas tiene un alto grado de criticidad, ya que por los cálculos obtenidos se nota que, la capacidad de flujo que ellas tienen está siendo limitado para lo que se necesita en la planta.

De ahí, que se recomienda a futuro realizar un estudio total de las rutas y accesorios existentes en las zonas de estampado, la sección de oficinas administrativas, comedor y la recepción para mostrar de manera cuantitativa que, la equivalencia de 28 ft es insuficiente, en comparación con el dato de la totalidad de pérdidas que hay en todo el sistema.

Desde este punto de vista y con estos resultados, se hace necesario mejorar la capacidad refrigerativa del sistema de agua helada actual. Para ello, en el siguiente apartado se justifica la propuesta de mejora.

5.3.9 Alternativa B: Selección de *chiller*, bomba y manejadoras adicionales al sistema de aire acondicionado actual

Selección del chiller

Para un rendimiento mejorado de todo el sistema es posible pensar en la instalación de un tercer *chiller*. Ciertamente, el tonelaje de carga térmica implica diversos factores como los hasta ahora analizados, no obstante, con la puesta en marcha de un enfriador más, las condiciones térmicas del lugar mejorarían exponencialmente. Los dos operantes en este momento tienen una capacidad refrigerativa de 130 toneladas.

Esta alternativa se piensa, con el fin de aumentar la carga refrigerativa en la planta, máxime que a mediano plazo la empresa pretende desarrollar otras secciones aledañas al recinto principal. Además, se lograría distribuir de manera más equitativa la carga total entre los tres equipos. Como consecuencia, se desarrollaría un mejor desempeño y se evitaría la recarga de operaciones en un solo equipo. Con un tercer *chiller*, estarían trabajando simultáneamente dos de ellos y el sobrante sería un respaldo en caso de una avería. Se plantea que este tenga una capacidad refrigerativa de 100 toneladas.

De cara a que tampoco se conocía un dato de carga térmica en el recinto, últimamente se ha decidido aumentar a la máxima capacidad de operación todos los equipos del sistema. Esta disposición ha traído consigo que el sistema de BMS se alarme constantemente mostrando fallas en las máquinas. Uno de ellos se ha visto en la ineficiencia de refrigeración por parte de alguna de las manejadoras. Por lo que la señal de alarma reacciona activando las válvulas de control y balance en modo de cierre evitando el paso de agua helada. Proporcionalmente, se aumenta la presión en el sistema y las bombas disminuyen la alimentación de fluido. Esta depreciación de caudal en las bombas lo indican los variadores de frecuencia y, en cierto modo, se protege la operación de ellas.

El poner a trabajar a la máxima capacidad todos los dispositivos por la alta carga térmica del recinto, ha traído como consecuencia que no se tenga holgura para sostener eventos de demanda mayores, lo cual compromete a las máquinas a dar más de lo que son capaces y es allí donde surgen constantes problemas en la eficiencia de refrigeración.

Para la selección del nuevo *chiller*, se tomaron en cuenta los datos esbozados en la alternativa A de este apartado y se hizo uso del *software* proporcionado por *Clima-Flex Air conditioning a member of Daikin group* (Clima-Flex, 2022), para considerar las condiciones necesarias en la red de agua helada. Se introdujeron los parámetros que se tienen en el sistema actual respecto a los equipos de esta, se calcularon los valores necesarios como los galones por minuto, la capacidad de operación, el EER general y se realizó la selección automática del *chiller* adaptable a las necesidades existentes.

Cabe decir que el tanque de expansión, el separador de aire y las válvulas que operan actualmente, tienen la capacidad de trabajo adecuada para integrar el nuevo enfriador. A este respecto, en la siguiente tabla se muestran las características del *chiller* seleccionado y en el anexo 13-figura 156, la ficha técnica de este.

Tabla 39. *Características del enfriador seleccionado*

Equipo	Capacidad de operación	Refrigerante	EER	Información eléctrica	Referencia	
	(ton)		BTU/W _h	V/Φ/Hz	Marca	Modelo
CH-1	100	R-410A	10.69	460/3/60	Clima-Flex Daikin	CLIC-ACC-1200-A-0-2-T-T-N-0-M

Selección de bomba

En el diseño existente de agua helada se trabaja con un sistema primario variable. Esto permite mantener el control del caudal de agua, evitando que el bombeo en todo momento sea a la máxima capacidad en galones de agua. Como beneficio se obtiene una reducción de lapsos de trabajo en las bombas y se da simultáneamente un ahorro en el consumo de energía de estas.

Como antes se mencionó, han ocurrido eventos donde alguno de los equipos enfriadores no refrigera adecuadamente el recinto, por lo que las válvulas de control y balance cierran evitando el paso de agua. Esto provoca que la presión incremente en el sistema y por ende las bombas merman su bombeo por la señal que les dan los variadores de frecuencia.

Es importante destacar que, en este tipo de circuitos, se debe prestar atención al caudal que pasa por el *chiller*, ya que si el flujo de agua que pasa por este es menor al mínimo requerido puede ocurrir un congelamiento en los serpentines, situación que daña los equipos. De ahí que

se utiliza un *bypass* en la máquina inyectora de agua helada que mantiene en constancia el flujo mínimo que se permite, según los datos del fabricante.

Con las condiciones de estudio realizadas al sistema existente, se decidió seleccionar por medio del *software* Taco Comfort Solutions una bomba con cabeza de 125 ft y 240 GPM adaptable a la configuración y el mantenimiento del *chiller* CLIC-ACC-1200-A-0-2-T-T-N-0-M. El objetivo es mantener operando las tres bombas existentes al 60 % cada una de forma simultánea y la nueva bomba se tendrá como respaldo para evitar que los equipos trabajen en sus máximas capacidades, como hasta el momento ha ocurrido, se alcance un factor de seguridad adecuado y haya un ahorro considerable en el consumo de energía.

En la alternativa A de este apartado se justificó la caída de presión de la ruta crítica, incluyéndose todas las pérdidas de carga por parte de las figuras, válvulas, componentes, *chillers* y manejadoras existentes.

El caudal de agua por cada 12000 BTU/h (1 Tonelada de Refrigeración) corresponde a 2,4 galones por minuto, este valor se usa por las condiciones de diseño que implican un Δ Temperatura de 10° F, para un rango de temperatura en entrada de agua= 44°F y salida=54°F. La sumatoria de todas las pérdidas en este caso es equivalente a 124 ft.

La bomba escogida es KV series Pump Taco Comfort Solutions modelo 2006D, con una capacidad de bombeo de 240 GPM, cabeza de bombeo de 125ft, velocidad de motor 3500 rpm – 60Hz, con una potencia de 20 HP y un porcentaje de eficiencia del 75 %. Esta selección tiene como fin elevar la presión del agua y consigo la velocidad para que esta se convierta en energía de presión dentro del sistema.

Al seleccionarse, se tuvo en cuenta el punto de eficiencia más alto, su capacidad máxima de flujo, la pendiente de las curvas carga-flujo, así como el tema de la cavitación. Cabe recordar que, para impedir la cavitación, se debe realizar una correcta elección de la bomba incluyendo los conceptos de presión de succión disponible y requerido (NPSH) (Garro, 2020).

A este respecto, en la siguiente tabla se muestran las características de la bomba elegida y en el anexo 13-figura 157, la ficha técnica de esta.

Tabla 40. Características de la bomba seleccionada

Equipo	Flujo Volumétrico (GPM)		Cabeza		Eficiencia	Potencia	Referencia	
	(ton)	(ft)	(in)	(%)	(HP)	Marca	Modelo	
Pump	240	125	1500	75	20	KV series Pump Taco Comfort Solutions	2006D	

Selección de manejadora

En cuanto a las manejadoras o evaporadores de aire, actualmente se encuentran seis de ellas operando dentro del cuarto. Cada una posee una capacidad de 30 toneladas. De acuerdo con el estudio de carga térmica que se realizó en el capítulo 5.2 de este informe, se denota que el valor de tonelaje supera lo deseado por las condiciones de diseño iniciales del cuarto.

Para un mejor funcionamiento y distribución de la carga refrigerativa en el recinto, se decidió instalar tres manejadoras más en el recinto, de la misma casa fabricante y con idénticas capacidades con respecto a las que se encuentran operando. En cuanto a la colocación de ellas, se ha tomado como base el plano oficial del sistema de acondicionamiento de aire de la compañía y los datos provenientes del diseño inicial para la futura instalación.

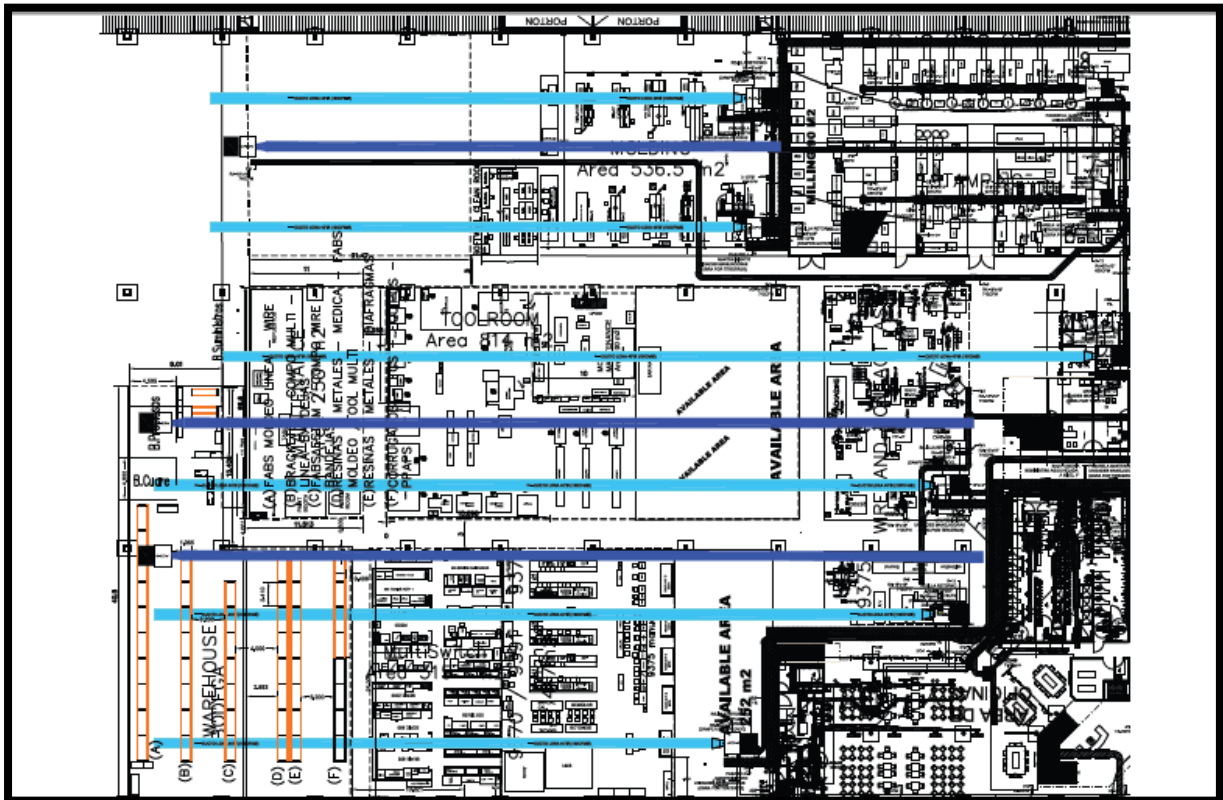
Se plantea colocar las unidades evaporadoras de manera invertida a las existentes en el sistema. Esto con el propósito de perfeccionar la inyección y los recambios de aire. Además, se busca formar una barrera neumática que permita aislar la radiación directa del techo con el recinto.

La implementación de estas tres evaporadoras permitirían, junto con las mejoras expuestas en la fase B de este capítulo, que se mantenga el equilibrio térmico, se genere una adecuada distribución de las partículas y se extraiga aire de lugares donde esto no ocurre, por ejemplo: la zona de med, reciclaje, el *toolroom* A, B y C y exportaciones.

La puesta en marcha de las tres manejadoras en forma invertida toma en cuenta los elementos de la red hidrónica existente, la capacidad de las bombas y los *chillers* actuales en operación, así como el *chiller* y la bomba recientemente seleccionados.

Se puede notar en el plano de la figura siguiente la puesta de las tres manejadoras en lugares estratégicos con la conexión de ductos en color azul de izquierda a derecha. En color celeste, se observan los ductos instalados en las manejadoras actuales, las cuales se visualizan de derecha a izquierda.

Figura 97. Instalación de chiller y tres manejadoras en planos de aire acondicionado Micro Technologies S.A.



Nota. Adaptado de Planos HVAC Micro Technologies S.A., por Micro Facilidades, 2017

Se han seleccionado estos puntos para instalarlas, porque es en esas áreas donde la recirculación de aire es pobre y se encuentra la mayoría de las personas y máquinas trabajando. Por lo tanto, lograr una mejor recirculación de aire permitiría reducir la carga térmica, aumentar el confort de climatización y lograr una constancia en la temperatura y humedad del sitio; escenario que no ocurre en la actualidad.

A este respecto, en la siguiente tabla se muestran las características de la manejadora elegida y en el anexo 13-figura 159, la ficha técnica de esta.

Tabla 41. Datos de placa manejadora seleccionada

Equipo	Capacidad de operación		Cabeza		Eficiencia (%)	Potencia (HP)	Referencia	
	(ton)	(ft)	(in)				Marca	Modelo
Manejadora	30	125	1500	75	20	Trane	UCCA	

De acuerdo con el análisis aplicado a las manejadoras en operación, se realizaron mediciones de temperaturas de entrada y salida, velocidad de aire y consumo energético instantáneo por medio de los datos suministrados por el BMS del software Trane para calcular la capacidad refrigerativa que se necesita adicionar.

En la siguiente tabla se detallan los datos de velocidad, área efectiva y flujo volumétrico de aire en el retorno de cada manejadora.

Tabla 42. Valores de área efectiva, flujo volumétrico de aire y velocidad en el retorno de cada manejadora

Equipo	Velocidad promedio (FPM)	Área efectiva (ft ²)	Caudal (CFM)	Potencia calculada (kW)
UMA 1	562,30	125	42563	23,96
UMA 2	589,30	125	56938	36,50
UMA 3	578,90	125	51246	32,50

Tabla 43. Valores de volumen específico, temperatura y entalpía para cada equipo

Equipo	Temperatura de Suministro		Temperatura de Retorno	
	Temperatura BS (°F)	Temperatura BH (°F)	Temperatura BS (°F)	Temperatura BH (°F)
UMA 1	57,80	56,00	78,80	64,20
UMA 2	58,30	56,30	78,70	65,30
UMA 3	58,90	56,80	77,60	65,90

Por medio del análisis psicrométrico y el uso de los datos suministrados en las tablas anteriores, se logró obtener la capacidad de enfriamiento de cada manejadora de aire en relación con la capacidad sensible y latente. En la siguiente tabla se muestran los resultados.

Tabla 44. Valores y capacidad obtenidas con el análisis psicrométrico para cada manejadora

Equipo	Entalpía suministro (BTU/lb)	Entalpía retorno (BTU/lb)	Flujo másico (lb/h)	Entalpía punto medio	Calor latente (BTU/h)	Calor sensible (BTU/h)	Capacidad total (BTU/h)	Capacidad total (ton)
UMA 1	13,37	18,03	120365,00	17,69	24245,00	329923,00	358899,00	29,91
UMA 2	14,85	18,63	119632,00	17,56	32369,00	339992,00	368865,00	30,74
UMA 3	13,99	19,33	121365,00	17,45	23398,00	338000,00	357965,00	29,83
Total					80012,00	1007915,00		90,48

La totalidad de los tonelajes en carga refrigerativa de estos equipos seleccionados corresponde a la suma de sus capacidades.

Con respecto a la sumatoria del calor latente por parte de las tres manejadoras, se tienen 80012,00 BTU/h equivalentes a 6,66 toneladas, en cuanto a la capacidad de eliminación en calor sensible se obtuvieron 1007915,00 BTU/h equivalentes a 83,99 toneladas y como capacidad total entre las tres manejadoras se calcularon 90,48 toneladas de refrigeración.

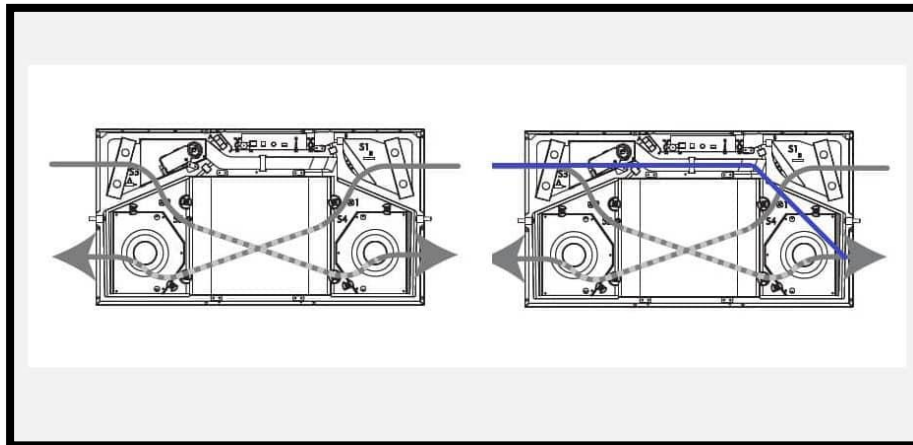
Recomendación

A modo de recomendación, otra de las opciones que se sugieren a futuro, aparte de la instalación de manejadoras adicionales, es la puesta en marcha de recuperadores entálpicos. Un recuperador entálpico es un “recuperador de calor con un intercambiador entálpico, que es el responsable de la recuperación de energía sensible y latente del recuperador. Es decir, no sólo tiene en cuenta la temperatura, sino que también contempla la humedad en la recuperación de energía del aire de extracción” (Bravo Antolín, 2021).

Los recuperadores de calor son sistemas de ventilación que cumplen una triple función: renovar el aire interior de un espacio, climatizarlo y ahorrar energía en el proceso. De esta forma, “se consigue recuperar un porcentaje muy elevado de la energía usada para la climatización del aire del local” (Bravo Antolín, 2021), evitando que este sea eliminado.

En la siguiente figura se observa el funcionamiento que estos poseen.

Figura 98. *Recuperador entálpico*



Nota. Adaptado de *Recuperador entálpico*, por Rafael Bravo Antolín, 2021 (<https://www.caloryfrio.com/construccion-sostenible/ventilacion-y-calidad-aire-interior/recuperador-entalpico-que-es.html>)

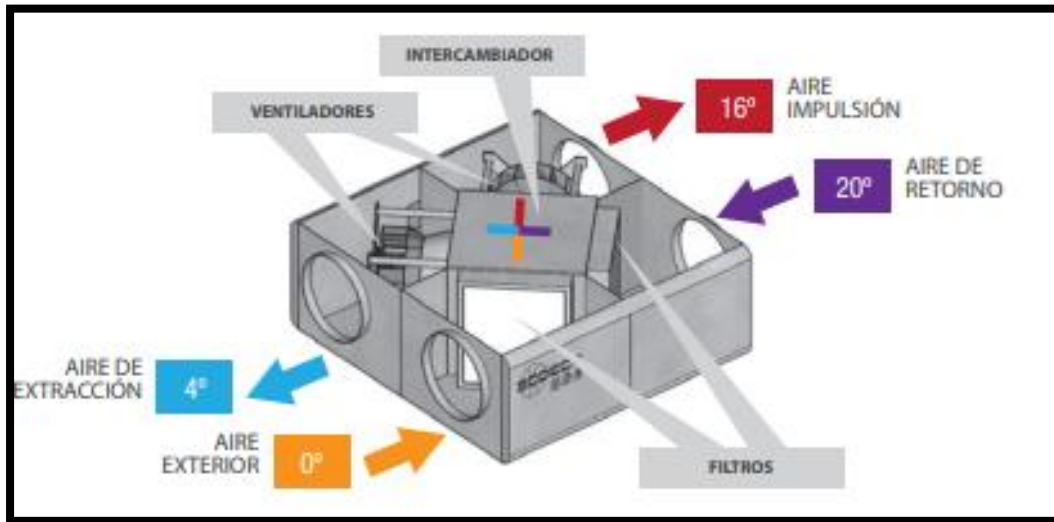
La tecnología de instalar recuperadores entálpicos en Micro Technologies S.A. vendría a ser una alternativa que permitiría recuperar la energía sensible utilizando un medio de climatización. En estas máquinas sucede que no solo se trabaja con la temperatura, sino que se toma en cuenta la humedad como un factor de la ecuación.

La función que tiene el recuperador es que va a permitir el intercambio de humedad y temperatura entre los caudales de ventilación. Por esta razón, “el resultado de este intercambio vendrá dado por la eficiencia del recuperador y las condiciones interiores/exteriores.” (Bravo Antolín, 2021).

El recuperador de calor funciona mediante la combinación de dos ventiladores centrífugos de bajo nivel sonoro, donde uno de ellos realiza la extracción del aire viciado del interior del local hacia la calle y “el otro impulsa aire fresco del exterior hacia el interior del

local. Los dos circuitos se cruzan sin mezclarse, en un intercambiador, donde el calor del aire saliente se transfiere al aire fresco del exterior y lo calienta” (Sodeca, 2021).

Figura 99. *Funcionamiento de recuperador entálpico*



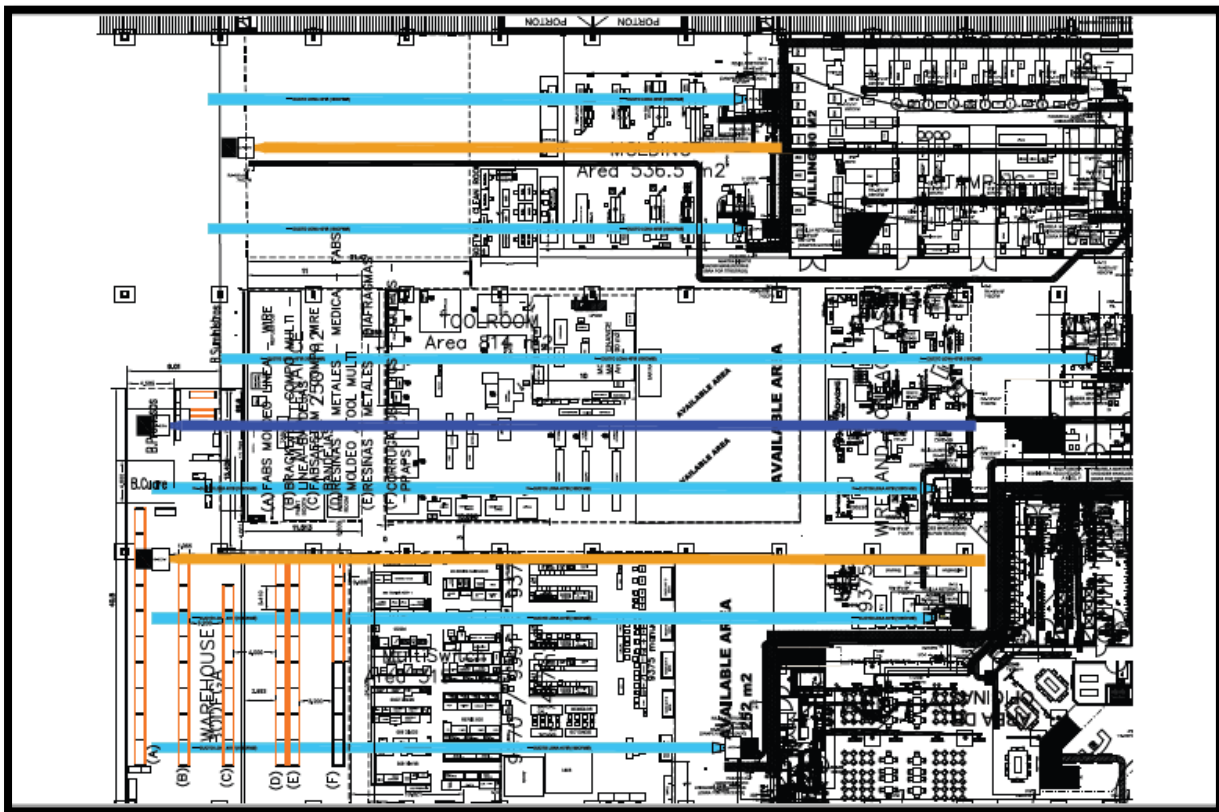
Nota. Adaptado de *Recuperador entálpico*, por Sodeca, 2021 (https://www.sodeca.com/upload/imgNews/SODECA_CT05_Recuperadores_de_calor_unidades_de_filtracion_y_tratamiento_de_aire_2019_ES.pdf)

De acuerdo con las condiciones de diseño existentes en la planta de aire acondicionado de la empresa, este método entálpico incrementaría la eficiencia de confort térmico, porque se consigue con un intercambiador de calor fabricado con materiales que permiten “el balance de la temperatura y humedad entre los caudales, sin permitir el paso de ningún tipo de partículas en el caso de los recuperadores de flujo y contraflujo, ya que se mantiene la separación de caudales” (Bravo Antolín, 2021), y admitiendo la mezcla entre caudales en los recuperadores rotativos.

De acuerdo con el dato de carga térmica obtenido en el apartado 5.2, la instalación de recuperadores entálpicos cumpliría la función de tratar las diferencias de humedad entre exteriores e interiores.

Con el uso de los planos de acondicionamiento de aire de la compañía, una visualización para instalarlos sería la siguiente. En la figura se detalla en color naranja y azul la colocación de estos de forma invertida a los ductos de las manejadoras existentes en el recinto.

Figura 100. Esbozo de instalación de recuperadores entálpicos-planos HVAC Micro Technologies S.A.



Nota. Adaptado de *Planos HVAC Micro Technologies S.A.*, por Micro Facilidades, 2017

FASE D-IMPACTO AMBIENTAL

Los sistemas de acondicionamiento de aire buscan no solo el confort térmico de un recinto específico, sino que pretenden aprovechar las condiciones del medio ambiente sin dañarlo. El impacto ambiental, al usarse acondicionamiento de aire, debe proporcionar un equilibrio en la utilización de los recursos naturales del medio, el consumo energético y el cuidado de los hábitats que rodean el sistema instalado. Por esta razón, han existido convenciones y protocolos que regulan la aplicación de materiales en los sistemas de refrigeración y control ambiental, por ejemplo, todo lo acordado en el mundo de los refrigerantes.

A su vez, los estudios de la conservación de la energía abogan en la actualidad por alcanzar un ahorro en curva exponencial que reduzca la necesidad de servicios de energía, con el fin de alcanzar una mayor calidad ambiental, energética y financiera.

El concepto más amplio de eficiencia energética pretende reducir la cantidad de energía empleada; sea eléctrica o en combustibles, para propiciar un servicio o mejora sin perjudicar la calidad de los productos, el confort de los usuarios, ni la seguridad del inmobiliario.

Por tanto, la utilización de aire acondicionado para un recinto residencial o industrial tiene como equivalencia proteger el medio que lo embarga, mejorar las condiciones ambientales de los usuarios, contribuir a la eficiencia energética aumentando la competitividad de las compañías y disminuir paralelamente los costos energéticos a corto, mediano y largo plazo.

La gestión de energía juega un papel preponderante en la selección de los equipos en el momento de diseñar puesto que se debe mantener un equilibrio entre la eficiencia de las máquinas y el consumo energético que se genere. Para este propósito, hay factores que se utilizan para calcular los parámetros de aire acondicionado de recintos y tienen que ver con los explicados en la sección 3.6.1 de este documento: el COP, EER y SEER.

En cuanto al EER y COP, indican los kW térmicos que proporcionan los equipos por cada kW consumido (Madrid, 2007); no obstante, usan variables a plena carga, por lo tanto, si la máquina opera a menor carga, el resultado de la eficiencia no será la misma. Como la generalidad de los equipos son invertir en la red de agua helada, esto hace que el compresor pueda adecuarse a la demanda.

Por otro lado, el SEER (Índice de eficiencia energética estacionales) es una correspondencia de producción de energía de refrigeración en un período anual de tiempo normal, partiendo del suministro de energía total en vatios-horas. Es más exacta y precisa que el EER, ya que ofrece la posibilidad de cuantificarla en condiciones de baja carga parcial.

En la siguiente tabla se observan los valores que se consideran para clasificar un sistema de aire acondicionado.

Tabla 45. Clasificación de eficiencia energética para sistemas de aire acondicionado

	SEER	SCOP	EER	COP
A+++	SEER ≥ 8,50	SCOP ≥ 5,10	≥ 4,10	≥ 4,60
A++	6,10 ≤ SEER < 8,50	4,60 ≤ SCOP < 5,10	3,60 ≤ EER < 4,10	4,10 ≤ COP < 4,60
A+	5,60 ≤ SEER < 6,10	4,00 ≤ SCOP < 4,60	3,10 ≤ EER < 3,60	3,60 ≤ COP < 4,10
A	5,10 ≤ SEER < 5,60	3,40 ≤ SCOP < 4,00	2,60 ≤ EER < 3,10	3,10 ≤ COP < 3,60
B	4,60 ≤ SEER < 5,10	3,10 ≤ SCOP < 3,40	2,40 ≤ EER < 2,60	2,60 ≤ COP < 3,10
C	4,10 ≤ SEER < 4,60	2,80 ≤ SCOP < 3,10	2,10 ≤ EER < 2,40	2,40 ≤ COP < 2,60
D	3,60 ≤ SEER < 4,10	2,50 ≤ SCOP < 2,80		
E	3,10 ≤ SEER < 3,60	2,20 ≤ SCOP < 2,50		
F	2,60 ≤ SEER < 3,10	1,90 ≤ SCOP < 2,20		
G	SEER < 2,60	SCOP < 1,90		

En el caso particular de este acondicionamiento de aire, para los equipos de agua helada con condensadores enfriados por aire, de acuerdo con el fabricante Carrier, Daikin y Trane, por porcentajes; según el modelo, algunos equipos tienen la siguiente clasificación de eficiencia. Los dos primeros de la tabla hacen referencia a la compañía.

Tabla 46. Clasificación de eficiencia en equipos enfriados por aire en sistema de agua helada

Equipo	Marca	EER	SEER
CLIC-ACC	Daikin	9,80	10,50
CGAM	Trane	10,20	11,10
30RAP	Carrier	10,50	11,90
30RBP	Carrier	3,10	4,35
30XA	Carrier	3,30	4,20

La empresa Micro Technologies S.A. es una compañía con certificación LEED, como al inicio del documento se explicó, por lo que le da una categoría de ser un recinto productivo verde, elemento que la hace ser amigable con el ambiente. Actualmente, y para muestra la tabla anterior, la empresa cuenta con equipos de altas eficiencias energéticas que buscan el equilibrio con el medio ambiente. El impacto más fuerte se da en el condensador, ya que el volumen de aire que pasa a través de este es el más alto y se obtiene aire cargado de una temperatura superior a la ambiental.

Los *chillers* enfriados por agua son causantes de mayor cantidad de vapor de agua, el cual es liberado a la atmosfera intensificando el impacto negativo del cambio climático. Para este caso particular, no sucede de esta manera, pues los equipos no son enfriados por agua, sino por aire.

Otro elemento que se agrega a este análisis responde a que la utilización de combustibles fósiles aumenta el porcentaje de vapor de agua en el ambiente y genera, por tanto, un calentamiento global superior a cuando no se utilizan este tipo de combustibles. Por eso, en esta alternativa de mejora se ha optado por seleccionar un equipo enfriador que siga las condiciones de certificación LEED existentes en el recinto y simultáneamente se vean reflejados valores positivos no solo en materia ambiental sino económica.

Finalmente, en cuanto al refrigerante con el que operan los equipos enfriadores es el R-410A, el cual tiene características termodinámicas superiores a otros refrigerantes, es más eficiente en el sistema y amigable con el ambiente.

Según GWP (*Global Warming Potential*), hasta el momento no existe un reemplazo perfecto para sustituir el R410A, ya que, aunque existen otros refrigerantes de altas eficiencias, tienen al menos un inconveniente, con respecto a la inflamabilidad, la disponibilidad o la compatibilidad con los materiales, de acuerdo con los diseños, objetivos o usuarios.

En este mismo sentido, aunque algunas compañías estudian la posibilidad de transición a otro tipo de refrigerante, significa que todavía son necesarios otros factores que optimicen los componentes y sistemas, las mejoras en el costo de inversión y, en efecto, el rendimiento en la eficiencia. Esta situación proyecta, por tanto, un panorama que podría vislumbrarse a mediano o largo plazo.

El R-410A es una mezcla casi azeotrópica compuesta de R-125 y R-32; actualmente, se utiliza fundamentalmente en los nuevos equipos de aire acondicionado que van apareciendo en el mercado.

Es un producto químicamente estable, con un bajo deslizamiento (Glide) de temperatura y baja toxicidad. A pesar del carácter inflamable del R-32, la formulación global del producto hace que este no sea inflamable, incluso en caso de fugas. Está clasificado como A1 grupo L1 (Gasservei, 2018).

En el anexo 14-tabla 63 se pueden observar con más detalle las propiedades y características del refrigerante R410A, el cual opera en los equipos instalados de Micro Technologies S.A.

5.4 ESTUDIO DE VIABILIDAD Y FACTIBILIDAD FINANCIERA DE LA PROPUESTA DE MEJORA PARA SISTEMA DE AGUA HELADA

5.4.1 Costos de implementación.

En este proyecto se realizó una estimación de carga térmica de 268,39 toneladas en el recinto de producción de la compañía Micro Technologies S.A. Este escenario y cálculo desarrollado en la sección 5.3 de este documento, se toman como punto de partida para analizar la cotización financiera de lo que implicará la inversión de mejora en la red de agua helada operante.

Para la red de agua helada, se cotizó a través de varias empresas como Durman Esquivel, Tubo Cobre, Mc Máster-Carr, los fabricantes Trane, Bell & Gosset, Taco, Climaflex, Daikin y Carrier para desarrollar las aproximaciones de los costos con respecto a la tubería y los equipos que se necesitan de acuerdo con las medidas para esta mejora. Se trabajará con moneda tipo dólar estadounidense y la conversión a colones costarricenses.

Según el informe actual del tipo de cambio del Banco Central de Costa Rica, los principales indicadores muestran la referencia equivalente en compra USD de $\text{¢}676,06$ y en venta USD $\text{¢}681,81$. Estos se pueden profundizar en el anexo 15 figura 160 de este informe. En cuanto a los costos de implementación en precio total para la tubería de red de agua helada se tienen los siguientes resultados.

Tabla 47. *Costos de implementación para la tubería de la ruta crítica establecida en este análisis*

Diámetro (in)	Longitud (m)	Longitud (ft)	Precio x 6 m (\$)	Precio total (\$)
6	9,08	29,78	318,36	481,78
6	17,44	57,20	318,36	925,37
4	25,40	83,31	263,26	1114,47
4	28,20	92,50	263,26	1237,32
4	37,20	122,02	263,26	1632,21
4	23,60	77,41	263,26	1035,49
6	31,60	103,65	318,36	1676,70
Total				8103,34

En esta tabla se contemplan los diámetros de tubería, en relación con las distancias que se aproximaron en la ruta crítica. Cabe decir que la propuesta de mejora no abarca otras rutas ni las zonas accesorias de toda la planta, ya que los fines de este proyecto giran en torno a esta delimitación. Con respecto al costo total de los equipos, accesorios y su respectiva instalación, se tienen los siguientes resultados.

Tabla 48. Costos de implementación para accesorios de la ruta crítica establecida en este análisis

Accesorios	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Precio total (\$)
Válvulas de paso 4 in	2	266,98	533,96
Válvulas de paso 6 in	4	275,30	1101,20
Válvulas de mariposa 4 in	2	165,15	330,30
Válvulas de mariposa 6 in	4	392,52	1570,08
Válvulas de balance 4 in	1	241,03	241,03
Válvulas de balance 6 in	6	245,60	1473,60
Válvulas multipropósito 4 in	1	256,30	256,30
Válvulas multipropósito 6 in	1	287,60	287,60
Codo de 90/ 4 in	5	25,00	125,00
Codo de 90/ 6 in	3	28,00	84,00
Codo de 45/ 4 in	5	23,00	115,00
Codo de 45/ 6 in	5	25,00	125,00
Uniones	5	18,00	90,00
Te 4 in	9	22,00	198,00
Te 6 in	4	21,00	84,00
Total			6615,07

El equivalente a los costos de implementación para accesorios de la ruta crítica corresponde a un precio total de \$ 6615,07.

En cuanto a los costos de los equipos un equivalente a \$125573,13.

Tabla 49. Costos de implementación para equipos de la ruta crítica establecida en este análisis

Equipo	Modelo	Distancia	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Precio total (\$)
Chiller	CLIC-ACC-1200-A-0-2-T-N-0-M		1	42152	42152
Manejadora	UCCAC10B0A0DDH125011A0CET00DBOC00		3	25630	76890
Bomba	2006D		1	3562	3562
Aislante térmico 4 in	-	58,12 m		\$90 x c/6 metros	871,80
Aislante térmico 6 in	-	114,4 m		\$110 x c/6 metros	2097,33
Total					125573,13

De la información suministrada anteriormente en las tablas, se calcula el monto total por costos de implementación, incluyendo la mano de obra. Esta es equivalente al 40 % de la totalidad de los costos de implementación de los materiales, según lo conversado en la compañía. En la siguiente tabla se observa un total de \$196 408,16.

Tabla 50. Datos totales por costos de implementación

Detalle de implementación	Monto (\$)	Monto total (\$)
Sistema de tuberías	8103,34	
Accesorios, válvulas y componentes	6615,07	196408,16
Equipos	125573,13	
Mano de obra	56116,616	

5.4.2 Costos por mantenimiento.

En este aparatado se consideran los costos del mantenimiento preventivo a los equipos del sistema realizado por la empresa Multifrio. Esta industria desarrolla una estrategia mantenimiento preventivo de acuerdo con un cronograma ya establecido y en conformidad al requerimiento técnico de los equipos. Se incluyen las máquinas que operan actualmente y las adicionales. Para este caso la inversión requiere de \$40740.

Tabla 51. Datos por costos de mantenimiento

Equipos	Cantidad	Precio Unitario (\$)	Precio total (\$)
Sistema de tuberías	1	890	890
Accesorios, válvulas y componentes	Todos los de la red	350	200
Chiller	4	1850	7400
Manejadora	9	2850	25650
Bomba	4	1650	6600
Total			40740

5.4.3 Análisis por demanda y consumo energético de los equipos.

Como parte de este análisis, se toma en cuenta el estudio de demanda y consumo energético de los equipos que se desean instalar en la mejora al diseño de agua helada que existe en Micro Technologies S.A. El estudio gira en torno al *chiller*, la bomba y las tres manejadoras adicionales. Se realiza exclusivamente para estos equipos, ya que se consideran como los principales consumidores de potencia en el sistema de acondicionamiento de aire.

Dependiendo del caso, el tema del factor horario juega un papel muy importante en el estudio del consumo energético. Aunque este elemento se toma en cuenta para todo el sistema, no implica que al realizarse el análisis para una sección de este se vea afectado. Considerando una jornada de trabajo de 6:00 a.m. a 4:00 p.m. se trabajó con un 100 % de la carga a lo largo de este lapso. En la siguiente tabla se observa el factor de utilización en la jornada de trabajo.

Tabla 52. Factor de utilización en jornada de tiempo laboral

Hora del día	Factor de utilización
6	100%
7	100%
8	100%
9	100%
10	100%
11	100%
12	100%
13	100%
14	100%
15	100%
16	100%

Con este factor de utilización, se procede a determinar la demanda y el consumo energético de los equipos principales. El consumo de kW/h diarios por parte de cada equipo se toma como base para la aproximación mensual. Se considera una estimación de jornada laboral de lunes a viernes, es decir, 5 días hábiles.

En cuanto al *chiller* y las manejadoras seleccionadas, el análisis se realizó fundamentado en el coeficiente de eficiencia energética. La relación de capacidad refrigerativa y el consumo de energía subraya que entre más alto sea el valor de este coeficiente mejor será el rendimiento de la máquina.

Se asume una constante en el suministro de carga por parte del *chiller*. Como este alimentará las tres manejadoras adicionales que se instalarán, es necesario obtener la carga de enfriamiento de estos equipos para hacer la relación de carga total que puede proporcionar el enfriador. Al trabajarse con el EER, se puede despejar la potencia de entrada. Con este dato se aproxima el consumo mensual. La relación EER consiste en dividir los BTU/h entre los W.

En la siguiente tabla se muestran los valores de consumo en kWh por parte del nuevo *chiller* y las tres manejadoras adicionales. Con respecto al consumo diario por parte de estos equipos, se obtuvo un valor de 37 756,04 kWh y de 755 120,8 kWh de consumo mensual.

Tabla 53. Demanda y consumo energético del chiller de acuerdo con la carga máxima de las manejadoras

Equipos	Modelo	BTU/h x equipo	Cantidad	BTU/h x recinto	Toneladas x recinto	EER	Potencia (W)	Potencia (kW)	Consumo (kWh)
Chiller	CLIC-ACC-1200-A-0-2-T-T-N-0-M	1	1	3220621,11	268,39	3,41	943871,33	943,87	9439,01
UMA-01	UCCAC10B0A0DDH125011A0CET00DB0C00	1	1	3220621,11	268,39	3,41	943871,33	943,87	9439,01
UMA-02	UCCAC10B0A0DDH125011A0CET00DB0C01	1	1	3220621,11	268,39	3,41	943871,33	943,87	9439,01
UMA-03	UCCAC10B0A0DDH125011A0CET00DB0C02	1	1	3220621,11	268,39	3,41	943871,33	943,87	9439,01
Total diario									37756,04
Total mensual									755120,80

Respecto a la bomba seleccionada, KV series Pump Taco Comfort Solutions modelo 2006D, se consideran los datos proporcionados por la ficha técnica de esta para el cálculo de consumo de energía. Se asumen parámetros de operación a carga máxima y sin variaciones con respecto a algún momento de la jornada laboral.

En la siguiente tabla se observan los datos de demanda y consumo energético de la bomba elegida para adicionar al sistema. Con respecto al consumo diario por parte de estos equipos, se obtuvo un valor de 298 kWh y de 5960 kWh de consumo mensual.

Tabla 54. Demanda y consumo energético mensual del circuito primario de bombas

Equipos	Modelo	Caudal		Cabeza		Eficiencia (%)	Potencia real		Potencia total kW	Consumo energético o diario kWh	Consumo energético mensual kWh
		GPM	m³/s	ft (H2O)	m (H2O)		HP	kW			
Bomba	KV series Pump Taco Comfort Solutions modelo 2006D	240	0,001514	125	38,10	75	20	14,91	29,82	298	5960

5.4.4 Costos totales de operación.

Los costos totales de operación implican el consumo mensual en kWh y la tarifa dada por la demanda según la Autoridad Reguladora de los Servicios Públicos (ARESEP) en Costa Rica. En este caso se hizo el estudio del *chiller*, las tres manejadoras y la bomba seleccionada para la mejora al diseño existente en la empresa. Tomando los datos de consumo total por parte de estos en la siguiente tabla se observa el consumo de energía y la demanda.

Tabla 55. Consumo energético y demanda por parte de los equipos principales del sistema de agua helada

Equipo	Modelo	Demanda kW	Consumo energético kWh
Bomba	KV series Pump Taco Comfort Solutions modelo 2006D	14,91	5960,00
Chiller	CLIC-ACC-1200-A-0-2-T-T-N-0-M	943871,33	188780,20
UMA-01	UCCAC10B0A0DDH125011A0CET00DB0C00	943871,33	188780,20
UMA-02	UCCAC10B0A0DDH125011A0CET00DB0C01	943871,33	188780,20
UMA-03	UCCAC10B0A0DDH125011A0CET00DB0C02	943871,33	188780,20
Total		3775500,23	761080,8

Después de haber calculado el consumo energético y la demanda total de los equipos del sistema de agua helada, fue necesario investigar sobre las tarifas actualizadas de aplicación industrial, otorgadas por la ARESEP. Para este análisis se tomaron los datos de la compañía ICE (Instituto Costarricense de Electricidad) (ARESEP, 2022).

De acuerdo con los datos suministrados, en la siguiente tabla se muestran las tarifas industriales, así como el costo total equivalente de operaciones por consumo de energía y demanda, el cual atañe a \$ 49591,94. Unido a este, se muestra el cálculo de ahorro energético mensual y anual, respecto al dato dado por el fabricante de los equipos utilizados, en este sistema de agua helada. Para este caso, el ahorro es de un 48 %.

Tabla 56. *Costo total de operaciones de consumo de energía y porcentaje de ahorro energético*

Tarifa Industrial	Costo (\$)
Consumo Mensual (kW/h)	1116,27
Factor de potencia	1,00
Demanda (kW)	47474,78
Costo por demanda	69,63
Tributo Bomberos	2,52
Impuestos	927,75
Costo total (\$)	49591,94
Ahorro mensual 48% (\$)	23804,13
Ahorro anual 48% (\$)	2,856496E+05

Por lo tanto, se plantea una inversión total de mejora en el sistema, a través de la sumatoria de todos los costos desarrollados en este apartado. El valor de inversión equivale a \$ 286740,1 como lo muestra la siguiente tabla.

Tabla 57. *Sumatoria total de los costos para la inversión de mejora en planta Micro Technologies S.A.*

Costos	Monto (\$)
Costos de implementación	196408,16
Costos de mantenimiento	40740,00
Costos de consumo energético y demanda de potencia	49591,94
Total general	286740,10

5.4.5 Estimación de escenario de viabilidad y factibilidad para la propuesta de mejora realizada.

Después de haber calculado la inversión de esta propuesta de mejora, es necesario realizar una proyección de viabilidad y factibilidad financiera, para conocer si el escenario es optimista o pesimista para la compañía. A continuación, se muestra la memoria de cálculo que demuestra los datos respectivos.

Tabla 58. Memoria de cálculo de viabilidad y factibilidad financiera

		Años									
		\$ -	\$ 1,00	\$ 2,00	\$ 3,00	\$ 4,00	\$ 5,00	\$ 6,00	\$ 7,00	\$ 8,00	\$ 9,00
Inversión	\$ 286.740,10	\$ (286.740,10)									
Costos fijos	\$ 123.000,05	\$ 225.000,00	\$ 225.100,00	\$ 225.200,00	\$ 225.300,00	\$ 225.400,00	\$ 225.500,00	\$ 225.600,00	\$ 225.700,00	\$ 225.800,00	\$ 225.800,00
Costos variables	\$ 40.740,00	\$ (123.000,05)	\$ (124.242,35)	\$ (125.497,20)	\$ (126.764,72)	\$ (128.045,04)	\$ (129.338,30)	\$ (130.644,62)	\$ (131.964,13)	\$ (133.296,96)	
Presupuesto	\$ 225.000,00	\$ (40.740,00)									
FNE	\$ (286.740,10)	\$ 61.259,95	\$ 100.857,65	\$ 99.702,80	\$ 98.535,28	\$ 56.614,96	\$ 96.161,70	\$ 94.955,38	\$ 93.735,87	\$ 92.503,04	
VP	\$ 554.696,38	\$ 80.403,10	\$ 70.966,48	\$ 62.620,95	\$ 32.124,85	\$ 48.718,51	\$ 42.952,99	\$ 37.858,35	\$ 33.357,52		
PRIFD	\$ (232.043,72)	\$ (151.640,62)	\$ (80.674,13)	\$ (18.053,18)	\$ 14.071,67	\$ 62.790,18	\$ 105.743,17	\$ 143.601,52	\$ 176.959,04		
TSD	12%										
IVAN Flujo	\$463.699,14										
Inversion Inicial	\$ (286.740,10)										
IVAN Proyecto	\$ 176.959,04										
TIR	26%										

Como se puede observar en la tabla 58, el VAN del proyecto es de \$ 176,959,04 lo cual refleja que el proyecto es viable, porque cuando “el VAN es mayor a cero significa que es viable y se genera un beneficio” (Vásquez, 2017).

Con respecto al valor obtenido del TIR, este es equivalente a un 26%, el cual muestra que el proyecto es rentable para la compañía, porque si el dato del TIR es mayor TSD, este es rentable (Económica., 2019). En este mismo sentido, (Vásquez, 2017) acota que, cuando el TIR tiene una equivalencia mayor a uno, se estima que el proyecto también es factible.

Finalmente, se logra visualizar que el plazo de recuperación, ocurre aproximadamente en el año 5 desde que se implementó, logrando con este panorama que el escenario de inversión para la compañía Micro Technologies S.A es optimista, de acuerdo con la organización interna de esta.

6 CAPÍTULO VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

1. Se calculó la carga térmica de la planta productiva según lo establecido por ASHRAE Handbook Fundamentals, obteniéndose un valor total equivalente de 943871,33 W, convertidos en 3220621,11 BTU/h proporcionales a 268,39 ton.

2. Se evaluó el funcionamiento de los equipos físicos del sistema de acondicionamiento de aire en la planta comparando lo propuesto por el diseño del fabricante versus las operaciones actuales de los equipos. Se obtuvieron diferencias en materia de eficiencia, rendimiento y calidad por parte de estos.

3. Se diseñó una propuesta de mejora para el acondicionamiento de aire de la planta por medio del diagnóstico del sistema de agua helada e infraestructura del recinto, así como de la escogencia e instalación de nuevos equipos; en función de reducir la carga térmica, optimizar la distribución de aire, aumentar el confort térmico y mejorar la suspensión de partículas. Se cumplió con los parámetros mínimos de capacidad y eficiencia, según el criterio de ASHRAE Handbook Fundamentals.

4. Se calculó, la viabilidad financiera sobre el costo-implementación de la propuesta de diseño de aire acondicionado para la compañía, por medio de un análisis económico obteniéndose una inversión inicial de \$ 286740,10, con un escenario optimista de un VAN equivalente a \$ 203363,22, un valor del TIR proporcional a 28% y a su vez un plazo de recuperación aproximadamente al año 5 desde la implementación del proyecto.

6.2 RECOMENDACIONES

1. Se sugiere llevar un control digitalizado del tonelaje de carga térmica que, permita tener actualizados los datos en BTU/h y Ton presentes en el recinto. Esto se aplicaría cada vez que existan cambios dentro de la planta, en cuanto a la instalación de nuevos equipos, crecimiento del personal o fabricación de nuevos cuartos dentro de la zona productiva.
2. Se recomienda cambiar el sistema de control BMS, ya que existen importantes problemas de comunicación en las señales.
3. Se sugiere cambiar los sensores de flujos de agua en los controladores de las manejadoras, puesto que algunos momentos no detectan adecuadamente las señales y la toma de datos de operación no es la debida.
4. Se recomienda revisar o cambiar los sensores de temperatura.
5. Dar continuidad al plan de mantenimiento preventivo que se tiene para evitar fallas inesperadas.
6. Implementar la automatización en el sistema de agua helada reemplazando las válvulas mecánicas existentes por el cambio de válvulas de cierre automáticas.
7. Se recomienda fabricar algún tipo de barrera de protección en las manejadores de aire, para evitar que los residuos de resina provenientes de las máquinas se atoren en los serpentines de las manejadoras.
8. Mejorar el acceso al retorno de las manejadoras, debido a que suele ser difícil para realizar el mantenimiento, lo cual genera que algunos residuos permanezcan en ellas por mucho tiempo.
9. Complementar al sistema de agua helada TRANE un análisis de las caídas de presión que evite fallos repentinos en la operación.

10. Considerar la posibilidad de colocar un aislante térmico en la parte interior del techo de la planta, preferiblemente en las áreas del zinc, procurando que las difusoras queden libres para el ingreso de luz natural.

11. Se recomienda ejecutar un plan de mantenimiento preventivo de configuración, ajuste y programación en *software* del funcionamiento de los enfriadores, ya que, en los últimos meses, se han presentado alarmas de falla constantes en estos y la compañía no dispone de acceso a la programación directa de los *chillers*.

7 CAPÍTULO VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AAF International (12 de marzo de 2022). *Bobinas de refrigeración*.
<https://www.aafintl.com/es-es/power%20and%20industrial/browse%20products/nuclear/nuclear%20equipment/cooling%20coils>
- Ali Express. (25 de marzo de 2022). *Enfriador*
<https://es.aliexpress.com/item/4001022734513.html>
- Amazon. (23 de marzo de 2022). *SharkBite Conector*. <https://www.amazon.com/-/es/SharkBite-U3068FLEX24LFA-Conector-calentador-inoxidable/dp/B005O16CSY>
- ARCO. (2 de Marzo de 2022). <https://blog.valvulasarco.com/valvula-de-retencion-como-funcionan-donde-se-colocan>
- Argüello, F. (5 de octubre de 2020). *Infoteknico*. <https://www.infoteknico.com/que-es-la-ashrae/>
- Arnabat, I. (9 de noviembre de 2018). *Impacto de los refrigerantes en el medio ambiente: pasado, presente y futuro*. <https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/impacto-refrigerantes-en-medio-ambiente.html>
- ASHRAE. (2017). <https://www.ashrae.org/about/ashrae-en-espa%C3%B1ol>
- ASHRAE. (2017). *ASHRAE Handbook Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE. (2021). *ASHRAE*. <https://www.ashrae.org/about/ashrae-en-espa%C3%B1ol>
- Autoridad Reguladora de los Servicios Públicos [ARESEP]. (2022). *Tarifas vigentes de electricidad*. <https://aresep.go.cr/electricidad/tarifas>

Bell & Gosset. (7 de marzo de 2022). *Series e-1510 Base Mounted End Suction Pumps*.

<https://bellgossett.com/pumps-circulators/end-suction-pumps/e-1510/>

Bravo Antolín, R. (24 de agosto de 2021). *Recuperador entálpico vs sensible*.

<https://www.caloryfrio.com/construccion-sostenible/ventilacion-y-calidad-aire-interior/recuperador-entalpico-que-es.html>

Cambridgeair. (2020). *What is MAke-Up Air?* [https://www.cambridgeair.com/make-up-](https://www.cambridgeair.com/make-up-air#:~:text=WHAT%20IS%20MAKE%20DUP%20AIR,air%20that%20cannot%20be%20recirculated.)

[air#:~:text=WHAT%20IS%20MAKE%20DUP%20AIR,air%20that%20cannot%20be%20recirculated.](https://www.cambridgeair.com/make-up-air#:~:text=WHAT%20IS%20MAKE%20DUP%20AIR,air%20that%20cannot%20be%20recirculated.)

Carrier. (1980). *Manual de Aire Acondicionado*. Barcelona: Carrier.

Carrier. (2022). <https://www.carrier.com/commercial/en/us/software/hvac-system-design/hourly-analysis-program/>

Chacón, R. S. (2019). *MTI Mejoras Internas*. Alajuela Costa Rica.

Chaverra Agudelo, D. (22 de octubre de 2019). *Mercado de aire acondicionado de América Latina se recuperará*.

<https://www.acrlatinoamerica.com/201910228986/noticias/empresas/mercado-de-aire-acondicionado-de-america-latina-se-recuperara.html>

Citipedia. (5 de marzo de 2022). *Coyol*.

https://www.citipedia.info/city/general/Costa+Rica__Alajuela_Coyol_id_3624042_lang_es

Clima-Flex. (2022). *Clima-Flex*. <https://clima-flex.com/>

Comstock, W. S. (2016). *ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment*. Atlanta-Georgia.

- Conforempresarial. (7 de Abril de 2020). <https://www.conforempresarial.com/chiller-enfriado-por-aire/>
- Contreras, R. (15 de Febrero de 2021). <https://sistemamid.com/panel/uploads/biblioteca/1/923/929/5564.pdf>
- Díaz, J. F. (30 de setiembre de 2014). <https://juanfrancisco207.wordpress.com/tag/sistemas-de-aire-acondicionado/>
- Direct Industry. (27 de febrero de 2022). *Products*. <https://www.directindustry.es/prod/nibco/product-12637-681985.html>
- DREAMAX. (20 de marzo de 2022). *Válvula Reductora De Presión RF*. <http://es.shdreamax.com/vlvula-reductora-de-presin-rf-15408929699438520.html>
- Duque Guzmán, L. M. (9 de octubre de 2008). *Uso de refrigerante*. https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/59758536/Uso_refrigerantes20190616-38142-1cgcsfm-with-cover-page-v2.pdf?Expires=1649084658&Signature=Xfk-Lq7ZryXkRfe5nv14KL0g3znWkC6qHrq2IU2pLXvuJLpgoL8dPdxpeXG8Xy3BK49PcRBkZhSdf3uYwmw7V9xsAiCEVp2TYVThsQqNtjSNHpBmdD
- Ecochillers. (2021). *Torres de Enfriamiento*. <https://ecochillers.net/torres-de-enfriamiento/>
- EGTI. (20 de enero de 2020). *Agua fría o expansión directa? (Chiller o Unid. Condensadora)*. <https://www.egti.com.ar/agua-fria-o-expansion-directa-chiller-o-unid-condensadora/>
- Garro, A. (2020). *Bombas Hidráulicas*. Cartago.
- Gasservei. (2018). *R-410^a*. <https://gas-servei.com/shop/docs/ficha-tecnica-r-410a-gas-servei.pdf>
- Gómez, J. M. (2014). *Simulado de iluminación*. Costa Rica.

- González Báez, C. (18 de octubre de 2021). *Historia del aire acondicionado*.
<https://www.elaireacondicionado.com/articulos/historia-del-aire-acondicionado>
- Grados, C. (01 de Agosto de 2019). <https://0grados.com.mx/sistemas-hidronicos-carga-estatica-y-criterios-de-seleccion/>
- Greenheck. (2016). *Greenheck*.
[.https://content.greenheck.com/public/DAMProd/Original/10002/SAF_catalog.pdf](https://content.greenheck.com/public/DAMProd/Original/10002/SAF_catalog.pdf)
- Grupo Sacani. (2021). *Mezzanine*. <https://gruposacani.com/estructuras/mezzanines>
- Heiz24.de. (23 de Marzo de 2022). *Tanque de expansión*. <https://www.heiz24.de/Varem-tanque-de-expansion-de-60-litros-horizontal-Maxivarem-LS-60l-para-agua-de-servicio-Membrana-intercambiable-Nuevo>
- Herrera, V. (20 de setiembre de 2021). Ingeniero de Planta Micro Technologies. (J. I. Araya, Entrevistador)
- Hotowell. (1 de marzo de 2022). *Hotowell*. <https://www.hotowell.com/>
- Hyperphysics. (2019). <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/Kinetic/watvap.html#c1>
- IAASE. (22 de febrero de 2021). *Sistemas de Agua Helada para acondicionamiento de aire en Mexico*.
<https://iaase.com.mx/servicios/sistemas-de-agua-helada-para-acondicionamiento-de-aire-en-mexico/>
- Ibertrónica. (15 de febrero de 2022). *CFMs – Definición*. <https://ibertronica.es/blog/carpc/cfm-ventiladores-caja/#:~:text=CFM%20es%20la%20unidad%20de,se%20llega%20en%20operaciones%20rutinarias.>

- ICOM. (2007). <https://icomcompressors.com/producto/injectora-de-preformas-pet-marca-husky-modelo-hypet300-p100-120-e140/>
- Ingeniería Química Reviews [IQR]. (25 de agosto de 2020). *Ingeniería Química*. <https://www.ingenieriaquimicareviews.com/2020/08/placa-de-orificio-como-funciona.html>
- Instituto Meteorológico Nacional [IMN]. (15 de Marzo de 2022). *Condiciones del tiempo*. <https://www.imn.ac.cr/especial/estacionAbopac.html>
- Intensity. (3 de febrero de 2020). *Sistemas de Agua Helada – Tipos de bombeos*. <https://intensity.mx/es/blog/sistemas-de-agua-helada-tipos-de-bombeos>
- Iragorry, J. G. (2021). *Mundo HVCR*. <https://www.mundohvacr.com.mx/2014/10/eficiencia-y-consumo-energetico-en-sistemas-vrf/#:~:text=El%20prop%C3%B3sito%20del%20IEER%20es,independientes%20de%20cada%20caso%20particular.>
- Jones, W. P. (2005). *Air Conditioning Engineering*. Great Britain: MPG Books Ltd, Bodmin, Cornwall.
- Loría, M. F. (16 de Febrero de 2018). *Nueva planta de Microtechnologies, ubicada en el Coyol, generará 250 nuevos empleos*. <https://elsoldeoccidente.com/enlinea/2018/02/nueva-planta-de-microtechnologies-ubicada-en-el-coyol-generara-250-nuevos-empleos/>
- Lulka, J. (2020). *TechTarget*. <https://www.techtarget.com/searchdatacenter/definition/ASHRAE>
- Made in China. (2021). *Energy Saving Injection Machine Thermal Insulation Jacket with High Temperature Resistance*. <https://redsant.en.made-in->

china.com/product/UFEGjIIDvmai/China-Energy-Saving-Injection-Machine-Thermal-Insulation-Jacket-with-High-Temperature-Resistance.html

Made in China. (7 de marzo de 2022). *Products*. https://es.made-in-china.com/co_flygrow/product_2016-Different-Series-Copper-Evaporator-Coil_egooeehig.html

Madrid, C. d. (2007). *Etiquetado Energético. La suma de todos*.

Malvar. (2021). *Nuestros Productos*. <https://www.malvaringenieria.com/poliuretano.html#:~:text=Las%20ca%C3%B1uelas%20de%20poliuretano%20est%C3%A1n,gran%20durabilidad%20de%20la%20instalaci%C3%B3n>.

Maps. (16 de Marzo de 2022). <https://www.google.com/maps/dir/9.9909632,-84.262912/micro+technologies+en+el+coyol/@9.9920666,-84.267946,2616m/data=!3m1!1e3!4m9!4m8!1m1!4e1!1m5!1m1!1s0x8fa0f87eb2aa97cb:0xe7e31f248dfd3f08!2m2!1d-84.2654235!2d9.9923197>

Marcos del Cano, J. D. (2018). *Psicometría*. https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/58911669/Capitulo_7._Psicometria20190415-81321-1w4hizo-with-cover-page-v2.pdf?Expires=1648839937&Signature=ORieewsDPpAiqWYrMpVOcolYoHVtYtWCnKRvp6kN~2kS1Cg4GJq9~y08c0n9hZZCwGNJuLXXAK37c9bacUgHoz5Mm~euiTe05XJ-6EQNN8U4A

McDowall, R. (2006). *Fundamentals of HVAC Systems*. Estado Unidos: ELSEVIER.

Megama. (10 de junio de 2019). *La Electroerosión por Penetración*. <https://megama.es/electroerosion-de->

- Pita, E. G. (2004). *Acondicionamiento de Aire, Principios y Sistemas*. México: Prentice Hall.
- Plazas Monroy, J. P. (Julio de 2012). *Los refrigerantes y el medio ambiente (Universidad Politécnica de Catalunya)*.
https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/16336/Memoria_PFC_Plazas_Monroy_Juan_Pablo.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Preciogas. (2 de diciembre de 2021). <https://preciogas.com/instalaciones/equipamiento/aire-acondicionado#como-funciona-el-aire-acondicionado>
- RedsAnt. (2020). *Chaquetas de aislamiento de barril. Chaquetas de aislamiento de barril*.
<https://es.redsant.com/Chaquetas-de-aislamiento-de-barril-para-m%C3%A1quina-de-moldeo-por-inyecci%C3%B3n-pd43427384.html>
- Relesa. (20 de febrero de 2020). *Ventilación industrial*. <https://relesafrio.com/ventilacion-industrial-en-el-salvador-concepto-e-importancia/>
- ResearchGate. (15 de febrero de 2021). *Counter and parallel flow*.
https://www.researchgate.net/figure/Counter-and-parallel-flow-configurations-for-the-mono-tube-boiler_fig2_342204963
- RWA. (2020). *Products*. <https://wesellfans.com/products/make-up-air/>
- S&P: El Blog de la ventilación eficiente. (9 de abril de 2018). *Humedad relativa, específica y absoluta [incluye Carta Psicométrica]*. <https://www.solerpalau.com/es-es/blog/humedad-relativa-especifica-absoluta/>
- Sanguinetti Remusgo, E. (2017). *Manual de refrigeración y acondicionamiento de aire*. Perú: MACRO.

Sanimamp. (18 de diciembre de 2021). *Climatización Industrial: ¿Cómo funciona y por qué es importante?* <https://www.mhsanimamp.com/noticias/climatizacion-industrial-funcionamiento-e-importancia/>

Scribd. (5 de marzo de 2018). <https://www.scribd.com/document/391948356/Carta-Confort>

Significados. (23 de marzo de 2022). *Entalpía*. <https://www.significados.com/entalpia/>

Sodeca. (2021). *Recuperadores de calor unidades de filtración y tratamiento de aire*. https://www.sodeca.com/upload/imgNews/SODECA_CT05_Recuperadores_de_calor_unidades_de_filtracion_y_tratamiento_de_aire_2019_ES.pdf

Sotolongo, A. (15 de marzo de 2020). *ACR*. <https://www.acrlatinoamerica.com/201203154708/articulos/otros-enfoques/aire-acondicionado-y-certificacion-leed.html>

Stanford, H. W. (2003). *HVAC Water Chillers and Cooling Towers*. Nueva York: Marcel Dekker, Inc.

SugarMan, S. C. (2014). *Testing and Balancing HVAC Air and Water Systems*. Estados Unidos: Fairmont Press, Inc.

TechstreetStore. (16 de diciembre de 2021). *ASHRAE*. https://www.techstreet.com/publishers/ashrae?sid=goog&gclid=Cj0KCQjwt-6LBhDIARIsAIPRQcIot28HrxV0P1wsnsRd1uDo5067k9z8rObhdr6DH8tvPAuPvW3MFK0aAjgfEALw_wcB

Tecnología para la Industria. (24 de febrero de 2021). *Ductos textiles para distribución de aire en plantas industriales*. <https://tecnologiaparalaindustria.com/ductos-textiles-para-distribucion-de-aire-en-plantas-industriales/>

TLV. (2022). <https://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-valves.html>

Trane. (2008). *Trane*. https://www.trane.com/Resources/Partners/E084C5D4-F6D0-4AED-92C2-0BAE6A9B4553/documents/BAS-PRC034-EN_1208.pdf

TRANE. (Setiembre de 2015). *Catálogo de productos*. [https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/productos-sistemas/equipamentos/Chillers/Chillers_Scroll-Condensacao_Ar/CGAM/Cat%C3%A1logo_Produto-CGAM\(CG-PRC018C-ES\)%20small.pdf](https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/productos-sistemas/equipamentos/Chillers/Chillers_Scroll-Condensacao_Ar/CGAM/Cat%C3%A1logo_Produto-CGAM(CG-PRC018C-ES)%20small.pdf)

TRANE. (Junio de 2021). https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/global/products-systems/equipment/unitary/dedicated-air-solutions/OAU-SVX01K-EN_06182021.pdf

Trane. (23 de octubre de 2021). *Trane TM SC*. <https://www.trane.com/commercial/latin-america/cl/es/controls/building-Management/tracer-sc.html>

Vásquez-García, A., Matus-Gardea, J., Cetina-Alcalá, V., Sangerman-Jarquín, D., Rendón Sánchez, G., & Caamal Cauich, I. (2017). Análisis de rentabilidad de una empresa integradora de aprovechamiento de madera de pino. *Revista mexicana de ciencias agrícolas*, 8(3). http://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S2007-09342017000300649

Vaviri. (22 de enero de 2022). *HVAC*. <http://www.vaviri.com/hvac.htm>

Wang, S. K. (2001). *Handbook of air conditioning and refrigeration*. Nueva York: McGraw-Hill.

8 CAPÍTULO VIII. APÉNDICES

A. TOMA DE DATOS POR ÁREAS EN PLANTA MICRO TECHNOLOGIES S.A. PARA CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Figura 101. Toma de datos para cálculo de carga térmica en planta Micro Technologies S.A.

1

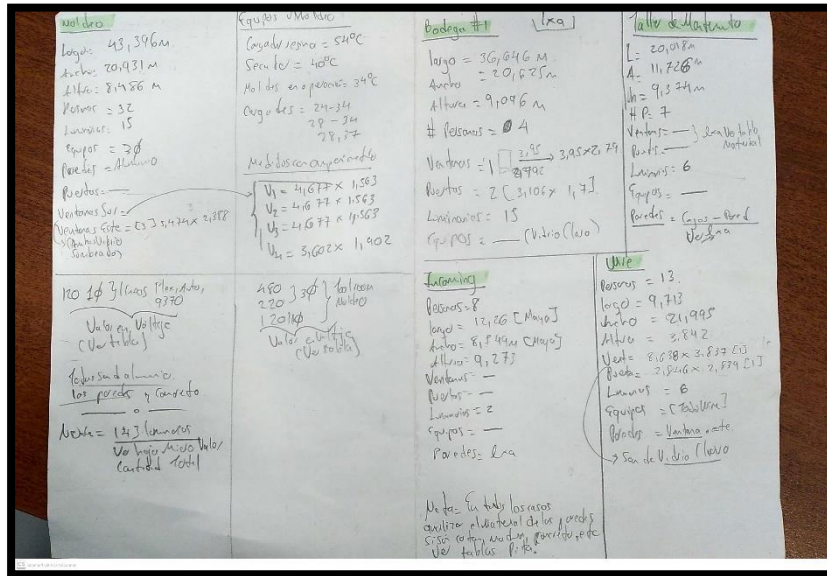
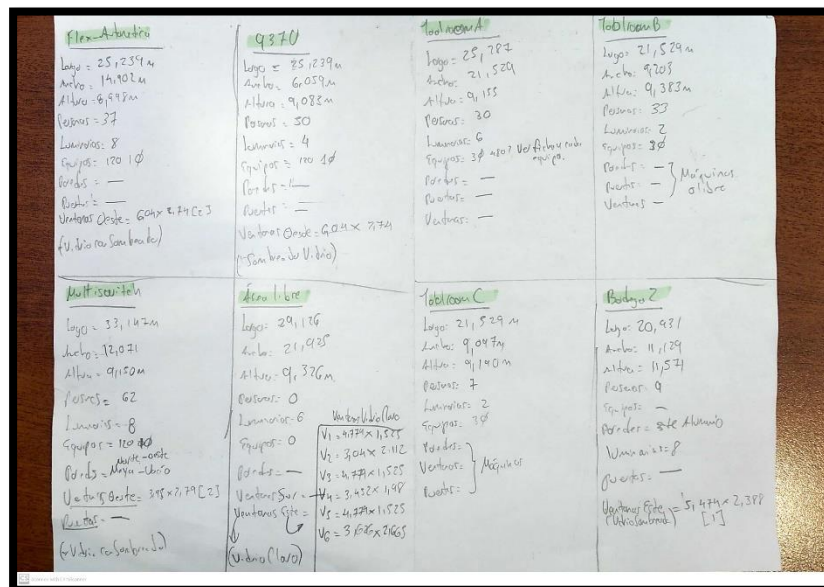


Figura 102. Toma de datos para cálculo de carga térmica en planta Micro Technologies S.A.

2



B. DATOS GENERALES DE RECINTOS PARA CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Tabla 59. Datos generales de recinto para cálculo de carga térmica

Zona	Piso	Área (m2)	Volumen (m3)
Bodega 1	1	755,82	6874,97
Multiswitch		400,12	3661,07
Línea 9370		152,92	1389,00
Línea Flex y Automática		376,11	3384,25
Wire		279,62	2516,04
Área Libre		638,59	5955,47
Toolroom A		544,40	4984,02
Toolroom B		198,13	1859,07
Toolroom C		232,24	2134,26
Taller de Mantenimiento		234,73	2200,37
Incoming		104,81	971,91
Bodega 2		506,36	5859,10
Moldeo		1033,91	8773,74
Micromaquinado		409,19	3472,38057
Total			5866,96

Lugar	Hora	Mes	Temp. BS (°C)	Temp. BS (°C)	Temp. BH (°C)	Temp. BH (°C)	HR (%)
Coyol Alajuela	10:00	Marzo	31.40	88.52	24.68	76.424	59

Notas en cálculo	Notas para colores				Notas para cielo raso	
Celdas de formula Amarillo	K	1	0.5	0.65	f=0.75	f=1
Celdas de datos sin contenido en blanco	Color	Superficies oscuras	Techos claros	Paredes claras	Techo falso	Demás casos
Condición si hay sombra o no.						
si: $Q = FGCS * A * CS * FCE$						
no: $Q = FGCS * A * FC * FCE * CS$						
Radiación difusa tomar en cuenta a latitudes mayores a 40° N, pero CR 10° N						

C. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE MOLDEO

Tabla 60. Cálculo de carga térmica para recinto de moldeo

CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO															
Proyecto:	Micro Technologies S.A			Consideraciones de diseño						Factor corrección					
Recinto:	Tínica Filal #4			Interior			Exterior			L Total par. ext		ft			
Ubicación:	Coyul Alajuela- Costa Rica			TBS	76.8	87.5	F	U pared ext.	BTU/h-ft ² -F		F				
Latitud:	10			TBS	24.83	30.83	°C	U vidrios ext.	BTU/h-ft ² -F		F				
Ingeniero:	J. Torres			TBH	62.96	75.3	°F	A de paredes	ft ²		F				
Fecha:	15/3/22			TBH	17.2	24.33	°C	A de vidrios	ft ²		F				
Mes base:	Marzo			Temp	76.8	87.5	°F	K (conductancia)	ft ²		F				
Hora solar:	10:00 a.m.			Temp	24.83	30.83	°C	c (Factor corrección)	1.00		F				
h paredes:	3.10	23.86		ZHR	50	63									
Ganancias por conducción															
Vidrios	Dirección	Color	U (TA.8)	A total		DTCE °F (T6.5)		FC	RSHG BTU/h						
				m ²	ft ²	Valor tabla	Corregido								
	N	No aplica	0	0.00	0.00	0	3.70	1.00	0.00						
	S	No aplica	1.04	125.30	1348.73	4	7.70	1.00	10800.52						
	E	No aplica	1.04		0.00	13	16.70	1.00	0.00	Total RSHG BTU/h 7.70					
D	No aplica	1.04	58.90	634.00	0	3.70	1.00	2439.63	13240.25						
Pared exterior	Grupo (T6.3)	Dir	Color	K	U T.A7	A m²	A ft²	DTCE (T6.2)	LM (T6.4)	DTCE °F	FC	RSHG BTU/h			
	N		Claro	0.50			0.00			3.70	1.00	0.00			
	S		Claro	0.50	0.58	303.37	3265.48	5		6.20	1.00	11742.66			
	E		Claro	0.50	0.58	240.97	2593.78	19		13.20	1.00	19858.01	Total RSHG BTU/h		
	O		Claro	0.50			0.00			3.70	1.00	0.00	31600.68		
Techo	LM (HDRA)	Color	K	U T.6.1A7	A m²	A ft²	DTCE T 6.1	f	DTCE	Fc	RSHG BTU/h				
Puerta ext	-3	Claro	0.5	0.64	240.97	2592.44	34	1	19.20	1.00	31855.84				
Puerta int						0.00				1.00	0.00				
Piso sup.					1.80	19.38	5.70			1.00	0.00				
Partición					0	0.00	5.70			1.00	0.00				
Ventanas					11.34	122.06	5.70			1.00	0.00	Total RSHG BTU/h 31855.84			
						0.00	5.70			1.00	0.00				
Ganancias por radiación															
Estructura	Dirección	FGCS (T6.6)			Área ext. ft²		CS (Tabla 6.7)	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG BTU/h					
Difusoras	N	36.5			0.00		0.34	0.75	1.00	0.00					
	S	64.5			0.00		0.34	0.58	1.00	0.00					
	E	240.5			865.30		0.34	0.14	1.00	27386.57	Total RSHG BTU/h				
	O	241			210.8		0.34	0.29	1.00	0.00	27386.57				
Luminarias	Componente			BTU/watts		W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG BTU/h						
	Fluorescente			3.41		54	1.00	1.25	230.32	Total RSHG BTU/h					
Incandescente			3.41			1.00	1.00	0.00	230.32						
Equipos	Componente			BTU/W	W_s (watts)	W_e (watts)	BTU_s/h	BTU_e/h	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h				
	Equipo eléctrico común			3.41			444657.18		No aplica	444657.18	0	Total RSHG BTU/h			
Otros equipos			3.41					No aplica	0	0	444657.18				
Personas	Tipo de ganancia			BTU/h per Tabla 6.11			Número de personas		FCE Tabla 6.12	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h				
	Calor latente			345			30		No aplica	No aplica	10350.00	Total RSHG BTU/h			
	Calor sensible			435			30		1	13050.00	No aplica	13050.00			
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras														
			Longitud (ft)		0.00	Infiltración (CFM/ft)		1	CFM (ft³/min)	DT (°F)	RSHG BTU/h	W (gr/ft³)	RLHG BTU/h		
	Puertas				0.00			0.75	748.73	5.70	4634.51	57.39	23220.08	4634.51	
Ventanas				938.30									23220.08		
Ganancia de calor del recinto											RSHG BTU/h	RLHG BTU/h			
											566715.35	39570.06			
Ductos	Tipo de ducto			Área m²	Área ft²	U	CT (recinto o suministro?)	RGHS BTU/h							
	Ducto de retorno				0.00			0.00							
Ducto de suministro				0.00			0.00								
Ventilación	Factor			CFM/p T.6.15	Número de personas	Cambio de temperatura	We-Wi	RGHS BTU/h	RLHG BTU/h						
	Sensible			1.25	15.00	30	10.70	No aplica	6018.75	No aplica	6018.75				
	Latente			0.85			No aplica	57.39	No aplica	21952.36	21952.36				
Ganancia por ventilador Forzado				2.50%											
Carga de enfriamiento											RGHS BTU/h	RLHG BTU/h	Total toneladas		
											572734.10	61522.42	61.85		
Psicrometría															
Suministro	DT (°F)	CFM	BS (F)	Pendiente	BH (F)	W (grains/lb)	CFM/ton								
	25	20826.63	51.80	0.90			394.04								
Mezcla	CFM retorno	CFM aire fresco	BS (F)	W (grains/lb)	BH (F)										
	20376.63	450.00	77.03												

D. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE BODEGA 1

Tabla 61. Cálculo de carga térmica para recinto de bodega 1

CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO													
Proyecto: Micro Technologies S.A		Consideraciones de diseño				Factor corrección							
Recinto: Finca Filal #4		Interior/Exterior				L Total par. ext							
Ubicación: Coyoil Alajuela-Costa Rica		TBS 76.1 88.52 F				Upared ext							
Latitud: 10		TDS 24.50 31.40 C				U vidrios ext							
Ingeniero: J. Torres		TSH 63 76.42 F				A de paredes							
Fecha: 15/3/22		Temp 76.1 88.52 F				A de vidrios							
Mes base: Marzo		Temp 24.50 31.40 C				K (conductancia)							
Hora solar: 10:00 a.m.		%HR 50.3 53				Fc (Factor corrección)							
h paredes: 3,10 23,84													
Ganancias por conducción													
Vidrios	Dirección	Color	U (TA.8)	A total		DTCE °F (T6.5)		FC	RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h			
				m ²	ft ²	Valor tabla	Corregido						
	N	No aplica											
	S												
	E												
O													
			0,61	####	####	4	3,42	1,00	12011,78	12011,78			
Pared exterior	Tipo	Dir	Color	K	U T.A.7	A m ²	A ft ²	DTCE (T6.2)	LM (T6.4)	DTCE °F	FC	RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h
	N	Clara	##	0,58	233,26	####	8		13,42	1,00	19543,15		
	S	Clara	##							1,00			
	E	Clara	##							1,00			
	O	Clara	##	0,58	213,36	132,36	8		13,42	1,00	1030,24	20573,38	
Techo	LM (HORA)	Color	K	U T.6.1A7	A m ²	A ft ²	DTCE T.6.1	f	DTCE °F	Fc	RSHG BTU/h		
	-3	Grisceo	1	0,84	####	####	34	1	36,42	1,00	83534,44		
	Puerta ext		Puerta int		Piso sup.		Piso sup.		Partición		Ventanas		
	No aplica		No aplica		No aplica		No aplica		No aplica		No aplica		
	0,00		0,00		0,00		0,00		0,00		0,00		
											Total RSHG BTU/h		
											189534,44		
Ganancias por radiación													
Estructura	Dirección	FGCS (T6.6)	Área, m ²	CS (Tabla 6.7)	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h					
	N	240,5	365,30	0,94	0,14	1,00	1561,67						
	S	0	0,00				1,00		0,00				
	E	240,5	365,30				1,00		0,00				
	O	0	0	365,30	0,94	0,14	1,00		0,00				
							Total RSHG BTU/h	11561,67					
Luminarias	Componente		BTU/watts	W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h					
	Fluorescente		3,41	54	1,00	1,25	230,32	230,32					
							Total RSHG BTU/h	230,32					
Equipos	Componente		BTU/h	W _e (watts)	W _t (watts)	BTU/h	BTU _t /h	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h	Total RSHG BTU/h		
	Equipo eléctrico común		3,41						No aplica	0	0	0,00	
Otros equipos		3,41							0	0	0,00		
											Total RSHG BTU/h	0,00	
Personas	Tipo de ganancia		BTU/h per Tabla 6.11		Número de personas		FCE Tabla 6.12	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h	Total RSHG BTU/h			
	Calor latente		345		9		No aplica	No aplica	3105,00				
	Calor sensible		435				0,89	3484,35	No aplica	6589,35			
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras					CFM (ft ³ /min)	DT (°F)	RSHG BTU/h	W (gr/lb)	RLHG BTU/h	Total RSHG BTU/h		
	Puertas		Longitud (ft)	1091,40	Infiltración (CFM/h)	1	1091,40	12,42	14910,71	57,39	#####		
	Ventanas		1,90			0,75	1,43	1,90	2,98	57,39	55,61		
							Total RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h			
							42649,05	252309,83	48154,05	48154,05			
Ganancia de calor del recinto													
							RGHS BTU/h	RLHG BTU/h					
							252309,83	48154,05					
Ductos	Tipo de ducto		Área m ²	Área ft ²	U	CT (recinto o suministro?)	RGHS BTU/h						
	Ducto de retorno						0,00						
	Ducto de suministro						0,00						
Ventilación	Factor		CFM/p T.6.15	Número de personas	Cambio de temperatura	W _e -W _t	RGHS BTU/h	RLHG BTU/h					
	Sensible		1,25	15,00	12,42	No aplica	2035,88	No aplica					
	Latente		0,85		No aplica	57,39	No aplica	6369,71					
Ganancia por ventilador Forzado							2,50%						
							RGHS BTU/h	RLHG BTU/h					
							254405,50	52333,76	Total toneladas				
							25,56						
Psicrometría													
Suministro		DT (°F)	CFM	BS (°F)	Pendiente	BH (°F)	W (grains/lb)	CFM/ton					
		25	3251,11	51,0	0,63			361,31					
Mezcla		CFM retorno	CFM aire fresco	BS (°F)	W (grains/lb)	BH (°F)							
		3116,11	135,00	76,28									

E. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE MULTISWITCH

Tabla 62. Cálculo de carga térmica para recinto de Multiswitch

CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO														
Proyecto:	Micro Technologies S.A		Consideraciones de diseño					Factor corrección						
Recinto:	Finca Filial #4		Interior		Exterior			L Total par. ext		ft				
Ubicación:	Coyol Alajuela- Costa Rica		TBS	77	87,3	F			U pared ext.		BTU/h-ft ² -F			
Latitud:	10		TBS	25,00	30,72	C			U vidrios ext.		BTU/h-ft ² -F			
Ingeniero:	J. Torres		TBH	62,96	74,12	F			A de paredes		ft ²			
Fecha:	15/3/22		TBH	17,2	23,40	C			A de vidrios		ft ²			
Mes base:	Marzo		Temp	77	87,3	F			K (conductancia)					
Hora solar:	10:00 a.m.		Temp	25,00	30,72	C			Fc (Factor corrección)		1,00			
h paredes:	9,10	23,86	%HR	50	62									
Ganancias por conducción														
Vidrios	Dirección	Color	U (TA.8)	A total		DTCE F (T6.5)		FC	RSHG BTU/h					
				m ²	ft ²	Valor tabla	Corregido							
	N	No aplica	0	0,00	0,00	0	3,30			1,00	0,00			
	S		0	0,00	0,00	0	3,30			1,00	0,00			
	E		0	0,00	0,00	0	3,30			1,00	0,00			
O	0		0,00	0,00	0	3,30	1,00	0,00						
									Total RSHG BTU/h	3,30				
									Total RSHG BTU/h	0,00				
Pared exterior	Grupo	Dir	color	K	U T.6.7	A m ²	A ft ²	DTCE T.6.2	LM (T.6.4)	DTCE F	FC	RSHG BTU/h		
	N	Claro	0,50	0,58	125,30	1348,73	6			6,30	1,00	4928,26		
	S	Claro	0,50			0,00				3,30	1,00	0,00		
	O	Claro	0,50	0,58	98,63	1061,65	6			6,30	1,00	3879,28		
	E	Claro	0,50			0,00				3,30	1,00	0,00		
									Total RSHG BTU/h	8807,54				
Techo	LM (HORA)	Color	K	U T.6.7	A m ²	A ft ²	DTCE T.6.1	f	DTCE	Fc	RSHG BTU/h			
	-3	Claro	0,5	0,64	130,56	1404,62	34	1	18,80	1,00	16900,35			
	Puerta ext		No aplica			0,00	0,00	0,00	No aplica		0,00	0,00		
	Puerta int					0,00	0,00	0,00		0,00				
	Piso sup.					0,00	0,00	0,00		0,00				
Partición					0,00	0,00	0,00	0,00						
Ventanas					0,00	0,00	0,00	0,00						
									Total RSHG BTU/h	16900,35				
Ganancias por radiación														
Estructura	Dirección	FGCS (T6.6)	Área m ²	CS (Tabla 6.7)	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG BTU/h							
Difusoras	N	36,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00							
	S	64,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00							
	E	240,5	368,90	0,34	0,14	1,00	11675,61							
	O	240,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00							
							Total RSHG BTU/h	11675,61						
Luminarias	Componente	BTU/watts	W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG BTU/h								
	Fluorescente	3,41	54	1,00	1,25	230,32								
						Total RSHG BTU/h	230,32							
Equipos	Componente	BTU/W	W _e (watts)	W _i (watts)	BTU _e /h	BTU _i /h	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h					
	Equipo eléctrico común				135772,01		No aplica	135772,0144	0					
Otros equipos		0,00						0	0					
									Total RSHG BTU/h	135772,01				
Personas	Tipo de ganancia	BTU/h per Tabla 6.11	Número de personas	FCE Tabla 6.12	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h								
	Calor latente	345	37	No aplica	No aplica	12765,00								
	Calor sensible	695		1	25715,00	No aplica								
						Total RSHG BTU/h	25715,00							
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras				CFM (ft ³ /min)	DT (F)	RSHG BTU/h	W (gr/lb)	RLHG BTU/h					
	Puertas	Longitud (ft)	0,00	Infiltración (CFM/ft)	1	0,00	10,30	0,00	57,39					
	Ventanas	72,31			0,75	54,23	5,30	316,16	57,39					
									Total RSHG BTU/h	2116,50				
								RSHG BTU/h	18947,01					
								RLHG BTU/h	14881,50					
Ganancia de calor del recinto														
Ductos	Tipo de ducto	Área m ²	Área ft ²	U	CT (recinto o suministro?)	RSHG BTU/h								
	Ducto de retorno		0,00			0,00								
	Ducto de suministro		0,00			0,00								
Ventilación	Factor	CFM/p T. 6.15	Número de personas	Cambio de temperatura	W _e -W _i	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h							
	Sensible	1,25	15,00	37	10,30	No aplica	7145,63	No aplica						
	Latente	0,85			No aplica	57,39	No aplica	27074,58						
Ganancia por ventilador Forzado							2,50%							
								RSHG BTU/h	41956,08					
								RLHG BTU/h	206562,63					
								Total toneladas	20,71					
Psicrometría														
Suministro	DT (F)	CFM	BS (F)	Pendiente	BH (F)	W (grains/lb)	CFM/ton							
	25	7511,37	52,00	0,83			362,63							
Mezcla	CFM retorno	CFM aire fresco	BS (F)	W (grains/lb)	BH (F)									
	6356,37	555,00	77,76											

F. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE LÍNEA 9370

Tabla 63. Cálculo de carga térmica para recinto de Línea 9370

CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO												
Proyecto: Micro Tecnologías S.A Recinto: Finca Filial #4 Ubicación: Coyoalajuela- Costa Rica Latitud: 10 Ingeniero: J. Torres Fecha: 15/3/22 Mes base: Marzo Hora solar: 10:00 a.m. h paredes: 3,10 29,86			Consideraciones de diseño Interior Exterior TBS 76,8 87,5 °F TBS 24,89 30,83 °C TBH 62,96 74,12 °F TBH 17,2 23,40 °C Temp 76,8 87,5 °F Temp 24,89 30,83 °C %HR 50 64					Factor corrección L Total par. ext U pared ext. BTU/h-ft ² -F U vidrios ext. BTU/h-ft ² -F A de paredes ft ² A de vidrios ft ² K (conductancia) Fc (Factor corrección) 1,00				
Ganancias por conducción												
Vidrios	Dirección	Color	U (TA.8)	A total		DTCE °F (T6.5)		FC	RSHG BTU/h	7,70	Total RSHG BTU/h	
			m ² ft ²		Factor tabl. Corregido							
	N		0	0,00	0	3,70	1,00	0,00				
	S		0	0,00	0	3,70	1,00	0,00				
	E	No aplica	0	0,00	0	3,70	1,00	0,00				
O		1,04	152,32	1646,06	4	7,70	1,00	13181,68	13181,68			
Pared exterior	Grupo (T6.3)	Dir	Color	K	U T.A.7	A m ²	A ft ²	DTCE (T6.2)	LM (T6.4)	DTCE °F	FC	RSHG BTU/h
	N	Clar	1,00			0,00	0,00			3,70	1,00	0,00
	S	Clar	1,00			0,00	0,00			3,70	1,00	0,00
	E	Clar	1,00	0,58	152,32	1646,06	26			29,70	1,00	28355,10
	O	Clar	1,00			0,00	0,00			3,70	1,00	0,00
28355,10	Total RSHG BTU/h	28355,10										
Techo	LM (HORA)	Color	K	U T.6.1/A7	A m ²	A ft ²	DTCE T.6.1	f	DTCE °	Fc	RSHG BTU/h	
	-3	Clar	0,5	0,64	152,32	1645,21	34	1	19,20	1,00	20216,31	
	Puerta ext				0,00	0,00	0,00			1,00	0,00	
	Puerta int				0,00	0,00	0,00			1,00	0,00	
	Piso sup.				0,00	0,00	0,00			1,00	0,00	
20216,31	Total RSHG BTU/h	20216,31										
Ganancias por radiación												
Estructura	Dirección	FGCS (T6.6)	Área m ²	Área ft ²	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG BTU/h					
	N	36,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00					
	S	64,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00					
	E	240,5	378,60	0,94	0,14	1,00	11982,61					
	O	240,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00					
11982,61	Total RSHG BTU/h	11982,61										
Luminarias	Componente	BTU/watts	W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG BTU/h						
	Fluorescente	3,41	54	1,00	1,25	230,32						
	incandescente	3,41		1,00	1,00	0,00						
230,32	Total RSHG BTU/h	230,32										
Equipos	Componente	BTU/W	W _e (watts)	W _t (watts)	BTU _e /h	BTU _t /h	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h			
	Equipo eléctrico común	3,41	0		87978,00		No aplica	87978	0			
	Otros equipos	0,00						0	0			
87978	Total RSHG BTU/h	87978										
Personas	Tipo de ganancia	BTU/h per Tabla 6.11	Número de personas	FCE Tabla 6.12	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h						
	Calor latente	345	48	No aplica	No aplica	16560,00						
	Calor sensible	435		1	20880,00	No aplica						
20880,00	Total RSHG BTU/h	20880,00										
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras					CFM (ft ³ /min)	DT (°F)	RSHG BTU/h	W (gr/lb)	RLHG BTU/h		
	Puertas	Longitud (ft)	0,00	Infiltración (CFM/ft)	1	0,00	10,70	0,00	57,39	0,00		
	Ventanas	54,29	0,75	40,72	5,70	255,30	57,39	1585,06				
1585,06	Total RSHG	1585,06										
Ganancia de calor del recinto								183079,33	1849,06			
Ductos	Tipo de ducto	Área m ²	Área ft ²	U	CT (¿recinto o suministro?)	RGHS BTU/h						
	Ducto de retorno		0,00			0,00						
	Ducto de suministro		0,00			0,00						
Ventilación	Factor	CFM/tp T.6.15	Número de personas	Cambio de temperatura	W _e -W _t	RGHS BTU/h	RLHG BTU/h					
	Sensible	1,25	15,00	10,70	No aplica	9630,00	No aplica					
	Latente	0,85		No aplica	57,39	No aplica	35123,78					
9630,00	Ganancia por ventilador Forzado	2,50%										
Carga de enfriamiento								192709,33	53272,84	20,50		
Psicrometría												
Suministro	DT (°F)	CFM	BS (°F)	Pendiente	BH (°F)	W (grains/lb)	CFM/ton					
	25	7007,61	51,80	0,76			341,86					
Mezcla	CFM retorno	CFM aire fresco	BS (°F)	W (grains/lb)	BH (°F)							
	6287,61	720,00	77,90									

G. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE LÍNEA 9375 AUTOMÁTICA Y FLEX

Tabla 64. Cálculo de carga térmica para recinto de Línea 9375 Automática y Flex

CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO															
Proyecto: Micro Technologies S.A			Consideraciones de diseño					Factor corrección							
Recinto: Finca Filial #4			Interior/Exterior					L Total par. ext. ft							
Ubicación: Coyoil Alajuela-Costa Rica			TBS 76.8 187.5 °F					U pared ext. BTU/h-ft ² -F							
Latitud: 10			TBS 24.89 30.83 °C					U vidrios ext. BTU/h-ft ² -F							
Ingeniero: J. Torres			TBH 63 75.9 °F					A de paredes ft ²							
Fecha: 15/3/22			TBH 17.2 24.39 °C					A de vidrios ft ²							
Mes base: Marzo			Temp 76.8 187.5 °F					K (conductancia)							
Hora solar: 10:00 a.m.			Temp 24.89 30.83 °C					f_c (Factor corrección) 1.00							
h paredes: 9,10 29,86			ΣHR 50 63												
Ganancias por conducción															
Vidrios	Dirección	Color	U (TA.8)	A total	DTCE F (T6.5)		FC	RSHG							
				m ²	ft ²	Valor tabl	Corregido	BTU/h							
	N	No aplica	0	0,00	0,00	0	3,70	1,00	0,00						
	S		0	0,00	0,00	0	3,70	1,00	0,00						
	E		1,04		0,00	13	16,70	1,00	0,00						
O	1,04		####	#####	4	7,70	1,00	14300,27							
									7,70						
									Total RSHG						
									BTU/h						
									14300,27						
Pared exterior	Grupo	Dir	Color	K	U T.A.7	A m ²	A ft ²	DTCE (T6.2)	LM (T6.4)	DTCE F	FC	RSHG			
												BTU/h			
	N	No aplica	claro	0,50			0,00			3,70	1,00	0,00			
	S		claro	0,50		0,00			3,70	1,00	0,00				
	E		claro	0,50	0,58	165,90	#####	26		16,70	1,00	17296,75			
O	claro		0,50		0,00			3,70	1,00	0,00					
												Total RSHG			
												BTU/h			
												17296,75			
Techo	LM (HORA)	Color	K	U T.6.1/A7	A m ²	A ft ²	DTCE T.6.	f	DTCE _s	F _c	RSHG				
											BTU/h				
	-3	claro	1	0,64	####	#####	34	1	34,70	1,00	39637,25				
	Puerta ext	No aplica				0,00	5,70			1,00	0,00				
	Puerta int			0	1,80	19,36	5,70			1,00	0,00				
Piso sup.			0	0,00	0,00	5,70			1,00	0,00					
Partición			0	11,34	122,06	5,70			1,00	0,00					
												Total RSHG			
												BTU/h			
												39637,25			
Ganancias por radiación															
Estructura	Dirección	FGCS (T6.6)	Área _{ext.} ft ²	FC	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG								
							BTU/h								
	N	36,5	0,00	0,34	0,75	1,00	0,00								
	S	64,5	0,00	0,34	0,58	1,00	0,00								
	E	240,5	769,30	0,34	0,14	1,00	24348,19								
							Total RSHG								
							BTU/h								
							24348,19								
Luminarias	Componente		BTU/watts	W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG								
							BTU/h								
	Fluorescente		3,41	54	1,00	1,25	230,32								
Incandescente		3,41		1,00	1,00	0,00									
							Total RSHG								
							BTU/h								
							230,32								
Equipos	Componente		BTU/w	W (watt)	W _L (watts)	BTU _L /h	BTU _L /h	FB	RSHG	RLHG					
	Equipo eléctrico común		3,41			156723,60			No aplica	156723,6	0				
Otros equipos		3,41							0	0					
									Total RSHG						
									BTU/h						
									156723,6						
Personas	Tipo de ganancia		BTU/h per	Número de personas	FCE	RSHG	RLHG								
			Tabla 6.11		Tabla 6.12	BTU/h	BTU/h								
	Calor latente		345	42	No aplica	No aplica	14490,00								
Calor sensible		435		1		18270,00	No aplica								
									Total RSHG						
									BTU/h						
									18270,00						
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras					CFM (ft ³ /min)	DT (F)	RSHG	W (gr/lb)	RLHG					
								BTU/h		BTU/h					
	Puertas	Longitud (ft)	0,00	Infiltración (CFM/R)	1	0,00	10,70	0,00	57,39	0,00					
Ventanas	108,59		0,75	81,44	5,70	510,64	57,39	3178,41							
									510,64						
									3178,41						
									Total RSHG						
									BTU/h						
									271317,02						
									17666,41						
Ganancia de calor del recinto															
Ductos	Tipo de ducto		Area m ²	Area ft ²	U	CT (recinto o suministro?)	RGHS								
							BTU/h								
	Ducto de retorno			0,00			0,00								
Ducto de suministro			0,00			0,00									
Ventilación	Factor	CFM p T.A.4.	numero de personas	Cambio de temperatura	W _e -W _i	RGHS	RLHG								
						BTU/h	BTU/h								
	Sensible	1,25	15,00	42	10,70	No aplica	8426,25	No aplica							
Latente	0,85			No aplica	57,39	No aplica	30733,31								
									Ganancia por ventilador Forzado						
									2,50%						
									RGHS						
									BTU/h						
									275743,27						
									RLHG						
									BTU/h						
									48401,72						
									Total toneladas						
									37,35						
Psicometría															
Suministro	DT (F)	CFM	BS (F)	Pendiente	BH (F)	W (grains/lb)	CFM/lton								
	25	10172,48	51,80	0,85			372,00								
Mezcla	CFM retorno	CFM aire fresco	BS (F)	W (grains/lb)	BH (F)										
	3542,48	630,00	77,46												

H. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE WIRE

Tabla 65. Cálculo de carga térmica para recinto de Wire

CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO												
Proyecto:	Micro Technologies S.A			Consideraciones de diseño				Factor corrección				
Recinto:	Finca Filial #4			Interior		Exterior		L Total par. ext.		ft		
Ubicación:	Joyol Alajuela- Costa Rica			TBS	78.1	89.3	F	U pared ext.		BTU/h-ft ² -F		
Latitud:	10			TBS	25.61	31.83	C	U vidrios ext.		BTU/h-ft ² -F		
Ingeniero:	J. Torres			TBH	63.1	75.6	F	A de paredes		ft ²		
Fecha:	15/3/22			TBH	17.3	24.22	C	A de vidrios		ft ²		
Mes base:	Marzo			Temp	78.1	89.3	F	K (conductancia)				
Hora solar:	1:00 a.m.			Temp	25.61	31.83	C	Fc (Factor corrección)		1.00		
h paredes:	9.10	23.86		1/2HR	50	62						
Ganancias por conducción												
Vidrios	Dirección	Color	U (TA.8)	A total		DTCE F (T6.5)		FC	RSHG BTU/h	8.20	Total RSHG BTU/h	
				m ²	ft ²	Valor tabl.	Corregido					
	N			0	0.00	13	17.20	1.00	0.00			
	S			0	0.00	13	17.20	1.00	0.00			
	E	No aplica		0	0.00	13	17.20	1.00	0.00			
O			1.04	76.67	825.25	4	8.20	1.00	7037.69			
Pared exterior	Grupo	Dir	Color	K	U T.A7	A m ²	A ft ²	DTCE (T6.2)	LM (T6.4)	DTCE F	FC	RSHG BTU/h
	N	claro	0.50				0.00			4.20	1.00	0.00
	S	claro	0.50	0.58	223.35	2404.14	6			7.20	1.00	10039.71
	E	claro	0.50				0.00			4.20	1.00	0.00
	O	claro	0.50				0.00			4.20	1.00	0.00
Total RSHG BTU/h 10039.71												
Techo	M (HORAS)	Color	K	U T.6.1A7	A m ²	A ft ²	DTCE T.6.	f	DTCE _c	Fc	RSHG BTU/h	
	-3	claro	0.5	0.64	####	3008.29	34	1	19.70	1.00	37928.52	
	Puerta ext					0.00	6.20			1.00	0.00	
	Puerta int					0.00	6.20			1.00	0.00	
	Piso sup.					0.00	6.20			1.00	0.00	
Partición	No aplica			0	0.00	0.00	6.20			1.00	0.00	
Ventanas						0.00	6.20			1.00	0.00	
Total RSHG BTU/h 37928.52												
Ganancias por radiación												
Estructura	Dirección	FGCS (T6.6)		Área m ²	ft ²	U (Tabla 6.7)	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG BTU/h			
Difusoras	N	36.5		0.00	0.94	0.75	1.00	0.00				
	S	64.5		0.00	0.94	0.58	1.00	0.00				
	E	240.5		0.00	0.94	0.14	1.00	0.00				
	O	240.5		435.30	0.94	0.14	1.00	13777.16				
Total RSHG BTU/h 13777.16												
Luminarias	Componente	BTU/watts	W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG BTU/h						
	Fluorescente	3.41	54	1.00	1.25	230.32						
	Incandescente	3.41		1.00	1.00	0.00						
Total RSHG BTU/h 230.32												
Equipos	Componente	BTU/W	W (watts)	BTU/h	BTU ₁ /h	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h				
	Equipo eléctrico común	3.41	0	168735.00		No aplica	168735	0				
	Otros equipos	3.41					0	0				
Total RSHG BTU/h 168735												
Personas	Tipo de ganancia	BTU/h per Tabla 6.11	Número de personas	FCE Tabla 6.12	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h						
	Calor latente	345	18	No aplica	No aplica	6210.00						
	Calor sensible	435		1	7830.00	No aplica						
Total RSHG BTU/h 7830.00												
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras				CFM (ft ³ /min)	DT (F)	RSHG BTU/h	W (gr/lb)	RLHG BTU/h			
	Puertas			0.00	1	0.00	11.20	57.39	0.00			
	Ventanas	Longitud (ft)		155.36	Infiltración (CFM/ft)	0.75	116.52	6.20	794.67	57.39	4547.36	
794.67												
4547.36												
							RGHS BTU/h	RLHG BTU/h				
Ganancia de calor del recinto							246433.06	10757.36				
Ductos	Tipo de ducto	Área m ²	Área ft ²	U	CF (retorno o suministro)	RGHS BTU/h						
	Ducto de retorno		0.00			0.00						
	Ducto de suministro		0.00			0.00						
Ventilación	Factor	CFM p T.6.15	número de personas	Cambio de temperatura	W _e -W _i	RGHS BTU/h	RLHG BTU/h					
	Sensible	1.25	15.00	18	11.20	No aplica	3780.00	No aplica				
	Latente	0.85			No aplica		57.39	1317.142				
Ganancia por ventilador Forzado 2.50%												
							RGHS BTU/h	RLHG BTU/h	Total toneladas			
Carga de enfriamiento							250213.06	23328.78	22.95			
Psicrometría												
Suministro	DT (F)	CFM	BS (F)	Pendiente	BH (F)	W (grains/lb)	CFM/hon					
	25	3038.66	53.10	0.31			398.28					
Mezcla	CFM retorno	CFM aire fresco	BS (F)	W (grains/lb)	BH (F)							
	8828.66	270.00	78.43									

I. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE ÁREA LIBRE

Tabla 66. Cálculo de carga térmica para recinto de Área Libre

CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO												
Proyecto:	Micro Technologies S.A			Consideraciones de diseño				Factor corrección				
Recinto:	Finca Filial #4			Interior		Exterior		L Total par. ext		ft		
Ubicación:	Coyol Alajuela- Costa Rica			TBS	80,1	92,3	F	U pared ext.	BTU/h-ft ² -F			
Latitud:	10			TBS	26,72	33,50	C	U vidrios ext.	BTU/h-ft ² -F			
Ingeniero:	J. Torres			TBH	64,2	75	F	A de paredes	ft ²			
Fecha:	15/3/22			TBH	17,88888889	23,89	C	A de vidrios	ft ²			
Temp base:	Marzo			Temp	80,1	92,3	F	K (conductancia)				
hora sola:	10:00 a.m.			Temp	26,72	33,50	C	Fc (Factor corrección)	1,00			
paredes:	2,70	8,86		%HR	50	62						
Ganancias por conducción												
Vidrios	Dirección	Color	U (TA.8)	A total		DTCE °F (T6.5)		FC	RSHG BTU/h			
				m ²	ft ²	valor tabl	Corregido					
	N	No aplica	0	0,00	13	18,20	1,00	0,00				
	S		0	0,00	13	18,20	1,00	0,00				
	E		1,04	125,80	1354,11	4	9,20	1,00	12956,14			
O		0	0,00	13	18,20	1,00	0,00					
Pared exterior	Grupo	Dir	Color	K	U T.A.7	A m ²	A ft ²	DTCE (T6.2)	LM (T6.4)	DTCE °F	FC	RSHG BTU/h
		N	Claro	0,50	0,58	223,42	2404,90	3		5,20	1,00	0,00
		S	Claro	0,50						6,70	1,00	9345,46
		E	Claro	0,50						5,20	1,00	0,00
		O	Claro	0,50						5,20	1,00	0,00
Techo	LM (HORA)	Color	K	U T.6.1/A7	A m ²	A ft ²	DTCE T.6.	f	DTCE °F	Fc	RSHG BTU/h	
	-3	claro	0,5	0,64	315,60	3395,35	34	1	20,70	1,00	44981,61	
						0,00	7,20			1,00	0,00	
						0,00	7,20			1,00	0,00	
						0,00	7,20			1,00	0,00	
Ganancias por radiación												
Estructura difusora	Dirección	FGCS (T6.6)	Área ext. ft ²	U (Tabla 6.7)	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG BTU/h					
	N	36,5	0,00	0,94	0,75	1,00	0,00					
	S	64,5	0,00	0,94	0,58	1,00	0,00					
	E	240,5	756,30	0,94	0,14	1,00	23936,74					
	O	240,5	0,00	0,94	0,29	1,00	0,00					
Luminaria	Componente	BTU/watts	W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG BTU/h						
	Fluorescente	3,41	54	1,00	1,25	230,32						
	incandescente	3,41		1,00		0,00						
Equipos	Componente	BTU/w	W (watts)	W ₁ (watts)	W ₂ (BTU/h)	W ₃ (BTU/h)	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h			
	Equipo eléctrico común	3,41	0				No aplica	0	0			
	Otros equipos	3,41						0	0			
Persona	Tipo de ganancia	BTU/h per	Numero de persor	FCE	RSHG	RLHG						
	Calor latente	255	0	Tabla 6.12	No aplica	0,00						
	Calor sensible	255	1	Tabla 6.12	0,00	No aplica						
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras					CFM (ft ³ /min)	DT (°F)	RSHG BTU/h	W (gr/lb)	RLHG BTU/h		
	Puertas	Longitud (ft)	0,00	Infiltración (CFM/ft)	1	0,00	12,20	0,00	57,39	0,00		
	Ventanas	1354,11	0,75	1015,58	7,20	8043,42	57,39	39634,59				
								RGHS BTU/h	RLHG BTU/h			
								99493,69	39634,59			
								Ganancia de calor del recinto				
Ductos	Tipo de ducto	Área m ²	Área ft ²	U	CF (coeficiente de transmisión)	RSHG BTU/h						
	Ducto de retorno	0,00				0,00						
	Ducto de suministro	0,00				0,00						
Ventilación	factor	CFM (T.6.15)	numero de	Cambio de temperatura	W _e -W _i	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h					
	Sensible	1,25	15,00	0	12,20	No aplica	0,00	No aplica				
	Latente	0,85				No aplica	57,39	No aplica				
Ganancia por ventilador Forzado 2,50%												
								RGHS BTU/h	RLHG BTU/h	Total toneladas		
								99493,69	39634,59	11,59		
Psicometría												
Suministro	DT (°F)	CFM	BS (°F)	PH (°F)	W (grains/lb)	CFM/ton						
	25	3617,35	55,10	0,72		312,05						
Mezcla	CFM retorno	CFM aire fresco	BS (°F)	W (grains/lb)	PH (°F)							
	3617,35	0,00	80,10									

J. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE MICRO MAQUINADO

Tabla 67. Cálculo de carga térmica para recinto de Micro Maquinado

CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO																	
Proyecto: Micro Technologies S.A		Consideraciones de diseño					Factor corrección										
Recinto: Finca Filla #4		Interior		Exterior			L Total par. ext.		ft								
Ubicación: Coyoil Alajuela-Costa Rica		TBS	76,8	87,5	°F			U pared ext.		BTU/h-ft ² -F							
Latitud: 10		TBS	24,89	30,83	°C			U vidrios ext.		BTU/h-ft ² -F							
Ingeniero: J. Torres		TBH	62,96	74,12	°F			A de paredes		ft ²							
Fecha: 15/3/22		TBH	17,2	23,40	°C			A de vidrios		ft ²							
Mes base: Marzo		Temp	76,8	87,5	°F			K (conductancia)		1,00							
Hora solar: 10.00 a.m.		Temp	24,89	30,83	°C			Fo (Factor corrección)		1,00							
h paredes: 3,10 29,86		h	50	64	°C												
Ganancias por conducción																	
Vidrios	Dirección	Color	U (TA.8)	A total		DTCE °F (T6.5)		FC	RSHG BTU/h	7,70							
	N	No aplica	0	m ²	ft ²	valor tabl.	Corregido										
	S			0	0,00	0	3,70	1,00	0,00								
	E			0	0,00	0	3,70	1,00	0,00								
	O			0	0,00	0,00	4	7,70	1,00		0,00						
Total RSHG BTU/h									0,00								
Ganancias por radiación																	
Pared exterior	Grupo (T6.3)	Dir	Color	K	U T.A7	A m ²	A ft ²	DTCE (T6.2)	LM (T6.4)	DTCE °F	FC	RSHG BTU/h	0,00				
	N	claro	0,50	0,58	0,00	0,00	26			3,70	1,00	0,00					
	S	claro	0,50											0,00	3,70	1,00	0,00
	E	claro	0,50											0,00	16,70	1,00	0,00
	O	claro	0,50											0,00	3,70	1,00	0,00
Total RSHG BTU/h													0,00				
Ganancias por radiación																	
Techo	LM (HORA)	Color	K	U T.6.11A7	A m ²	A ft ²	DTCE T.6.	f	DTCE °F	Fo	RSHG BTU/h	53569,92					
	-3	claro	1	0,64	224,10	2412,19	34	1	34,70	1,00	0,00						
	Puerta ext	No aplica	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,00	0,00	0,00						
	Puerta int												0,00	0,00	0,00	1,00	0,00
	Piso sup.												0,00	0,00	0,00	1,00	0,00
Partición	0,00											0,00	0,00	1,00	0,00		
Ventanas	0,00											0,00	0,00	1,00	0,00		
Total RSHG BTU/h												53569,92					
Ganancias por radiación																	
Estructura	Dirección	FGCS (T6.6)	Área ext. ft ²	Área int. (Tabla 6.7)	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG BTU/h	11656,62									
	N	36,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00										
	S	84,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00										
	E	240,5	368,30	0,94	0,14	1,00	11656,62										
	O	240,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00										
Total RSHG BTU/h									11656,62								
Equipos																	
Luminarias	Componente	BTU/watts	W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h										
	Fluorescente	3,41	54	1,00	1,25	230,32	0										
	Incandescente	3,41		1,00	1,00	0,00	230,32										
Total RSHG BTU/h									230,32								
Equipos																	
Equipos	Componente	BTU/W	W (watts)	W ₁ (watts)	BTU/h	BTU/h	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h								
	Equipo eléctrico común	3,41	0		83369,28		No aplica	83369,28	0								
	Otros equipos	0,00						0	0								
Total RSHG BTU/h									83369,28								
Personas																	
Personas	Tipo de ganancia	BTU/h per Tabla 6.11	Número de personas	FCE Tabla 6.12	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h											
	Calor latente	345	12	No aplica	No aplica	4140,00											
	Calor sensible	435		1	5220,00	No aplica											
Total RSHG BTU/h						5220,00											
Infiltraciones en puertas y ventanas																	
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras					CFM (ft ³ /min)	DT (°F)	RSHG BTU/h	W (gr/lb)	RLHG BTU/h							
	Puertas	Longitud (ft)	0,00	Infiltración (CFM/ft)	1	0,00	10,70	0,00	57,39	0,00							
	Ventanas	0,00	0,00	0,75	0,00	5,70	0,00	57,39	0,00								
Total RSHG										0,00							
Ganancia de calor del recinto																	
										RGHS BTU/h	RLHG BTU/h						
										160046,14	4140,00						
Ductos																	
Ductos	Tipo de ducto	Área m ²	Área ft ²	U	CT (recinto o suministro?)	RGHS BTU/h											
	Ducto de retorno		0,00			0,00											
	Ducto de suministro		0,00			0,00											
Ventilación																	
Ventilación	Factor	CFM/p T.6.15	Número de personas	Cambio de temperatura	W _e -W _i	RGHS BTU/h	RLHG BTU/h										
	Sensible	1,25	15,00	12	10,70	No aplica	2407,50	No aplica									
	Latente	0,85			No aplica	57,39	No aplica	8180,95									
Ganancia por ventilador Forzado									2,50%								
Carga de enfriamiento																	
										RGHS BTU/h	RLHG BTU/h	Total toneladas					
										162453,64	12320,95	14,61					
Psicrometría																	
Suministro	DT (°F)	CFM	BS (°F)	Pendiente	BH (°F)	W (grains/lb)	CFM/hon										
	25	5307,40	51,80	0,33			404,21										
Mezcla	CFM retorno	CFM aire fresco	BS (°F)	W (grains/lb)	BH (°F)												
	5127,40	180,00	71,13														

K. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE TOOLROOM A

Tabla 68. Cálculo de carga térmica para recinto de Toolroom A

CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO																																																																	
Proyecto: Micro Technologies S.A Recinto: Finca Filial #4 Ubicación: Coyoil Alajuela- Costa Rica Latitud: 10 Ingeniero: J. Torres Fecha: 15/3/22 Mes base: Marzo Hora solar: 1:00 p.m. h paredes: 3,10 23,86			Consideraciones de diseño <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th colspan="2"></th> <th>Interior</th> <th colspan="2">Exterior</th> </tr> <tr> <td>TBS</td> <td></td> <td>76,8</td> <td>87,5</td> <td>°F</td> </tr> <tr> <td>TBS</td> <td></td> <td>24,89</td> <td>30,83</td> <td>°C</td> </tr> <tr> <td>TBH</td> <td></td> <td>62,96</td> <td>74,12</td> <td>°F</td> </tr> <tr> <td>TBH</td> <td></td> <td>17,2</td> <td>23,40</td> <td>°C</td> </tr> <tr> <td>Temp</td> <td></td> <td>76,8</td> <td>87,5</td> <td>°F</td> </tr> <tr> <td>Temp</td> <td></td> <td>24,89</td> <td>30,83</td> <td>°C</td> </tr> <tr> <td>%HR</td> <td></td> <td>50</td> <td>64</td> <td></td> </tr> </table>							Interior	Exterior		TBS		76,8	87,5	°F	TBS		24,89	30,83	°C	TBH		62,96	74,12	°F	TBH		17,2	23,40	°C	Temp		76,8	87,5	°F	Temp		24,89	30,83	°C	%HR		50	64		Factor corrección <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>L Total par. ext</td> <td>ft</td> </tr> <tr> <td>U pared ext.</td> <td>BTU/h-ft²-F</td> </tr> <tr> <td>U vidrios ext.</td> <td>BTU/h-ft²-F</td> </tr> <tr> <td>A de paredes</td> <td>ft²</td> </tr> <tr> <td>A de vidrios</td> <td>ft²</td> </tr> <tr> <td>K (conductancia)</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Fc (Factor corrección)</td> <td>1,00</td> </tr> </table>				L Total par. ext	ft	U pared ext.	BTU/h-ft ² -F	U vidrios ext.	BTU/h-ft ² -F	A de paredes	ft ²	A de vidrios	ft ²	K (conductancia)		Fc (Factor corrección)	1,00
		Interior	Exterior																																																														
TBS		76,8	87,5	°F																																																													
TBS		24,89	30,83	°C																																																													
TBH		62,96	74,12	°F																																																													
TBH		17,2	23,40	°C																																																													
Temp		76,8	87,5	°F																																																													
Temp		24,89	30,83	°C																																																													
%HR		50	64																																																														
L Total par. ext	ft																																																																
U pared ext.	BTU/h-ft ² -F																																																																
U vidrios ext.	BTU/h-ft ² -F																																																																
A de paredes	ft ²																																																																
A de vidrios	ft ²																																																																
K (conductancia)																																																																	
Fc (Factor corrección)	1,00																																																																
Ganancias por conducción																																																																	
Vidrios	Dirección	Color	U (TA.8)	A total		DTCE °F (T6.5)		FC	RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h																																																							
	N	No aplica	0	m ²	ft ²	Valor tabl.	Corregido																																																										
	S		0		0	3,70	1,00				0,00																																																						
	E		0		0	3,70	1,00				0,00																																																						
	O		0	152,92	1646,06	4	7,70				1,00	0,00																																																					
										7,70																																																							
Pared exterior	Grupo (T6.3)	Dirección	Color	K	U T.A.7	A m ²	A ft ²	DTCE (T6.2)	LM (T6.4)	DTCE °F	FC	RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h																																																				
	N	claro	0,50				0,00			3,70	1,00	0,00																																																					
	S	claro	0,50				0,00			3,70	1,00	0,00																																																					
	E	claro	0,50	0	152,92	1646,06	6			6,70	1,00	0,00																																																					
	O	claro	0,50				0,00			3,70	1,00	0,00																																																					
										0,00																																																							
Techo	LM (HORA)	Color	K	U T 6.1A7	A m ²	A ft ²	DTCE T 6.	f	DTCE °	Fc	RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h																																																					
	-3	claro	1	0,64	544,40	5856,91	34	1	34,70	1,00	130070,35																																																						
	Puerta ext		No aplica				0,00	0,00			1,00		0,00																																																				
	Puerta int						0,00	0,00			1,00		0,00																																																				
	Piso sup.						0,00	0,00			1,00		0,00																																																				
Partición				0	0,00	0,00	0,00			1,00	0,00																																																						
Ventanas						0,00	0,00			1,00	0,00																																																						
										130070,35																																																							
Ganancias por radiación																																																																	
Estructura	Dirección	FGCS (T6.6)	Área ext., ft ²	Área int., ft ²	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h																																																									
	N		38,5	0	0,00	1,00	0,00																																																										
	S		84,5	0	0,00	1,00	0,00																																																										
	E	240,5	895,60	0,34	0,14	1,00	28345,56																																																										
	O	240,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00																																																										
										28345,56																																																							
Luminarias	Componente		BTU/watts	W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h																																																									
	Fluorescente		3,41	54	1,00	1,25	230,32																																																										
	Incandescente		3,41		1,00	1,00	0,00																																																										
										230,32																																																							
Equipos	Componente		BTU/W	W (watts)	BTU/h	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h	Total RSHG BTU/h																																																								
	Equipo eléctrico común		3,41	0		No aplica	0	0																																																									
	Otros equipos		0,00				0	0																																																									
										0																																																							
Personas	Tipo de ganancia		BTU/h per	Número de personas	FCE Tabla 6.12	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h	Total RSHG BTU/h																																																									
	Calor latente		345	12	No aplica	No aplica	4140,00																																																										
	Calor sensible		435	1	1	5220,00	No aplica		5220,00																																																								
										5220,00																																																							
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras					CFM (ft ³ /min)	DT (°F)	RSHG BTU/h	W (grills)	RLHG BTU/h	Total																																																						
	Puertas		Longitud (ft)	0,00	Infiltración (CFM/ft)	1	0,00	10,70	0,00	57,39		0,00																																																					
	Ventanas			0,00		0,75	0,00	5,70	0,00	57,39		0,00																																																					
										0,00																																																							
								RSHG BTU/h	RLHG BTU/h	4440,00																																																							
Ganancia de calor del recinto								163866,23	4440,00	168306,23																																																							
Ductos	Tipo de ducto		Área m ²	Área ft ²	U	CT (recinto o suministro?)	RSHG BTU/h																																																										
	Ducto de retorno			0,00			0,00																																																										
	Ducto de suministro			0,00			0,00																																																										
								0,00																																																									
Ventilación	Factor	CFM p/ T. 6.15	número de personas	Cambio de temperatura	W _e -W _i	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h	Total toneladas																																																									
	Sensible	1,25	15,00	27	10,70	No aplica	5436,88		No aplica																																																								
	Latente	0,85			No aplica	57,39	No aplica		19157,13																																																								
										11707,93																																																							
Ganancia por ventilador Forzado 2,500:																																																																	
								RSHG BTU/h	RLHG BTU/h	168306,23																																																							
Carga de enfriamiento								169283,10	23897,13	193180,23																																																							
Psicrometría																																																																	
Suministro	DT (°F)	CFM	ES (°F) (Pendiente)	BH (°F)	W (grain/lb)	CFM/hon																																																											
	25	655,15	5,90	0,68		382,38																																																											
Mezcla	CFM retorno	CFM aire fresco	ES (°F) W (grain/lb)	BH (°F)																																																													
	5750,75	405,00	77,50																																																														

L. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE TOOLROOM B

Tabla 69. Cálculo de carga térmica para recinto de Toolroom B

CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO														
Proyecto:	Micro Technologies S.A	Consideraciones de diseño						Factor corrección						
Recinto:	Finca Filial #4	Interior		Exterior		L Total par. ext					ft			
Ubicación:	Coyol Alajuela- Costa Rica	TBS	77	89	°F		U pared ext.		BTU/h-ft ² -°F					
Latitud:	10	TBS	25,00	31,67	°C		U vidrios ext.		BTU/h-ft ² -°F					
Ingeniero:	J. Torres	TBH	62,36	74,12	°C		A de paredes		ft ²					
Fecha:	15/3/22	TBH	17,2	23,40	°C		A de vidrios		ft ²					
Mes base:	Marzo	Temp	77	89	°F		K (conductancia)							
Hora solar:	1:00 p.m.	Temp	25,00	31,67	°C		Fc (Factor corrección)		1,00					
h paredes:	9,10	%HR	50	62										
Ganancias por conducción														
Vidrios	Dirección	Color	U (TA.8)	A total	DTCE °F (T6.5)	FC	RSHG BTU/h							
	N	No aplica	0	m ²	ft ²	valor tabl	Corregido							
	S		0	0,00	0	5,00	1,00	0,00	3,00					
	E		0	0,00	0	5,00	1,00	0,00						
	O		0	152,32	1646,06	4	3,00	1,00	0,00	Total RSHG BTU/h				
							0,00	0,00						
Pared exterior	Grupo (T6.3)	Dir	col or	K	U T. A7	A m ²	A ft ²	DTCE T 6.2	LM (T6.4)	DTCE °F	FC	RSHG BTU/h		
	N	S	claro	0,50			0,00			5,00	1,00	0,00		
	S	E	claro	0,50	0	0,00	0,00	26		18,00	1,00	0,00	Total RSHG BTU/h	
	E	O	claro	0,50			0,00			5,00	1,00	0,00	0,00	
								0,00	0,00					
Techo	LM (HORA)	Color	K	U T. A7	A m ²	A ft ²	DTCE T 6.2	f	DTCE °F	Fc	RSHG BTU/h			
	-3	claro	1	0,64	136,13	1467,58	49	1	51,00	1,00	63574,66			
	Puerta ext					0,00	0,00				1,00	0,00		
	Puerta int					0,00	0,00				1,00	0,00		
	Fiso sup.					0,00	0,00				1,00	0,00	Total RSHG BTU/h	
Partición					0,00	0,00				1,00	0,00	0,00		
Ventanas					0,00	0,00				1,00	0,00	69574,66		
Ganancias por radiación														
Estructura	Dirección	FGCS (T6.6)	Área ext. ft ²	Área int. ft ²	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG BTU/h							
	N	36,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00							
	S	64,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00							
	E	240,5	785,30	0,34	0,14	1,00	24854,53	Total RSHG BTU/h						
	O	240,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00	24854,53						
Luminarias	Componente	BTU/watts	W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG BTU/h								
	Fluorescente	3,41	54	1,00	1,25	230,32	Total RSHG BTU/h							
	incandescente	3,41		1,00	1,00	0,00	230,32							
Equipos	Componente	BTU/w	W (watts)	BTU/h	BTU/h	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h						
	Equipo eléctrico común	3,41	0		51777,44	No aplica	51777,44	0	Total RSHG BTU/h					
	Otros equipos	0,00					0	0	51777,44					
Personas	Tipo de ganancia	BTU/h per	Número de personas	FCE	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h								
	Calor latente	345	9	No aplica	No aplica	3105,00	Total RSHG BTU/h							
	Calor sensible	435		1	3915,00	No aplica	3915,00							
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras			CFM (ft ³ /min)	DT (°F)	RSHG BTU/h	W (gr/lb)	RLHG BTU/h						
	Puertas	Longitud (ft)	0,00	Infiltración (CFM/h)	1	0,00	12,00	0,00	57,35	0,00	Total RSHG			
	Ventanas			0,75	0,00	7,00	0,00	57,35	0,00					
Ganancia de calor del recinto						RSHG BTU/h	RLHG BTU/h							
						150352,01	3105,00							
Ductos	Tipo de ducto	Área m ²	Área ft ²	U	CT (recinto o suministro?)	RSHG BTU/h								
	Ducto de retorno		0,00			0,00								
Ventilación	Factor	CFM (T6.15)	número de personas	Cambio de temperatura	W _e -W _i	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h							
	Sensible	1,25	15,00	9	12,00	No aplica	2025,00	No aplica	2025,00					
	Latente	0,65			No aplica	57,35	No aplica	6585,71	6585,71					
Ganancia por ventilador Forzado		2,50%												
Carga de enfriamiento						RSHG BTU/h	RLHG BTU/h	Total toneladas						
						152377,01	9630,71	13,51						
Psicrometría														
Suministro	DT (°F)	CFM	BS (F) (pendiente)	BH (F)	W (granz/lb)	CFM/h								
	25	5540,38	52,00	0,94		410,27								
Mezcla	CFM retorno	CFM aire fresco	BS (F) W (granz/lb)	BH (F)										
	5405,38	135,00	77,29											

M. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE TOOLROOM C

Tabla 70. Cálculo de carga térmica para recinto de Toolroom C

CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO														
Proyecto:	Micro Technologies S.A			Consideraciones de diseño						Factor corrección				
Recinto:	Fmca Filal #4			Interior		Exterior				L Total par. ext		ft		
Ubicación:	Coyol Alajuela- Costa Rica			TBS	78	88	F		Upared ext.		BTU/h-ft ² -F			
Latitud:	10			TBS	25,56	31,11	C		U vidrios ext.		BTU/h-ft ² -F			
Ingeniero:	J. Torres			TBH	62,96	74,12	F		A de paredes		ft ²			
Fecha:	15/3/22			TBH	17,2	23,40	C		A de vidrios		ft ²			
Mes base:	Marzo			Temp	78	88	F		K (conductancia)					
Hora solar:	1:00 p.m.			Temp	25,56	31,11	C		Fc (Factor corrección)		1,00			
hparedes	9,10	23,86				%HR	50	62						
Ganancias por conducción														
Vidrios	Dirección	Color	U (TA.8)	A total		DTCE F (T6.5)		FC	RSHG BTU/h	7,00	Total RSHG BTU/h	0,00		
				m ²	ft ²	Valor tabla	Corregido							
	N		0		0,00	0	3,00	1,00	0,00					
	S		0		0,00	0	3,00	1,00	0,00					
	E	No aplica	0		0,00	0	3,00	1,00	0,00					
O		0	152,92	1646,06	4	7,00	1,00	0,00						
Pared exterior	Grupo (T6.3)	Dir	Color	K	U T.A7	A m ²	A ft ²	DTCE (T6.2)	LM (T6.4)	DTCE F	FC	RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h	
	N	Claro	0,50				0,00			3,00	1,00	0,00		
	S	Claro	0,50				0,00			3,00	1,00	0,00		
	E	Claro	0,50	0	0,00		0,00	26		16,00	1,00	0,00		
	O	Claro	0,50				0,00			3,00	1,00	0,00		
Techo	LM (HORA)	Color	K	U T 6.1A7	A m ²	A ft ²	DTCE T 6.1	f	DTCE _c	Fc	RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h		
	-3	Claro	0,5	0,64	232,24	2498,50	34	1	18,50	1,00	29582,26			
	Puerta ext					0,00	0,00			1,00	0,00			
	Puerta int					0,00	0,00			1,00	0,00			
	Piso sup.					0,00	0,00			1,00	0,00			
Partición					0	0,00	0,00		No aplica	1,00	0,00			
Ventanas						0,00	0,00			1,00	0,00			
Ganancias por radiación														
Estructura	Dirección	FGCS (T6.6)	Área _{ext} ft ²	CS (Tabla 6.7)	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG BTU/h	Total RSHG BTU/h						
	N	36,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00							
	S	64,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00							
	E	240,5	785,30	0,34	0,14	1,00	24854,53							
	O	240,5	0,00	0	0,00	1,00	0,00							
Luminarias	Componente	BTU/watts	W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h							
	Fluorescente	3,41	54	1,00	1,25	230,32	0							
	incandescente	3,41		1,00	1,00	0,00	230,32							
Equipos	Componente	BTU/w	W (watts)	BTU/h	BTU/h	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h						
	Equipo eléctrico común	3,41	0	5177,44		No aplica	5177,44	0						
	Otros equipos	0,00					0	0						
Personas	Tipo de ganancia	BTU/h per Tabla 6.11	Número de personas	FCE Tabla 6.12	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h	Total RSHG BTU/h							
	Calor latente	345	8	No aplica	No aplica	2760,00	0							
	Calor sensible	435	1	3480,00	No aplica	3480,00	3480,00							
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras				CFM (ft ³ /min)	DT (F)	RSHG BTU/h	W (gr/lb)	RLHG BTU/h					
	Puertas	Longitud (ft)	0,00	Infiltración (CFM/ft)	1	0,00	10,00	0,00	57,39					
	Ventanas				0,75	0,00	5,00	0,00	57,39					
Ductos	Tipo de ducto	Área m ²	Área ft ²	U	CT (recinto o suministro?)	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h							
	Ducto de retorno		0,00			0,00	0,00							
	Ducto de suministro		0,00			0,00	0,00							
Ventilación	Factor	CFM/p T.6.15	Número de personas	Cambio de temperatura	W _e -W _i	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h							
	Sensible	1,25	15,00	10,00	No aplica	1500,00	No aplica							
	Latente	0,85		No aplica	57,39	No aplica	5853,96							
Ganancia por ventilador Forzado		2,50%												
Carga de enfriamiento						RSHG BTU/h	RLHG BTU/h	Total toneladas						
						11424,61	8613,96	10,00						
Psicometría														
Suministro	DT (F)	CFM	BS (F)	Pendiente	BH (F)	W (grains/lb)	CFM/ton							
	25	4051,80	53,00	0,53			405,05							
Mezcla	CFM retorno	CFM aire fresco	BS (F)	W (grains/lb)	BH (F)									
	3331,80	120,00	78,30											

N. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE TALLER DE MANTENIMIENTO

Tabla 71. Cálculo de carga térmica para recinto de Taller de Mantenimiento

CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO												
Proyecto: Micro Technologies S.A		Consideraciones de diseño				Factor corrección						
Recinto: Finca Filial #4		Interior		Exterior		L Total par. ext. ft						
Ubicación: Coyoil Alajuela- Costa Rica		TBS	78,332	32,3	'F	U pared ext. BTU/h-ft ² -f						
Latitud: 10		TBS	25,74	33,50	'C	U vidrios ext. BTU/h-ft ² -f						
Ingeniero: J. Torres		TBH	62,96	74,12	'F	A de paredes ft ²						
Fecha: 15/3/22		TBH	17,2	23,40	'C	A de vidrios ft ²						
Mes base: Marzo		Temp	78,332	32,3	'F	K (conductancia)						
Hora solar: 1.00 p.m.		Temp	25,74	33,50	'C	Fc (Factor corrección) 1,00						
h paredes 9,10 23,86		%HR	50	66								
Ganancias por conducción												
Vidrios	Dirección	Color	U (TA.8)	A total		DTCE °F (T6.5)		FC	RSHG BTU/h			
				m ²	ft ²	Valor tabla	Corregido					
	N	No aplica	1,04	0,00	13	19,97	1,00	0,00				
	S		1,04	0,00	13	19,97	1,00	0,00				
	E		1,04	0,00	13	19,97	1,00	0,00				
	O		1,04	0,00	13	19,97	1,00	0,00				
Pared exterior	Grupo	Dir	color	K	U T. 6.7	A m ²	A ft ²	DTCE (T6.2)	LM (T6.4)	DTCE °F	FC	RSHG BTU/h
		N	Claro	0,50	0	103,91	1183,07			6,97	1,00	0,00
		S	Claro	0,50	0	103,91	1183,07			6,97	1,00	0,00
		E	Claro	0,50	0	187,64	2019,76			6,97	1,00	0,00
	O	Claro	0,50	0	187,64	2019,76			6,97	1,00	0,00	
Techo	LM (HORA)	Color	K	U T. 6.11A7	A m ²	A ft ²	DTCE T 6.1	f	DTCE °F	Fc	RSHG BTU/h	
	-3	claro	1	0,64	234,73	2525,33	77	1	80,97	1,00	130661,43	
Puerta ext	No aplica					0,00	8,97			1,00	0,00	
Puerta int	No aplica					0,00	8,97			1,00	0,00	
Piso sup.	No aplica					0,00	8,97			1,00	0,00	
Partición	No aplica					0,00	8,97			1,00	0,00	
Ventanas	No aplica					0,00	8,97			1,00	0,00	
Ganancias por radiación												
Estructura	Dirección	FGCS (T6.6)	Área m ²	Área ft ²	U (Tabla 6.8)	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG BTU/h				
Difusoras	N	36,5	0,00	0,34	0,75	1,00	0,00					
	S	64,5	0,00	0,34	0,58	1,00	0,00					
	E	240,5	532,30	0,34	0,14	1,00	16847,19					
	O	240,5	0,00	0,34	0,29	1,00	0,00					
Luminaria	Componente	BTU/watts	W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h					
	Fluorescente	3,41	54	1,00	1,25	230,32						
	incandescente	3,41		1,00		0,00						
Equipos	Componente	BTU/W	W (watts)	W _L (watts)	BTU/h	BTU/h	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h			
	Equipo eléctrico común	3,41					No aplica	0	0			
	Otros equipos	3,41						0	0			
Personas	Tipo de ganancia	BTU/hper	Tabla 6.11	Número de personas	FCE	Tabla 6.12	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h				
	Calor latente	345		16	No aplica	No aplica	5520,00					
	Calor sensible	435			1	6960,00	No aplica					
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras				CFM (ft ³ /min)	DT (°F)	RSHG BTU/h	W (gr/lb)	RLHG BTU/h			
	Puertas	Longitud (ft)	0,00	Infiltración (CFM/ft)	1	0,00	13,97	0,00	57,39	0,00		
	Ventanas				0,75	0,00	8,97	0,00	57,39	0,00		
								RGHS BTU/h	RLHG BTU/h			
Ganancia de calor del recinto								154898,33	5520,00			
Ductos	Tipo de ducto	Área m ²	Área ft ²	U	CT (recinto o suministro?)	RGHS BTU/h						
	Ducto de retorno		0,00			0,00						
	Ducto de suministro		0,00			0,00						
Ventilación	Factor	CFM/p T. 6.15	Número de personas	Cambio de temperatura	W _e -W _i	RGHS BTU/h	RLHG BTU/h					
	Sensible	1,25	15,00	16	13,97	No aplica	4190,40	No aplica				
	Latente	0,85			No aplica	57,39	No aplica					
Ganancia por ventilador Forzado		2,50%										
								RGHS BTU/h	RLHG BTU/h	Total toneladas		
Carga de enfriamiento								159089,33	17227,93	14,69		
Psicrometría												
Suministro	DT (°F)	CFM	BS (°F)	Pendiente	BH (°F)	W (grains/lb)	CFM/hon					
	25	5785,07	53,33	0,30			393,73					
Mezcla	CFM retorno	CFM aire fresco	BS (°F)	W (grains/lb)	BH (°F)							
	5545,07	240,00	78,91									

O. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE INCOMING

Tabla 72. Cálculo de carga térmica para recinto de Incoming

CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO													
Proyecto:	Micro Technologies S.A		Consideraciones de diseño					Factor corrección					
Recinto:	Finca Filial #4		Interior		Exterior			L Total par. ext		ft			
Ubicación:	Coyol Alajuela- Costa Rica		TBS	76,3	87,3	°F		U pared ext.		BTU/h-ft ² -F			
Latitud:	10		TBS	24,61	30,72	°C		U vidrios ext.		BTU/h-ft ² -F			
Ingeniero:	J. Torres		TBH	63	74,12	°F		A de paredes		ft ²			
Fecha:	15/3/22		TBH	17,2	23,40	°C		A de vidrios		ft ²			
Mes base:	Marzo		Temp	76,3	87,3	°F		K (conductancia)		ft ²			
Hora solar:	1:00 p.m.		Temp	24,61	30,72	°C		Fc (Factor corrección)		1,00			
h paredes:	9,10	23,86	1/4HR	50	64								
Ganancias por conducción													
Vidrios	Dirección	Color	U (TA. 8)	A total		DTCE °F (T6.5)		FC	RSHG BTU/h				
				m ²	ft ²	Valor tabla	Corregido						
	N	No aplica	1,04		0,00	13	17,00			1,00	0,00		
	S		1,04		0,00	13	17,00			1,00	0,00		
	E		1,04		0,00	13	17,00			1,00	0,00		
O	1,04			0,00	13	17,00	1,00	0,00		0,00			
Pared exterior	Grupo	Dir	Color	K	U T. 4.7	A m ²	A ft ²	DTCE (T6.2)	LM (T6.4)	DTCE °F	FC	RSHG BTU/h	
		N	Clard	0,50	0	200,00	2152,80			4,00	1,00	4219,49	
		S	Clard	0,50	0	200,00	2152,80			4,00	1,00	0,00	
		E	Clard	0,50	0	115,00	1237,86			4,00	1,00	2426,21	
		O	Clard	0,50	0	94,50	1017,20			4,00	1,00	0,00	
Ganancias por radiación													
Estructura	Dirección	FGCS (T6.6)	Área ext. ft ²	(Tabla 6.7)	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG BTU/h						
Difusoras	N	36,5	0,00	0,34	0,75	1,00	0,00						
	S	64,5	0,00	0,34	0,58	1,00	0,00						
	E	240,5	350,60	0,34	0,14	1,00	11096,42						
	O	240,5	0,00	0,34	0,28	1,00	0,00				*****		
Luminaria	Componente	BTU/watts	W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG BTU/h							
	Fluorescente	3,41	54	1,00	1,25	230,32							
	Incandescente	3,41		1,00	1,00	0,00							
Equipos	Componente	BTU/W	W (watts)	BTU/h	BTU/h	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h					
	Equipo eléctrico común	3,41				No aplica	0	0					
	Otros equipos	3,41				No aplica	0	0					
Personas	Tipo de ganancia	BTU/h per Tabla 6.11	Número de personas	FCE Tabla 6.12	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h							
	Calor latente	345	10	No aplica	No aplica	3450,00							
	Calor sensible	435		1	4350,00	No aplica							
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras				CFM (ft ³ /min)	DT (F)	RSHG BTU/h	W (gr/lb)	RLHG BTU/h				
	Puertas	Longitud (ft)	0,00	Infiltración (CFM/ft)	1	0,00	11,00	0,00	57,39	0,00			
	Ventanas				0,75	0,00	6,00	0,00	57,39	0,00			
							RGHS BTU/h	RLHG BTU/h					
Ganancia de calor del recinto							47880,58	3450,00					
Ductos	Tipo de ducto	Área m ²	Área ft ²	U	CT (recinto o suministro?)	RGHS BTU/h							
	Ducto de retorno		0,00			0,00							
	Ducto de suministro		0,00			0,00							
Ventilación	Factor	CFM per T. 6.15	Número de personas	Cambio de temperatura	W _e -W _i	RGHS BTU/h	RLHG BTU/h						
	Sensible	1,25	15,00	10	11,00	No aplica	2062,50	No aplica					
	Latente	0,85			No aplica	57,39	No aplica	7317,45					
Ganancia por ventilador Forzado		2,50%											

	RGHS BTU/h	RLHG BTU/h	Total toneladas
Carga de enfriamiento	49643,08	10767,45	5,03

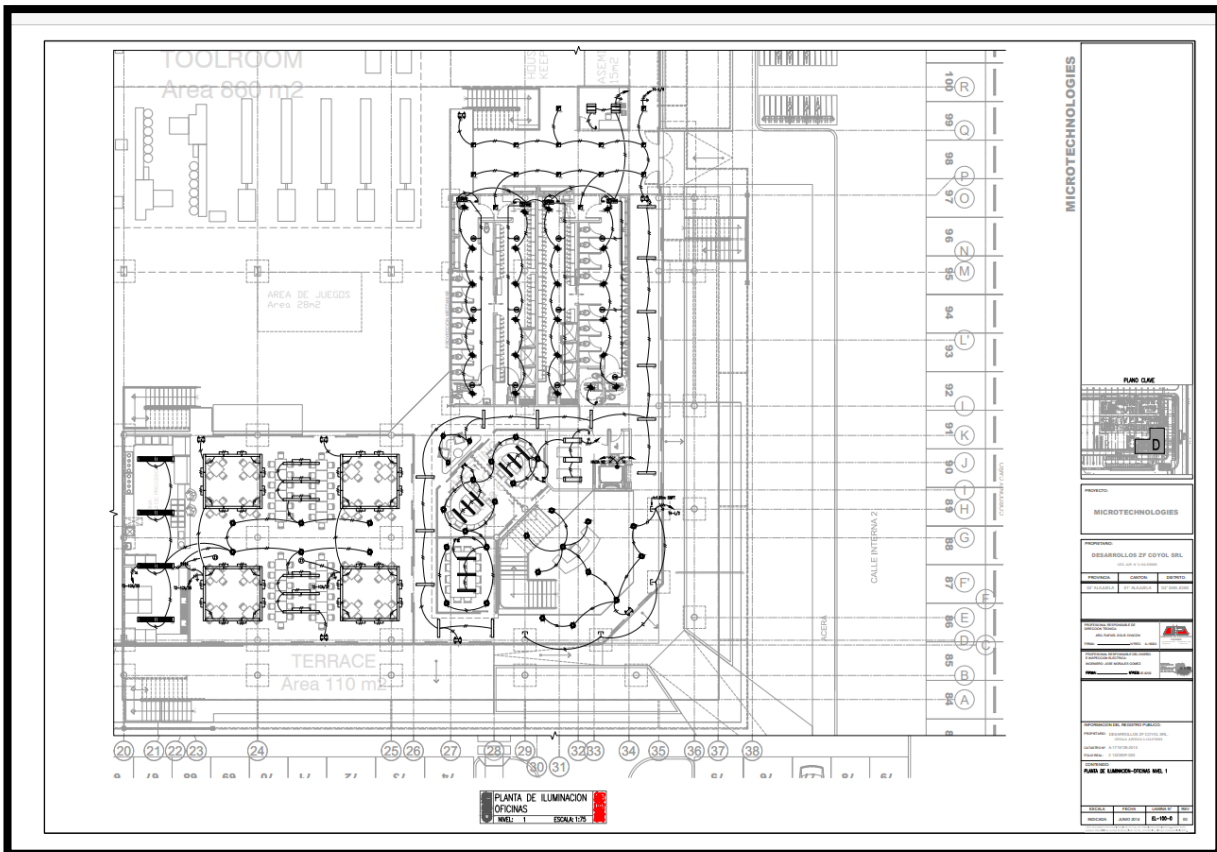
Psicrometría							
Suministro	DT (F)	CFM	BS (F)	Pendiente	BH (F)	W (grains/lb)	CFM/ton
	25	1805,20	51,30	0,82			358,59
Mezcla	CFM retorno	CFM aire fresco	BS (F)	W (grains/lb)	BH (F)		
	1655,20	150,00	77,21				

P. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA RECINTO DE BODEGA 2

Tabla 73. Cálculo de carga térmica para recinto de Bodega 2

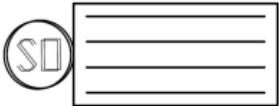
CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO PARA AIRE ACONDICIONADO													
Proyecto:	Micro Technologies S.A		Consideraciones de diseño						Factor corrección				
Recinto:	Finca Filial #4		Interior			Exterior			L Total par. ext		ft		
Ubicación:	Coyol Alajuela- Costa Rica		TBS	77,2	88,2	°F		U pared ext.		BTU/h-ft ² -F			
Latitud:	10		TBS	25,11	31,22	°C		U vidrios ext.		BTU/h-ft ² -F			
Ingeniero:	J. Torres		TBH	63	74,12	°F		A de paredes		ft ²			
Fecha:	15/3/22		TBH	17,2	23,40	°C		A de vidrios		ft ²			
Mes base:	Marzo		Temp	77,2	88,2	°F		K (conductancia)					
Hora solar:	1:00 p.m.		Temp	25,11	31,22	°C		Fc (Factor corrección)		1,00			
hparedes	9,10	29,86	1/HR	50	63								
Ganancias por conducción													
Vidrios	Dirección	Color	U (TA.8)	A total		DTCE °F (T6.5)		FC	RSHG BTU/h				
				m ²	ft ²	Valor tabla	Corregido						
	N	No aplica	1,04		0,00	13	17,00			1,00	0,00		
	S		1,04		0,00	13	17,00			1,00	0,00		
	E		1,04		0,00	13	17,00			1,00	0,00		
O		1,04		0,00	13	17,00	1,00	0,00					
Pared exterior	Grupo	Dir	Color	K	U T. A.7	A m ²	A ft ²	DTCE (T6.2)	LM (T6.4)	DTCE °F	FC	RSHG BTU/h	
		N	Claro	0,49	0	70,30	756,71			4,00	1,00	665,90	
		S	Claro	0,00	0	70,30	756,71			4,00	1,00	665,90	
		E	Claro	0,49	0	94,70	1019,35			4,00	1,00	897,03	
		O	Claro	0,00	0	94,70	1019,35			4,00	1,00	897,03	
Techo	LM (HORA)	Color	K	U T. A.7	A m ²	A ft ²	DTCE T.6.1	f	DTCE °F	FC	RSHG BTU/h		
	-3	claro	0,5	0,64	####	5447,64	34	1	19,50	1,00	67986,49		
	Puerta ext					0,00	6,00			1,00	0,00		
	Puerta int					0,00	6,00			1,00	0,00		
	Piso sup.					0,00	6,00			1,00	0,00		
Partición					0	0,00	0,00	6,00		1,00	0,00		
Ventanas					0,00	6,00			1,00	0,00			
Ganancias por radiación													
Estructura	Dirección	FGCS (T6.8)	Área ext. ft ²	U (Tabla 6.7)	FCE (Tabla 6.8)	FC	RSHG BTU/h						
	N	36,5	0,00	0,42	0,75	1,00	0,00						
	S	64,5	0,00	0,34	0,58	1,00	0,00						
	E	240,5	635,30	0,34	0,14	1,00	2007,12						
	O	240,5	0,00	0,34	0,29	1,00	0,00						
Luminarias	Componente	BTU/W	W (watts)	FCE (ASHRAE)	FB	RSHG BTU/h							
	Fluorescente	3,41	54	1,00	1,25	230,32							
	Incandescente	3,41		1,00		0,00							
Equipos	Componente	BTU/W	W (watts)	W _e (watts) BTU/h	BTU _e /h	FB	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h					
	Equipo eléctrico común	3,41				No aplica	0	0					
	Otros equipos	3,41					0	0					
Personas	Tipo de ganancia	BTU/h per Tabla 6.11	número de personas	FCE Tabla 6.12	RSHG BTU/h	RLHG BTU/h							
	Calor latente	345	6	No aplica	No aplica	2070,00							
	Calor sensible	435		1	No aplica	2810,00							
Infiltraciones en puertas y ventanas	Método de fisuras				CFM (ft ³ /min)	DT (°F)	RSHG BTU/h	W (gr/lb)	RLHG BTU/h				
	Puertas	Longitud (ft)	0,00	Infiltración (CFM/ft)	1	0,00	11,00	0,00	57,39	0,00			
	Ventanas	1594,30	0,75		1195,73	6,00	7891,79	57,39	46664,87				
Ganancia de calor del recinto							RGHS BTU/h	RLHG BTU/h					
							103189,08	48734,67					
Ductos	Tipo de ducto	Área m ²	Área ft ²	U	CT (recinto o suministro?)	RGHS BTU/h							
	Ducto de retorno		0,00			0,00							
	Ducto de suministro		0,00			0,00							
Ventilación	Factor	CFM/p T.6.15	número de personas	Cambio de temperatura	W _e -W _i	RGHS BTU/h	RLHG BTU/h						
	Sensible	1,25	15,00	11,00	No aplica	1237,50	No aplica						
	Latente	0,85		No aplica	57,39	No aplica	4390,47						
Ganancia por ventilador Forzado 2,50%													
							RGHS BTU/h	RLHG BTU/h	Total toneladas				
Carga de enfriamiento							103189,08	53125,34	13,03				
Psicometría													
Suministro	DT (°F)	CFM	BS (°F)	Pendiente	BH (°F)	W (grains/lb)	CFM/ton						
	25	3752,33	52,20	0,66			268,06						
Mezcla	CFM retorno	CFM aire fresco	BS (°F)	W (grains/lb)	BH (°F)								
	3662,33	90,00	77,46										

Figura 104. Planos eléctricos 2 sistema de iluminación Micro Technologies S.A



Nota. Adaptado de Planos eléctricos sistema de iluminación Micro Technologies S.A., por Micro Technologies S.A., 2014

Figura 105. Luminarias en planta Micro Technologies S.A

	INFORMATION	QTY
	<p>DESCRIPTION: Suspended Mount LHA Series T8/HO Fluorescent High Bay Fixture; 54 Watt</p> <p>P/N: LHA-4-4-54-N-ST-24EP-U or Similar using LED</p> <p>BRAND: HUBBELL</p> <p>Notes: *OS1A Factory Installed Occupancy/Daylight Sensor Included</p>	143

Nota. Adaptado de Luminarias en planta Micro Technologies S.A., por Micro Technologies S.A., 2014

ANEXO 2. TRANSFERENCIA DE CALOR RADIACIÓN EN DIFUSORAS-VIDRIOS

Figura 106. Factor máximo de ganancia de calor solar para vidrio iluminado por el sol

TABLE 6.6 MAXIMUM SOLAR HEAT GAIN FACTOR (SHGF) BTU/HR • FT² FOR SUNLIT GLASS, NORTH LATITUDES

20° N. Lat											36° N. Lat										
N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR	N (Shade)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR		
Jan.	29	29	48	138	201	243	253	233	214	232	22	22	24	90	166	219	247	252	252	155	
Feb.	31	31	88	173	226	244	238	201	174	263	26	26	57	139	195	239	248	239	232	199	
Mar.	34	49	132	200	237	236	206	152	115	284	30	33	99	176	223	238	232	206	192	238	
Apr.	38	92	166	213	228	208	158	91	58	287	35	76	144	196	225	221	196	156	135	262	
May	47	123	184	217	217	184	124	54	42	283	38	107	168	204	220	204	165	116	93	272	
June	59	135	189	216	210	173	108	45	42	279	47	118	175	205	215	194	150	99	77	273	
July	48	124	182	213	212	179	119	53	43	278	39	107	165	201	216	199	161	113	90	268	
Aug.	40	91	162	206	220	200	152	88	57	280	36	75	138	190	218	212	189	151	131	257	
Sep.	36	46	127	191	225	225	199	148	114	275	31	31	95	167	210	228	223	200	187	230	
Oct.	32	32	87	167	217	236	231	196	170	258	27	27	56	133	187	230	239	231	225	195	
Nov.	29	29	48	136	197	239	249	229	211	230	22	22	24	87	163	215	243	248	248	154	
Dec.	27	27	35	122	187	238	254	241	226	217	20	20	20	69	151	204	241	253	254	136	

24° N. Lat											40° N. Lat										
N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR	N (Shade)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR		
Jan.	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214	20	20	20	74	154	205	241	252	254	133	
Feb.	30	30	80	165	220	244	243	213	192	249	24	24	50	129	186	234	246	244	241	180	
Mar.	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275	29	29	93	169	218	238	236	216	206	223	
Apr.	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283	34	71	140	190	224	223	205	170	154	252	
May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282	37	102	165	202	220	208	175	133	113	265	
June	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279	48	113	172	205	216	199	161	116	95	267	
July	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278	38	102	163	198	216	203	170	129	109	262	
Aug.	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277	35	71	135	185	216	214	196	165	149	247	
Sep.	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266	30	30	87	160	203	227	226	209	200	215	
Oct.	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244	25	25	49	123	180	225	238	236	234	177	
Nov.	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213	20	20	20	73	151	201	237	248	250	132	
Dec.	26	26	29	112	180	234	247	247	237	199	18	18	18	60	135	188	232	249	253	113	

28° N. Lat											44° N. Lat										
N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR	N (Shade)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR		
Jan.	25	25	35	117	183	235	251	247	238	196	17	17	17	64	138	189	232	248	252	109	
Feb.	29	29	72	157	213	244	246	224	207	234	22	22	43	117	178	227	246	248	247	160	
Mar.	33	41	116	189	231	237	221	182	157	265	27	27	87	162	211	236	238	224	218	206	
Apr.	36	84	151	205	228	216	178	124	94	278	33	66	136	185	221	224	210	183	171	240	
May	40	115	172	211	219	195	144	83	58	280	36	96	162	201	219	211	183	148	132	257	
June	51	125	178	211	213	184	128	68	49	278	47	108	169	205	215	203	171	132	115	261	
July	41	114	170	208	215	190	140	80	57	276	37	96	159	198	215	206	179	144	128	254	
Aug.	38	83	149	199	220	207	172	120	91	272	34	66	132	180	214	215	202	177	165	236	
Sep.	34	38	111	179	219	226	213	177	154	256	28	28	80	152	198	226	227	216	211	199	
Oct.	30	30	71	151	204	236	238	217	202	229	23	23	42	111	171	217	237	240	239	157	
Nov.	26	26	35	115	181	232	247	243	235	195	18	18	18	64	135	186	227	244	248	109	
Dec.	24	24	24	99	172	227	248	251	246	179	15	15	15	49	115	175	217	240	246	89	

32° N. Lat											48° N. Lat										
N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR	N (Shade)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR		
Jan.	24	24	29	105	175	229	249	250	246	176	15	15	15	53	118	175	216	239	245	85	
Feb.	27	27	65	149	205	242	248	232	221	217	20	20	36	103	168	216	242	249	250	138	
Mar.	32	37	107	183	227	237	227	195	176	252	26	26	80	154	204	234	239	232	228	188	
Apr.	36	80	146	200	227	219	187	141	115	271	31	61	132	180	219	225	215	194	186	226	
May	38	111	170	208	220	199	155	99	74	277	35	97	158	200	218	214	192	163	150	247	
June	44	122	176	208	214	189	139	83	60	276	46	110	165	204	215	206	180	148	134	252	
July	40	111	167	204	215	194	150	96	72	273	37	96	156	196	214	209	187	158	146	244	
Aug.	37	79	141	195	219	210	181	136	111	265	33	61	128	174	211	216	208	188	180	223	
Sep.	33	35	103	173	215	227	218	189	171	244	27	27	72	144	191	223	228	223	220	182	
Oct.	28	28	63	143	195	234	239	225	215	213	21	21	35	96	161	207	233	241	242	136	
Nov.	24	24	29	103	173	225	245	246	243	175	15	15	15	52	115	172	212	234	240	85	
Dec.	22	22	22	84	162	218	246	252	252	158	13	13	13	36	91	156	195	225	233	65	

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Nota. Adaptado de Factor máximo de ganancia de calor solar para vidrio iluminado por el sol, por Edward Pita, 2002

ANEXO 3. TRANSFERENCIA DE CALOR EN EXTERIORES

Figura 107. Diferencias de temperatura de la carga de refrigeración para calcular la carga de refrigeración de cubiertas planas

TABLE 6.1 COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCES (CLTD) FOR CALCULATING COOLING LOAD FROM FLAT ROOFS, F

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

TABLE 6.1 COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCES (CLTD) FOR CALCULATING COOLING LOAD FROM FLAT ROOFS, F (Continued)

Roof No	Description of Construction	Weight, lb/ft ²	U-value, BTU/h·ft ² ·°F	Solar Time																								Hour of Maximum CLTD	Minimum CLTD	Maximum CLTD	Difference CLTD
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
With Suspended Ceiling																															
1	Steel sheet with 1-in. (or 2-in.) insulation	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	15	-4	78	82
2	1-in. wood with 1-in. ins.	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	61	58	51	44	37	30	25	17	2	62	60
3	4-in. lightweight concrete	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	17	0	65	65
4	2-in. heavyweight concrete with 1-in. insulation	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	18	13	47	34
5	1-in. wood with 2-in. ins.	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	18	5	57	52
6	6-in. lightweight concrete	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	54	47	42	37	20	7	54	47
7	2.5-in. wood with 1-in. insulation	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	21	15	44	29
8	8-in. lightweight concrete	33	0.093	39	36	3	3	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	44	42	21	14	46	32
9	4-in. heavyweight concrete with 1-in. (or 2-in.) ins.	53 (0.090)	0.128	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33	19	20	38	18
10	2.5-in. wood with 2-in. ins.	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	21	18	41	23
11	Roof terrace system	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	22	22	33	11
12	6-in. heavyweight concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	77 (0.088)	0.125	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31	20	21	34	13
13	4-in. wood with 1-in. (or 2-in.) insulation	19 (0.064)	0.082	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36	23	21	37	16

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Nota. Adaptado de Diferencias de temperatura de la carga de refrigeración para calcular la carga de refrigeración de cubiertas planas, por Edward Pita, 2002

Figura 108. Diferencias de temperatura de carga de enfriamiento para calcular la carga de enfriamiento de paredes iluminadas por el sol

TABLE 6.2 COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCES (CLTD) FOR CALCULATING COOLING LOAD FROM SUNLIT WALLS, F

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

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Nota. Adaptado de Diferencias de temperatura de carga de enfriamiento para calcular la carga de enfriamiento de paredes iluminadas por el sol, por Edward Pita, 2002

Figura 109. Descripción del grupo de construcción de muros

TABLE 6.3 WALL CONSTRUCTION GROUP DESCRIPTION			
Group No.	Description of Construction	Weight (lb/ft ²)	U-Value (BTU/h•ft ² •°F)
4-in. Face brick + (brick)			
C	Air space + 4-in. face brick	83	0.358
D	4-in. common brick	90	0.415
C	1-in. insulation or air space + 4-in. common brick	90	0.174–0.301
B	2-in. insulation + 4-in. common brick	88	0.111
B	8-in. common brick	130	0.302
A	Insulation or air space + 8-in. common brick	130	0.154–0.243
4-in. Face brick + (heavyweight concrete)			
C	Air space + 2-in. concrete	94	0.350
B	2-in. insulation + 4-in. concrete	97	0.116
A	Air space or insulation + 8-in. or more concrete	143–190	0.110–0.112
4-in. Face brick + (light or heavyweight concrete block)			
E	4-in. block	62	0.319
D	Air space or insulation + 4-in. block	62	0.153–0.246
D	8-in. block	70	0.274
C	Air space or 1-in. insulation + 6-in. or 8-in. block	73–89	0.221–0.275
B	2-in. insulation + 8-in. block	89	0.096–0.107
4-in. Face brick + (clay tile)			
D	4-in. tile	71	0.381
D	Air space + 4-in. tile	71	0.281
C	Insulation + 4-in. tile	71	0.169
C	8-in. tile	96	0.275
B	Air space or 1-in. insulation + 8-in. tile	96	0.142–0.221
A	2-in. insulation + 8-in. tile	97	0.097
Heavyweight concrete wall + (finish)			
E	4-in. concrete	63	0.585
D	4-in. concrete + 1-in. or 2-in. insulation	63	0.119–0.200
C	2-in. insulation + 4-in. concrete	63	0.119
C	8-in. concrete	109	0.490
B	8-in. concrete + 1-in. or 2-in. insulation	110	0.115–0.187
A	2-in. insulation + 8-in. concrete	110	0.115
B	12-in. concrete	156	0.421
A	12-in. concrete + insulation	156	0.113
Light and heavyweight concrete block + (finish)			
F	4-in. block + air space/insulation	29	0.161–0.263
E	2-in. insulation + 4-in. block	29–37	0.105–0.114
E	8-in. block	47–51	0.294–0.402
D	8-in. block + air space/insulation	41–57	0.149–0.173
Clay tile + (finish)			
F	4-in. tile	39	0.419
F	4-in. tile + air space	39	0.303
E	4-in. tile + 1-in. insulation	39	0.175
D	2-in. insulation + 4-in. tile	40	0.110
D	8-in. tile	63	0.296
C	8-in. tile + air space/1-in. insulation	63	0.151–0.231
B	2-in. insulation + 8-in. tile	63	0.099
Metal curtain wall			
G	With/without air space + 1- to 3-in. insulation	5–6	0.091–0.230
Frame wall			
G	1-in. to 3-in. insulation	16	0.081–0.178

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Nota. Adaptado de Descripción del grupo de construcción de muros, por Edward Pita, 2002

Figura 110 Corrección CLTD por latitud y mes aplicada a paredes y cubiertas

TABLE 6.4 CLTD CORRECTION FOR LATITUDE AND MONTH APPLIED TO WALLS AND ROOFS, NORTH LATITUDES, F

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

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Nota. Adaptado de Corrección CLTD por latitud y mes aplicada a paredes y cubiertas, por Edward Pita, 2002

Figura 111. Coeficiente global U de transferencia de calor para el vidrio

TABLA A.8. COEFICIENTE GLOBAL U DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL VIDRIO (BTU/hr-ft²-°F)

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"*	0.58	0.61	0.49	vidrio aislante — doble espacio de aire de 1/4"*	0.65	0.54	0.59
espacio de aire de 1/2"*	0.49	0.56	0.46	espacio de aire de 1/2"*	0.59	0.49	0.56
recubrimiento de baja emisión ² e = 0.20	0.32	0.38	0.32	recubrimiento de baja emisión ² e = 0.20	0.48	0.36	0.39
e = 0.40	0.38	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	0.55	0.46	0.50
Vidrio aislante - triple ³ Espacio de aire de 1/4"*	0.39	0.44	0.38	Tragaluz ⁴ 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 ⁵ espacio de aire de 1" a 4"*	0.50	0.50	0.44	Domos de plástico ⁶ de pared sencilla	1.15	0.80	--
Lámina de plástico sencilla				de pared doble	0.70	0.45	--
1/8" espesor	1.06	0.69	--	Factores de ajuste para paneles verticales y horizontales			
1/4" espesor	0.98	0.69	--	Descripción			
1/2" espesor	0.81	0.75	--	Vidrio sencillo	Vidrio doble o triple	Ventanas dobles	
unidad aislante - doble espacio de aire de 1/4"*	0.55	0.58	--	Ventanas Todas de vidrio	1.00	1.00	1.00
espacio de aire de 1/2"*	0.43	0.45	--	Marco de madera - 60% vidrio	0.90	0.95	0.90
Tragaluz ⁴ 6 x 6 x 4 in espesor	0.60	0.57	0.46	Marco de madera - 60% vidrio	0.80	0.85	0.80
8 x 8 x 4 in espesor	0.55	0.54	0.44	Marco de metal - 80% vidrio	1.00	1.20 ⁷	1.20 ⁸
— con divisor del hueco	0.49	0.46	0.39	Ventanas y puertas corredizas de vidrio	0.95	1.00	--
12 x 12 x 4 in espesor	0.52	0.50	0.41	Marco de madera	1.00	1.10 ⁹	--
— con divisor del hueco	0.44	0.42	0.36	Marco de metal			
12 x 12 x 2 in espesor	0.60	0.57	0.46				

* vidrio de 1/8"
* vidrio de 1/4"
² recubrimiento en ambas superficies del vidrio que dan al espacio de aire
³ diseño de la ventana: vidrio de 1/4" - vidrio de 1/8" - vidrio de 1/4"
⁴ dimensiones nominales
⁵ basados en la superficie de la abertura
⁶ con aislamiento térmico

www.elsolucionario.org

Nota. Adaptado Coeficiente global U de transferencia de calor para el vidrio, por Edward Pita, 2002

Figura 112. Diferencias de temperatura de carga de enfriamiento (CLTD) para conducción a través de vidrios

TABLE 6.5 COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCES (CLTD) FOR CONDUCTION THROUGH GLASS

Solar Time, h	CLTD °F	Solar Time, h	CLTD °F
0100	1	1300	12
0200	0	1400	13
0300	-1	1500	14
0400	-2	1600	14
0500	-2	1700	13
0600	-2	1800	12
0700	-2	1900	10
0800	0	2000	8
0900	2	2100	6
1000	4	2200	4
1100	7	2300	3
1200	9	2400	2

Reprinted with permission from the 1993 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Nota. Adaptado Diferencias de temperatura de carga de enfriamiento (CLTD) para conducción a través de vidrios, por Edward Pita, 2002

ANEXO 4. TRANSFERENCIA DE CALOR EN INTERIORES

Figura 113. Factor máximo de ganancia de calor solar para vidrio iluminado por el sol

TABLE 6.6 MAXIMUM SOLAR HEAT GAIN FACTOR (SHGF) BTU/HR • FT² FOR SUNLIT GLASS, NORTH LATITUDES

20° N. Lat											36° N. Lat										
N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR	N (Shade)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR		
Jan.	29	29	48	138	201	243	253	233	214	232	22	22	24	90	166	219	247	252	252	155	
Feb.	31	31	88	173	226	244	238	201	174	263	26	26	57	139	195	239	248	239	232	199	
Mar.	34	49	132	200	237	236	206	152	115	284	30	33	99	176	223	238	232	206	192	238	
Apr.	38	92	166	213	228	208	158	91	58	287	35	76	144	196	225	221	196	156	135	262	
May	47	123	184	217	217	184	124	54	42	283	38	107	168	204	220	204	165	116	93	272	
June	59	135	189	216	210	173	108	45	42	279	47	118	175	205	215	194	150	99	77	273	
July	48	124	182	213	212	179	119	53	43	278	39	107	165	201	216	199	161	113	90	268	
Aug.	40	91	162	206	220	200	152	88	57	280	36	75	138	190	218	212	189	151	131	257	
Sep.	36	46	127	191	225	199	148	114	275		31	31	95	167	210	228	223	200	187	230	
Oct.	32	32	87	167	217	236	231	196	170	258	27	27	56	133	187	230	239	231	225	195	
Nov.	29	29	48	136	197	239	249	229	211	230	22	22	24	87	163	215	243	248	248	154	
Dec.	27	27	35	122	187	238	254	241	226	217	20	20	20	69	151	204	241	253	254	136	

24° N. Lat											40° N. Lat										
N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR	N (Shade)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR		
Jan.	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214	20	20	20	74	154	205	241	252	254	133	
Feb.	30	30	80	165	220	244	243	213	192	249	24	24	50	129	186	234	246	244	241	180	
Mar.	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275	29	29	93	169	218	238	236	216	206	223	
Apr.	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283	34	71	140	190	224	223	205	170	154	252	
May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282	37	102	165	202	220	208	175	133	113	265	
June	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279	48	113	172	205	216	199	161	116	95	267	
July	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278	38	102	163	198	216	203	170	129	109	262	
Aug.	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277	35	71	135	185	216	214	196	165	149	247	
Sep.	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266	30	30	87	160	203	227	226	209	200	215	
Oct.	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244	25	25	49	123	180	225	238	236	234	177	
Nov.	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213	20	20	20	73	151	201	237	248	250	132	
Dec.	26	26	29	112	180	234	247	247	237	199	18	18	18	60	135	188	232	249	253	113	

28° N. Lat											44° N. Lat										
N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR	N (Shade)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR		
Jan.	25	25	35	117	183	235	251	247	238	196	17	17	17	64	138	189	232	248	252	109	
Feb.	29	29	72	157	213	244	246	224	207	234	22	22	43	117	178	227	246	248	247	160	
Mar.	33	41	116	189	231	237	221	182	157	265	27	27	87	162	211	236	238	224	218	206	
Apr.	36	84	151	205	228	216	178	124	94	278	33	66	136	185	221	224	210	183	171	240	
May	40	115	172	211	219	195	144	83	58	280	36	96	162	201	219	211	183	148	132	257	
June	51	125	178	211	213	184	128	68	49	278	47	108	169	205	215	203	171	132	115	261	
July	41	114	170	208	215	190	140	80	57	276	37	96	159	198	215	206	179	144	128	254	
Aug.	38	83	149	199	220	207	172	120	91	272	34	66	132	180	214	215	202	177	165	236	
Sep.	34	38	111	179	219	226	213	177	154	256	28	28	80	152	198	226	227	216	211	199	
Oct.	30	30	71	151	204	236	238	217	202	229	23	23	42	111	171	217	237	240	239	157	
Nov.	26	26	35	115	181	232	247	243	235	195	18	18	18	64	135	186	227	244	248	109	
Dec.	24	24	24	99	172	227	248	251	246	179	15	15	15	49	115	175	217	240	246	89	

32° N. Lat											48° N. Lat										
N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR	N (Shade)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR		
Jan.	24	24	29	105	175	229	249	250	246	176	15	15	15	53	118	175	216	239	245	85	
Feb.	27	27	65	149	205	242	248	232	221	217	20	20	36	103	168	216	242	249	250	138	
Mar.	32	37	107	183	227	237	227	195	176	252	26	26	80	154	204	234	239	232	228	188	
Apr.	36	80	146	200	227	219	187	141	115	271	31	61	132	180	219	225	215	194	186	226	
May	38	111	170	208	220	199	155	99	74	277	35	97	158	200	218	214	192	163	150	247	
June	44	122	176	208	214	189	139	83	60	276	46	110	165	204	215	206	180	148	134	252	
July	40	111	167	204	215	194	150	96	72	273	37	96	156	196	214	209	187	158	146	244	
Aug.	37	79	141	195	219	210	181	136	111	265	33	61	128	174	211	216	208	188	180	223	
Sep.	33	35	103	173	215	227	218	189	171	244	27	27	72	144	191	223	228	223	220	182	
Oct.	28	28	63	143	195	234	239	225	215	213	21	21	35	96	161	207	233	241	242	136	
Nov.	24	24	29	103	173	225	245	246	243	175	15	15	15	52	115	172	212	234	240	85	
Dec.	22	22	22	84	162	218	246	252	252	158	13	13	13	36	91	156	195	225	233	65	

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Nota. Adaptado Factor máximo de ganancia de calor solar para vidrio iluminado por el sol, por Edward Pita, 2002

Figura 114. Factor de ganancia máxima de calor solar para vidrios

0 Grados											
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR	
En.	34	34	88	177	234	254	235	182	118	296	
Feb.	36	39	132	205	245	247	210	141	67	306	
Mar.	38	87	170	223	242	223	170	87	38	303	
Abr.	71	134	193	224	221	184	118	38	37	284	
May	113	164	203	218	201	154	80	37	37	265	
Jun.	129	173	206	212	191	140	66	37	37	255	
Jul.	115	164	201	213	195	149	77	38	38	260	
Agos.	75	134	187	216	212	175	112	39	38	276	
Sept.	40	84	163	213	231	213	163	84	40	293	
Oct.	37	40	129	199	236	238	202	135	66	299	
Nov.	35	35	88	175	230	250	230	179	117	293	
Dic.	34	34	71	164	226	253	240	196	138	288	

8 Grados											
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR	
En.	32	32	71	163	224	250	242	203	162	275	
Feb.	34	34	114	193	239	248	219	165	110	294	
Mar.	37	67	156	215	241	230	184	110	55	300	
Abr.	44	117	184	221	225	195	134	53	39	289	
May	74	146	198	220	209	167	97	39	38	277	
Jun.	90	155	200	217	200	141	82	39	39	269	
Jul.	77	145	195	215	204	162	93	40	39	272	
Agos.	47	117	179	214	216	186	128	51	41	282	
Sept.	38	66	149	205	230	219	176	107	56	290	
Oct.	35	35	112	187	231	239	211	160	108	288	
Nov.	33	33	71	161	220	245	233	200	160	273	
Dic.	31	31	55	149	215	246	247	215	179	265	

16 Grados											
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR	
En.	30	30	55	147	21	244	251	223	199	248	
Feb.	33	33	96	180	231	247	233	188	154	275	
Mar.	35	53	140	205	239	235	197	138	93	291	
Abr.	39	99	172	216	227	204	150	77	45	289	
May	52	132	189	218	215	179	115	45	41	282	
Jun.	66	142	194	217	207	167	99	41	41	277	
Jul.	55	132	187	214	210	174	111	44	42	277	
Agos.	41	100	168	209	219	196	143	74	46	282	
Sept.	36	50	134	196	227	224	191	134	93	282	
Oct.	33	33	95	174	223	237	225	183	150	270	
Nov.	30	30	55	145	206	241	247	220	196	246	
Dic.	29	29	41	132	198	241	254	233	212	234	

24 Grados											
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR	
En.	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214	
Feb.	30	30	80	165	220	244	243	213	192	249	
Mar.	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275	
Abr.	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283	
May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282	
Jun.	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279	
Jul.	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278	
Agos.	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277	
Sept.	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266	
Oct.	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244	
Nov.	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213	
Dic.	26	26	29	1112	180	234	247	247	237	199	

32 Grados											
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR	
En.	24	24	29	105	175	229	249	250	246	176	
Feb.	27	27	65	149	205	242	248	232	221	217	
Mar.	32	37	107	183	227	237	227	195	176	252	
Abr.	36	80	146	200	227	219	187	141	115	271	
May	38	111	170	208	220	199	155	99	74	277	
Jun.	44	122	176	208	214	189	139	83	60	276	
Jul.	40	111	167	204	215	194	150	96	72	273	
Agos.	37	79	141	195	219	210	181	136	111	265	
Sept.	33	35	103	173	215	227	218	189	171	244	
Oct.	28	28	63	143	195	234	239	225	215	213	
Nov.	24	24	29	103	173	225	245	246	243	175	
Dic.	22	22	22	84	162	218	246	252	252	158	

40 Grados											
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR	
En.	20	20	20	74	154	205	241	252	254	133	
Feb.	24	24	50	129	186	234	246	244	241	180	
Mar.	29	29	93	169	218	238	236	216	206	223	
Abr.	34	71	140	190	224	223	203	170	154	252	
May	37	102	165	202	220	208	175	133	113	265	
Jun.	48	113	172	205	216	199	161	116	95	267	
Jul.	38	102	163	198	216	203	170	129	109	262	
Agos.	35	71	135	185	216	214	196	165	149	247	
Sept.	30	30	87	160	203	227	226	209	200	215	
Oct.	25	25	49	123	180	225	238	236	234	177	
Nov.	20	20	20	73	151	201	237	248	250	132	
Dic.	18	18	18	60	135	188	232	249	253	113	

48 Grados											
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR	
En.	15	15	15	53	118	175	216	239	245	85	
Feb.	20	20	36	103	168	216	242	249	250	138	
Mar.	26	26	80	154	204	234	239	232	228	188	
Abr.	31	61	132	180	219	225	215	194	186	226	
May	35	97	158	200	218	214	192	163	150	247	
Jun.	46	110	165	204	215	206	180	148	134	252	
Jul.	37	96	156	196	214	209	187	158	146	244	
Agos.	33	61	128	174	211	216	208	188	180	223	
Sept.	27	27	72	144	191	223	228	223	220	182	
Oct.	21	21	35	96	161	207	233	241	242	136	
Nov.	15	15	15	52	115	172	212	234	240	85	
Dic.	13	13	13	36	91	156	195	225	233	65	

56 Grados											
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR	
En.	10	10	10	21	74	126	169	194	205	40	
Feb.	16	16	21	71	139	184	223	239	244	91	
Mar.	22	22	65	136	185	224	238	241	241	149	
Abr.	28	58	123	173	211	223	223	213	210	195	
May	36	99	149	195	215	218	206	187	181	222	
Jun.	53	111	160	199	213	213	196	174	168	231	
Jul.	37	98	147	192	211	214	201	183	177	221	
Agos.	30	56	119	165	203	216	215	206	203	193	
Sept.	23	23	58	126	171	211	227	230	231	144	
Oct.	16	16	20	68	132	176	213	229	234	91	
Nov.	10	10	10	21	72	122	165	190	200	40	
Dic.	7	7	7	7	47	92	135	159	171	23	

Nota. Adaptado Factor de ganancia máxima de calor solar para vidrios, por Edward Pita, 2002

Figura 115. Coeficientes de sombreado para vidrio sin o con dispositivos de sombra interior.

TABLE 6.7 SHADING COEFFICIENTS FOR GLASS WITHOUT OR WITH INTERIOR SHADING DEVICES

Type of Glazing	Nominal Thickness, in (Each light)	Without Shading	With Interior Shading					
			Venetian Blinds		Roller Shades			
			Medium	Light	Dark	Light	Light	
Single glass								
Clear	¼	0.94	0.74	0.67	0.81	0.39	0.44	
Heat absorbing	¼	0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36	
Double glass								
Clear	¼	0.81	0.62	0.58	0.71	0.35	0.40	
Heat absorbing	¼	0.55	0.39	0.36	0.40	0.22	0.30	

Note: Venetian blinds are assumed set at a 45° position. Adapted with permission from the 1993 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Nota. Adaptado Coeficientes de sombreado para vidrio sin o con dispositivos de sombra interior, por Edward Pita, 2002

Figura 116. Factores de carga de enfriamiento para vidrio sin sombreado interior con pisos alfombrados

TABLE 6.8 COOLING LOAD FACTORS (CLF) FOR GLASS WITHOUT INTERIOR SHADING, IN NORTH LATITUDE SPACES HAVING CARPETED FLOORS

Dir.	Room	Solar Time																							
		0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400
N	L	.00	.00	.00	.00	.01	.64	.73	.74	.81	.88	.95	.98	.98	.94	.88	.79	.79	.55	.31	.12	.04	.02	.01	.00
	M	.03	.02	.02	.02	.02	.64	.69	.69	.77	.84	.91	.94	.95	.91	.86	.79	.79	.56	.32	.16	.10	.07	.05	.04
	H	.10	.09	.08	.07	.07	.62	.64	.64	.71	.77	.83	.87	.88	.85	.81	.75	.76	.55	.34	.22	.17	.15	.13	.11
NE	L	.00	.00	.00	.00	.01	.51	.83	.88	.72	.47	.33	.27	.24	.23	.20	.18	.14	.09	.03	.01	.00	.00	.00	.00
	M	.01	.01	.00	.00	.01	.50	.78	.82	.67	.44	.32	.28	.26	.24	.22	.19	.15	.11	.05	.03	.02	.02	.01	.01
	H	.03	.03	.03	.02	.03	.47	.71	.72	.59	.40	.30	.27	.26	.25	.23	.20	.17	.13	.08	.06	.05	.05	.04	.04
E	L	.00	.00	.00	.00	.00	.42	.76	.91	.90	.75	.51	.30	.22	.18	.16	.13	.11	.07	.02	.01	.00	.00	.00	.00
	M	.01	.01	.00	.00	.01	.41	.72	.86	.84	.71	.48	.30	.24	.21	.18	.16	.13	.09	.04	.03	.02	.01	.01	.01
	H	.03	.03	.03	.02	.02	.39	.66	.76	.74	.63	.43	.29	.24	.22	.20	.18	.15	.12	.08	.06	.05	.05	.04	.04
SE	L	.00	.00	.00	.00	.00	.27	.58	.81	.93	.93	.81	.59	.37	.27	.21	.18	.14	.09	.03	.01	.00	.00	.00	.00
	M	.01	.01	.01	.00	.01	.26	.55	.77	.88	.87	.76	.56	.37	.29	.24	.20	.16	.11	.05	.04	.03	.02	.02	.01
	H	.04	.04	.03	.03	.03	.26	.51	.69	.78	.78	.68	.51	.35	.29	.25	.22	.19	.15	.09	.08	.07	.06	.05	.05
S	L	.00	.00	.00	.00	.00	.15	.23	.39	.62	.82	.94	.93	.80	.59	.38	.26	.16	.06	.02	.01	.00	.00	.00	.00
	M	.01	.01	.01	.01	.01	.07	.14	.22	.38	.59	.78	.88	.88	.76	.57	.38	.28	.18	.09	.06	.04	.03	.02	.02
	H	.05	.05	.04	.04	.03	.09	.15	.21	.35	.54	.70	.79	.79	.69	.52	.37	.29	.21	.13	.10	.09	.08	.07	.06
SW	L	.00	.00	.00	.00	.00	.04	.09	.13	.16	.19	.23	.39	.62	.82	.94	.94	.81	.54	.19	.07	.03	.01	.00	.00
	M	.02	.02	.01	.01	.01	.05	.09	.13	.16	.19	.22	.38	.60	.78	.89	.89	.77	.52	.20	.10	.07	.05	.04	.03
	H	.07	.06	.05	.05	.04	.07	.11	.14	.16	.18	.21	.35	.55	.71	.80	.79	.69	.48	.20	.14	.11	.10	.08	.07
W	L	.00	.00	.00	.00	.00	.03	.07	.10	.13	.15	.16	.18	.31	.55	.78	.92	.93	.73	.25	.10	.04	.01	.01	.00
	M	.02	.02	.01	.01	.01	.04	.07	.10	.13	.14	.16	.17	.30	.53	.74	.87	.88	.69	.24	.12	.07	.05	.04	.03
	H	.06	.06	.05	.04	.04	.06	.09	.11	.13	.15	.16	.17	.28	.49	.67	.78	.79	.62	.23	.14	.11	.09	.08	.07
NW	L	.00	.00	.00	.00	.00	.04	.09	.14	.17	.20	.22	.23	.24	.31	.53	.78	.92	.81	.28	.10	.04	.02	.01	.00
	M	.02	.02	.01	.01	.01	.05	.10	.13	.17	.19	.21	.22	.23	.30	.52	.75	.88	.77	.26	.12	.07	.05	.04	.03
	H	.06	.05	.05	.04	.04	.07	.11	.14	.17	.19	.20	.21	.22	.28	.48	.68	.79	.69	.23	.14	.10	.09	.08	.07
Hor.	L	.00	.00	.00	.00	.00	.08	.25	.45	.64	.80	.91	.97	.97	.91	.80	.64	.44	.23	.08	.03	.01	.00	.00	.00
	M	.02	.02	.01	.01	.01	.08	.24	.43	.60	.75	.86	.92	.92	.87	.77	.63	.45	.26	.12	.07	.05	.04	.03	.02
	H	.07	.06	.05	.05	.04	.11	.25	.41	.56	.68	.77	.83	.83	.80	.71	.59	.44	.28	.17	.13	.11	.10	.09	.08

Values for nominal 15 ft by 15 ft by 10 ft high space, with ceiling, and 50% or less glass in exposed surface at listed orientation.
 L = Lightweight construction, such as 1 in. wood floor, Group G wall.
 M = Mediumweight construction, such as 2 to 4 in. concrete floor, Group E wall.
 H = Heavyweight construction, such as 6 to 8 in. concrete floor, Group C wall.
 Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Nota. Adaptado Factores de carga de enfriamiento para vidrio sin sombreado interior con pisos alfombrados, por Edward Pita, 2002

Figura 117. Factores de carga de enfriamiento para vidrio sin sombreado interior sin pisos alfombrados

TABLE 6.9 COOLING LOAD FACTORS (CLF) FOR GLASS WITHOUT INTERIOR SHADING, IN NORTH LATITUDE SPACES HAVING UNCARPETED FLOORS

Dir.	Room	Solar Time																							
		0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400
N	L	.00	.00	.00	.00	.01	.64	.73	.74	.81	.88	.95	.98	.98	.94	.88	.79	.79	.55	.31	.12	.04	.02	.01	.00
	M	.12	.09	.07	.06	.05	.33	.45	.53	.61	.69	.76	.82	.85	.86	.85	.81	.80	.70	.60	.43	.32	.24	.19	.15
	H	.24	.21	.19	.18	.16	.43	.48	.51	.56	.61	.66	.71	.73	.74	.73	.71	.71	.62	.52	.42	.36	.32	.29	.26
NE	L	.00	.00	.00	.00	.01	.51	.83	.88	.72	.47	.33	.27	.24	.23	.20	.18	.14	.09	.03	.01	.00	.00	.00	.00
	M	.03	.02	.02	.02	.02	.24	.45	.57	.58	.49	.41	.36	.32	.29	.27	.24	.21	.17	.13	.10	.07	.06	.05	.04
	H	.08	.07	.07	.06	.06	.27	.43	.49	.45	.37	.32	.29	.28	.27	.26	.24	.22	.19	.16	.14	.12	.11	.10	.09
E	L	.00	.00	.00	.00	.00	.42	.76	.91	.90	.75	.51	.30	.22	.18	.16	.13	.11	.07	.02	.01	.00	.00	.00	.00
	M	.03	.02	.02	.02	.01	.20	.41	.57	.65	.64	.55	.44	.36	.31	.26	.23	.19	.16	.12	.09	.07	.06	.04	.04
	H	.08	.08	.07	.06	.06	.24	.40	.50	.53	.50	.41	.33	.30	.28	.26	.24	.22	.19	.16	.14	.13	.11	.10	.09
SE	L	.00	.00	.00	.00	.00	.27	.58	.81	.93	.93	.81	.59	.37	.27	.21	.18	.14	.09	.03	.01	.00	.00	.00	.00
	M	.04	.03	.02	.02	.02	.13	.31	.48	.62	.69	.69	.61	.50	.41	.35	.30	.25	.20	.15	.12	.09	.07	.06	.05
	H	.10	.09	.08	.08	.07	.18	.32	.45	.53	.56	.54	.47	.39	.35	.32	.29	.26	.23	.19	.17	.15	.14	.12	.11
S	L	.00	.00	.00	.00	.00	.07	.15	.23	.39	.62	.82	.94	.93	.80	.59	.38	.26	.16	.06	.02	.01	.00	.00	.00
	M	.05	.04	.04	.03	.02	.05	.09	.14	.24	.38	.53	.65	.72	.71	.63	.52	.42	.33	.24	.18	.14	.11	.09	.07
	H	.13	.12	.10	.09	.09	.11	.14	.17	.25	.36	.47	.55	.58	.56	.49	.41	.36	.30	.25	.21	.19	.17	.16	.14
SW	L	.00	.00	.00	.00	.00	.04	.09	.13	.16	.19	.23	.39	.62	.82	.94	.94	.81	.54	.19	.07	.03	.01	.00	.00
	M	.08	.07	.05	.04	.03	.05	.07	.09	.12	.15	.17	.26	.40	.54	.66	.73	.72	.61	.43	.31	.23	.17	.13	.10
	H	.15	.14	.12	.11	.10	.11	.12	.14	.15	.17	.18	.26	.37	.48	.56	.59	.57	.47	.33	.27	.23	.21	.19	.17
W	L	.00	.00	.00	.00	.00	.03	.07	.10	.13	.15	.16	.18	.31	.55	.78	.92	.93	.73	.25	.10	.04	.01	.01	.00
	M	.08	.07	.05	.04	.04	.04	.06	.08	.10	.12	.13	.15	.21	.35	.50	.63	.71	.67	.46	.33	.24	.18	.14	.11
	H	.14	.13	.12	.11	.10	.10	.11	.12	.13	.14	.15	.16	.21	.33	.45	.54	.58	.52	.33	.26	.22	.19	.18	.16
NW	L	.00	.00	.00	.00	.00	.04	.09	.14	.17	.20	.22	.23	.24	.31	.53	.78	.92	.81	.28	.10	.04	.02	.01	.00
	M	.08	.06	.05	.04	.03	.05	.07	.10	.13	.15	.17	.19	.20	.24	.36	.51	.64	.66	.46	.32	.23	.17	.13	.10
	H	.13	.12	.11	.10	.09	.10	.12	.13	.15	.16	.17	.18	.19	.23	.33	.46	.55	.53	.33	.25	.21	.18	.16	.15
Hor.	L	.00	.00	.00	.00	.00	.08	.25	.45	.64	.80	.91	.97	.97	.91	.80	.64	.44	.23	.08	.03	.01	.00	.00	.00
	M	.07	.06	.05	.04	.03	.06	.14	.26	.40	.53	.64	.73	.78	.80	.77	.70	.59	.45	.33	.24	.19	.14	.11	.09
	H	.16	.15	.13	.12	.11	.13	.20	.29	.39	.48	.56	.61	.65	.65	.63	.57	.49	.40	.32	.28	.25	.22	.20	.18

Values for nominal 15 ft by 15 ft by 10 ft high space, with ceiling, and 50% or less glass in exposed surface at fixed orientation.
 L = Lightweight construction, such as 1 in. wood floor, Group G wall.
 M = Mediumweight construction, such as 2 to 4 in. concrete floor, Group E wall.
 H = Heavyweight construction, such as 6 to 8 in. concrete floor, Group C wall.
 Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Nota. Adaptado Factores de carga de enfriamiento para vidrio sin sombreado interior sin pisos alfombrados, por Edward Pita, 2002

Figura 118. Factor de enfriamiento-vidrios

Latitud norte.		Hora solar, h																							
Ventana viendo hacia el	Construcción del recinto	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	L	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.80	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20
	M	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.52	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27
	H	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.73	0.72	0.70	0.70	0.74	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28
NE	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08
	H	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.23	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
E	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.19	0.37	0.51	0.57	0.57	0.51	0.42	0.36	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.45	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08
	H	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.21	0.34	0.45	0.50	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10
SE	L	0.05	0.04	0.04	0.03	0.02	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.55	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
S	L	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10
	M	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14
	H	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.12	0.14	0.17	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.38	0.32	0.26	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15
SW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.35	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
W	L	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.12	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18	0.16
NW	L	0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.59	0.60	0.43	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.53	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16
	H	0.14	0.12	0.11	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.16	0.18	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	0.15
HORA	L	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.07	0.14	0.24	0.36	0.48	0.58	0.66	0.72	0.74	0.73	0.67	0.59	0.47	0.37	0.30	0.24	0.19	0.16	0.13
	M	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.11	0.16	0.24	0.33	0.43	0.52	0.59	0.64	0.67	0.66	0.62	0.55	0.47	0.38	0.32	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.15	0.20	0.27	0.36	0.45	0.52	0.59	0.62	0.64	0.62	0.58	0.51	0.42	0.35	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19

Latitud norte.		Hora solar, h																							
Ventana viendo hacia el	Construcción del recinto	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	L	0.07	0.05	0.04	0.04	0.05	0.70	0.65	0.65	0.74	0.81	0.87	0.91	0.91	0.88	0.84	0.77	0.80	0.92	0.27	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08
	M	0.08	0.07	0.06	0.06	0.07	0.75	0.66	0.65	0.73	0.80	0.86	0.89	0.89	0.86	0.82	0.75	0.78	0.91	0.24	0.18	0.15	0.13	0.11	0.09
	H	0.09	0.09	0.08	0.07	0.09	0.75	0.67	0.66	0.74	0.80	0.86	0.89	0.88	0.85	0.80	0.73	0.76	0.88	0.23	0.17	0.14	0.13	0.11	0.10
NE	L	0.02	0.01	0.01	0.01	0.02	0.55	0.76	0.75	0.60	0.39	0.31	0.28	0.27	0.25	0.23	0.20	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02
	M	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.56	0.76	0.74	0.58	0.37	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
	H	0.03	0.03	0.03	0.03	0.04	0.57	0.77	0.74	0.58	0.36	0.28	0.26	0.25	0.23	0.21	0.19	0.16	0.11	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
E	L	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.45	0.71	0.80	0.77	0.64	0.43	0.29	0.25	0.23	0.20	0.17	0.14	0.10	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02
	M	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.47	0.72	0.80	0.76	0.62	0.41	0.27	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.11	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
	H	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.48	0.72	0.80	0.75	0.61	0.40	0.25	0.22	0.21	0.19	0.16	0.14	0.10	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
SE	L	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.29	0.56	0.74	0.82	0.81	0.70	0.52	0.35	0.30	0.26	0.22	0.18	0.13	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03
	M	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.30	0.56	0.74	0.81	0.79	0.68	0.49	0.33	0.28	0.25	0.22	0.18	0.13	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04
	H	0.04	0.04	0.04	0.03	0.04	0.31	0.57	0.74	0.81	0.79	0.67	0.48	0.31	0.27	0.23	0.20	0.17	0.13	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.05
S*	L	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.08	0.15	0.22	0.37	0.58	0.75	0.84	0.82	0.71	0.53	0.37	0.29	0.20	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04
	M	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.09	0.16	0.22	0.38	0.58	0.75	0.83	0.80	0.68	0.50	0.35	0.27	0.19	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05
	H	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.11	0.17	0.24	0.39	0.59	0.75	0.82	0.79	0.67	0.49	0.33	0.26	0.18	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05
SW	L	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.18	0.22	0.38	0.59	0.76	0.84	0.83	0.72	0.48	0.18	0.13	0.11	0.08	0.07	0.06
	M	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.07	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.38	0.59	0.75	0.83	0.81	0.69	0.45	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
	H	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.08	0.12	0.15	0.18	0.20	0.23	0.39	0.59	0.75	0.82	0.80	0.68	0.43	0.14	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06
W	L	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.05	0.08	0.11	0.13	0.14	0.15	0.17	0.30	0.53	0.72	0.83	0.83	0.63	0.19	0.14	0.11	0.08	0.07	0.06
	M	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.17	0.31	0.53	0.72	0.82	0.81	0.61	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
	H	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.07	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.31	0.54	0.71	0.81	0.80	0.59	0.15	0.11	0.09	0.07	0.06	0.06
NW	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.20	0.21	0.22	0.30	0.52	0.73	0.83	0.71	0.19	0.13	0.10	0.08	0.07	0.05
	M	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.07	0.11	0.14	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.30	0.52	0.73	0.82	0.69	0.16	0.12	0.09	0.08	0.07	0.06
	H	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.08	0.12	0.15	0.18	0.20	0.21	0.22	0.23	0.30	0.52	0.73	0.81	0.67	0.15	0.11	0.08	0.07	0.06	0.05
HORA	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.10	0.26	0.43	0.59	0.72	0.81	0.87	0.87											

Figura 119. Sombreado de proyecciones aéreas

TABLE 6.11 SHADING FROM OVERHEAD PROJECTIONS

Latitude	24°				32°				40°				48°				56°			
	9 am	Noon	3 pm	6 pm	9 am	Noon	3 pm	6 pm	9 am	Noon	3 pm	6 pm	9 am	Noon	3 pm	6 pm	9 am	Noon	3 pm	6 pm
(Facing)																				
N	—	—	—	.58	—	—	—	.63	—	—	—	.83	—	—	—	1.37	—	—	—	1.61
NE	1.89	—	—	—	2.17	—	—	—	2.13	—	—	—	3.03	—	—	—	3.45	—	—	—
E	1.00	—	—	—	.97	—	—	—	.89	—	—	—	.83	—	—	—	.74	—	—	—
SE	.93	4.55	—	—	1.00	3.33	—	—	.86	2.33	—	—	.73	1.67	—	—	.61	1.33	—	—
S	4.35	3.57	4.35	—	2.63	2.38	2.63	—	1.85	1.59	1.85	—	1.33	1.19	1.33	—	1.08	.93	1.08	—
SW	—	4.55	.93	—	—	3.33	1.00	—	—	2.33	.86	—	—	1.67	.73	—	—	1.33	.61	—
W	—	—	1.00	*	—	—	.97	*	—	—	.89	*	—	—	.83	*	—	—	.74	*
NW	—	—	1.89	*	—	—	2.17	*	—	—	2.13	*	—	—	3.03	*	—	—	3.45	*

Reprinted with permission from the 1985 Fundamentals, ASHRAE Handbook & Product Directory.
 Note: Values apply from April to September.
 *Shading not effective.
 —Completely shaded.

Nota. Adaptado Sombreado de proyecciones aéreas, por Edward Pita, 2002

Figura 120. Coeficiente sombreado-vidrio

	Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro*	Transmisión solar ^b	Sin sombreado interior $h_s = 4.0$	Tipo de sombreado interior				
					Persianas venecianas		Persianas enrollables		
					Medio	Claro	Opacas	Claro	Traslúcidas
VIDRIO SENCILLO	Sencillo	3/32 a 1/4	0.87-0.80	1.00					
	Claro	1/4 a 1/2	0.80-0.71	0.94					
	Claro	3/8	0.72	0.90	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
	Claro	1/2	0.67	0.87					
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0.87-0.79	0.83					
	Absorbente de calor, con figuras'	1/8	0.83	0.83					
	Absorbente de calor'	3/16 a 1/4	0.46	0.69					
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4	0.69	0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
	Coloreado	1/8 a 7/32	0.59-0.45	0.69					
	Absorbente de calor, o con figuras		0.44-0.30	0.60	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32
VIDRIO AISLANTE	Absorbente de calor ^c	3/8	0.34	0.60					
	Absorbente de calor, o con figuras		0.44-0.30	0.53	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31
	Vidrio recubierto reflector	1/2	0.24	0.30	0.25	0.23			
				0.40	0.33	0.29			
				0.50	0.42	0.38			
				0.60	0.50	0.44			
	Doble ^d	3/32, 1/8	0.71*	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
	Claro afuera	1/4	0.61*	0.81					
	Claro adentro	1/4	0.36*	0.55					
	Absorbente de calor afuera				0.39	0.36	0.40	0.22	0.30
Claro adentro				0.19	0.18				
Vidrio recubierto reflector				0.30	0.26				
				0.40	0.33				
Triple									
Claro	1/4		0.71						
Claro	1/8		0.80						

Nota. Adaptado Coeficiente sombreado-vidrio, por Edward Pita, 2002

ANEXO 5. TRANSFERENCIA DE CALOR EMITIDO POR PERSONAS

Figura 121. Tasas de ganancia de calor de los ocupantes de espacios acondicionados

TABLE 6.13: RATES OF HEAT GAIN FROM OCCUPANTS OF CONDITIONED SPACES

Degree of Activity		Total Heat Adults		Sensible Heat, Btu/h	Latent Heat, Btu/h
		Adult Male	Adjusted M/F ^a		
Seated at theater	Theater—matinee	390	330	225	105
Seated at theater, night	Theater—night	390	350	245	105
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155
Moderately active	Offices, hotels, office work	475	450	250	200
Standing, light work; walking	Department store, retail store	550	450	250	200
Walking; standing	Drug store, bank	550	500	250	250
Sedentary work	Restaurant ^b	490	550	275	275
Light bench work	Factory	800	750	275	475
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	1000	375	625
Bowling ^c	Bowling alley	1500	1450	580	870
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090

Notes

1. Tabulated values are based on 75°F room dry-bulb temperature. For 80°F room dry-bulb, the total heat remains the same, but the sensible heat values should be decreased by approximately 20%, and the latent heat values increased accordingly.
- ^a Adjusted heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is 85% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.
- ^b Adjusted total heat gain for *Sedentary work, Restaurant*, includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu/h sensible and 30 Btu/h latent.)
- ^c Figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing or walking slowly (550 Btu/h).

Reprinted with permission from the 1997 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Nota.

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

Adaptado Tasas de ganancia de calor de los ocupantes de espacios acondicionados, por Edward Pita, 2002

Figura 122. Factores de carga de refrigeración por calor sensible para las personas

TABLE 6.14 SENSIBLE HEAT COOLING LOAD FACTORS FOR PEOPLE

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

CLF = 1.0 for systems shut down at night and for high occupant densities such as in theaters and auditoriums.
 Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Nota. Adaptado Factores de carga de refrigeración por calor sensible para las personas, por Edward Pita, 2002

ANEXO 6. VALORES MÍNIMOS DE VENTILACIÓN

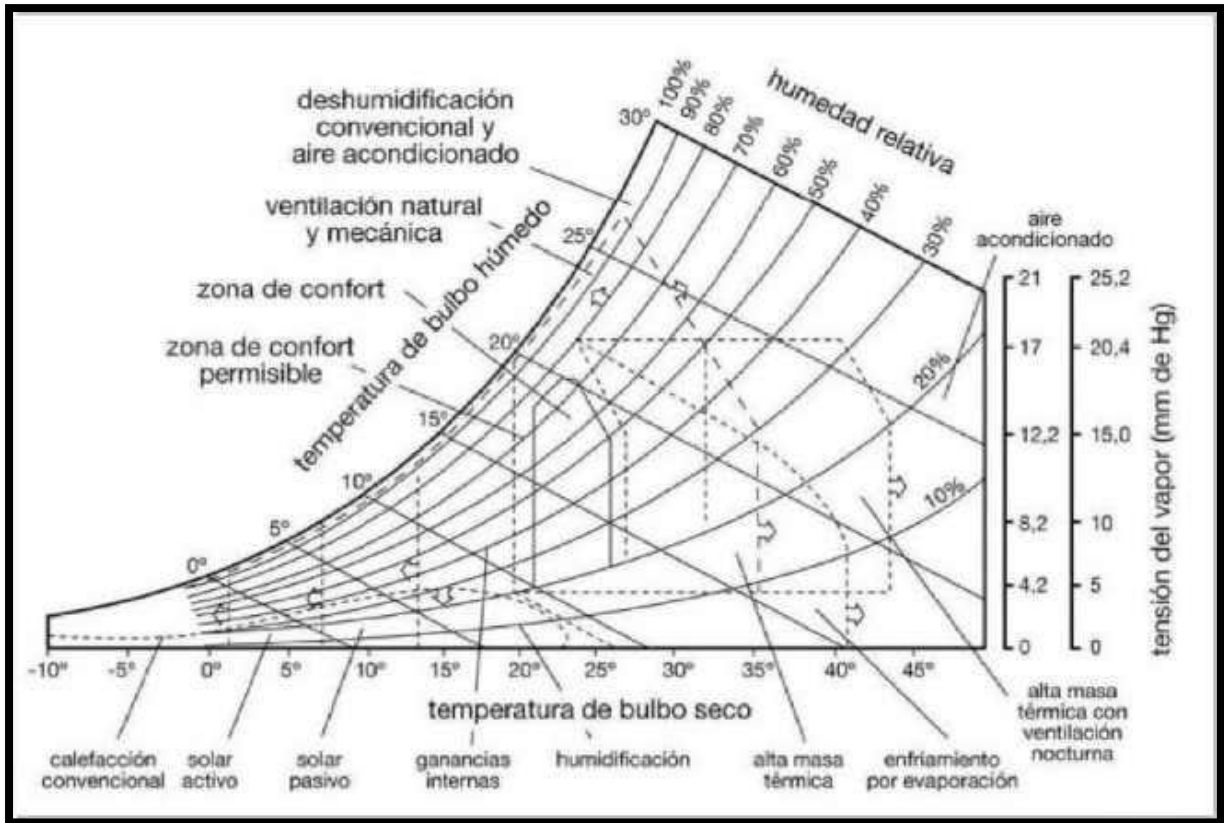
Figura 123. Valores mínimos de ventilación

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a		Notes	Default Values		
	cfm/person	L/s/person	cfm/ft ²	L/s/m ²		Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)	
						#/1000 ft ² (#/100 m ²)	cfm/person	L/person
Correctional Facilities								
Cell	5	2.5	0.12	0.6		25	10	4.9
Day room	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5
Guard stations	5	2.5	0.06	0.3		15	9	4.5
Booking/waiting	7.5	3.8	0.06	0.3		50	9	4.4
Educational Facilities								
Daycare (through age 4)	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6
Classrooms (ages 5-8)	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4
Classrooms (age 9 plus)	10	5	0.12	0.6		35	13	6.7
Lecture classroom	7.5	3.8	0.06	0.3		65	8	4.3
Lecture hall (fixed seats)	7.5	3.8	0.06	0.3		150	8	4.0
Art classroom	10	5.0	0.18	0.9		20	19	9.5
Science laboratories	10	5.0	0.18	0.9		25	17	8.6
Wood/metal shop	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5
Computer lab	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4
Media center	10	5	0.12	0.6	A	25	15	7.4
Music/theater/dance	10	5.0	0.06	0.3		35	12	5.9
Multi-use assembly	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1
Food and Beverage Service								
Restaurant dining rooms	7.5	3.8	0.18	0.9		70	10	5.1
Cafeteria/fast food dining	7.5	3.8	0.18	0.9		100	9	4.7
Bars, cocktail lounges	7.5	3.8	0.18	0.9		100	9	4.7
General								
Conference/meeting	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1
Corridors	-	-	0.06	0.3		-	-	-
Storage rooms	-	-	0.12	0.6	B	-	-	-
Hotels, Motels, Resorts, Dormitories								
Bedroom/living room	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5
Barracks sleeping areas	5	2.5	0.06	0.3		20	8	4.0
Lobbies/pre-function	7.5	3.8	0.06	0.3		30	10	4.8
Multi-purpose assembly	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8
Office Buildings								
Office space	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5
Reception areas	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5
Telephone/data entry	5	2.5	0.06	0.3		60	6	3.0
Main entry lobbies	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5
Miscellaneous spaces								
Bank vaults/safe deposit	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5
Computer (not printing)	5	2.5	0.06	0.3		4	20	10.0
Pharmacy (prep. area)	5	2.5	0.18	0.9		10	23	11.5
Photo studios	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5

Nota. Adaptado Valores mínimos de ventilación, por ASHRAE, 2015

ANEXO 7. CARTA PSICROMÉTRICA EN ZONA DE CONFORT

Figura 124. Carta Psicrométrica en zona de confort térmico



Nota. Adaptado Carta Psicrométrica en zona de confort térmico, por SCRIBD, 2018 (<https://www.scribd.com/document/391948356/Carta-Comfort>)

ANEXO 8. TRANSFERENCIA DE CALOR EN EQUIPOS

Figura 125. Ganancia de calor de los motores eléctricos típicos

TABLE 6.16 HEAT GAIN FROM TYPICAL ELECTRIC MOTORS

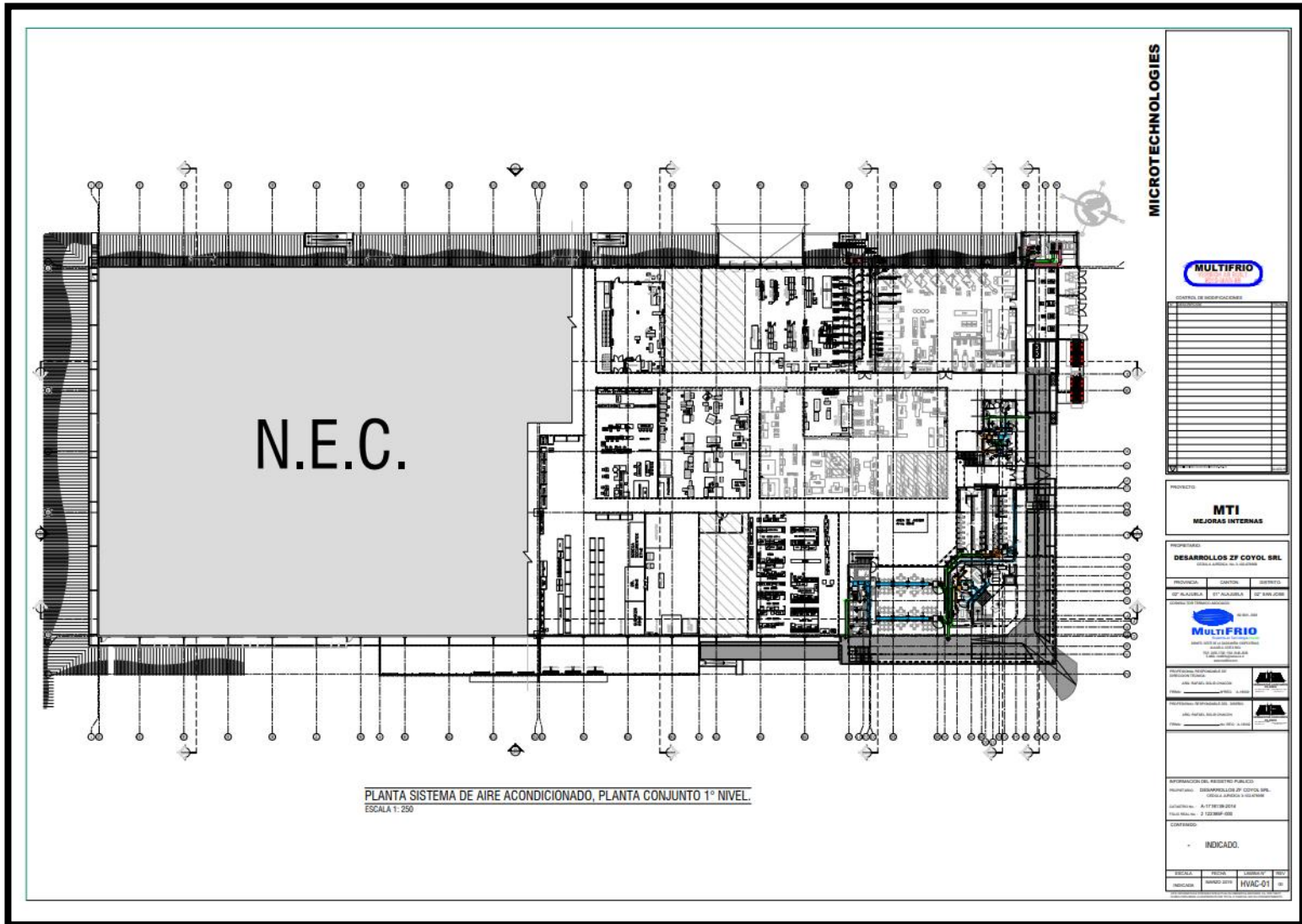
Motor Name-plate or Rated Horse-power	Motor Type	Nominal rpm	Full Load Motor Efficiency in Percent	Location of Motor and Driven Equipment with Respect to Conditioned Space or Airstream		
				A	B	C
				Motor in, Driven Equipment in Btu/h	Motor out, Driven Equipment in Btu/h	Motor in, Driven Equipment out Btu/h
0.05	Shaded Pole	1500	35	360	130	240
0.08	Shaded Pole	1500	35	580	200	380
0.125	Shaded Pole	1500	35	900	320	590
0.16	Shaded Pole	1500	35	1160	400	760
0.25	Split Phase	1750	54	1180	640	540
0.33	Split Phase	1750	56	1500	840	660
0.50	Split Phase	1750	60	2120	1270	850
0.75	3-Phase	1750	72	2650	1900	740
1	3-Phase	1750	75	3390	2550	850
1	3-Phase	1750	77	4960	3820	1140
2	3-Phase	1750	79	6440	5090	1350
3	3-Phase	1750	81	9430	7640	1790
5	3-Phase	1750	82	15,500	12,700	2790
7.5	3-Phase	1750	84	22,700	19,100	3640
10	3-Phase	1750	85	29,900	24,500	4490
15	3-Phase	1750	86	44,400	38,200	6210
20	3-Phase	1750	87	58,500	50,900	7610
25	3-Phase	1750	88	72,300	63,600	8680
30	3-Phase	1750	89	85,700	76,300	9440
40	3-Phase	1750	89	114,000	102,000	12,600
50	3-Phase	1750	89	143,000	127,000	15,700
60	3-Phase	1750	89	172,000	153,000	18,900
75	3-Phase	1750	90	212,000	191,000	21,200
100	3-Phase	1750	90	283,000	255,000	28,300
125	3-Phase	1750	90	353,000	318,000	35,300
150	3-Phase	1750	91	420,000	382,000	37,800
200	3-Phase	1750	91	569,000	509,000	50,300
250	3-Phase	1750	91	699,000	636,000	62,900

Reprinted with permission from the 1993 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Nota. Adaptado Ganancia de calor de los motores eléctricos típicos, por Edward Pita, 2002

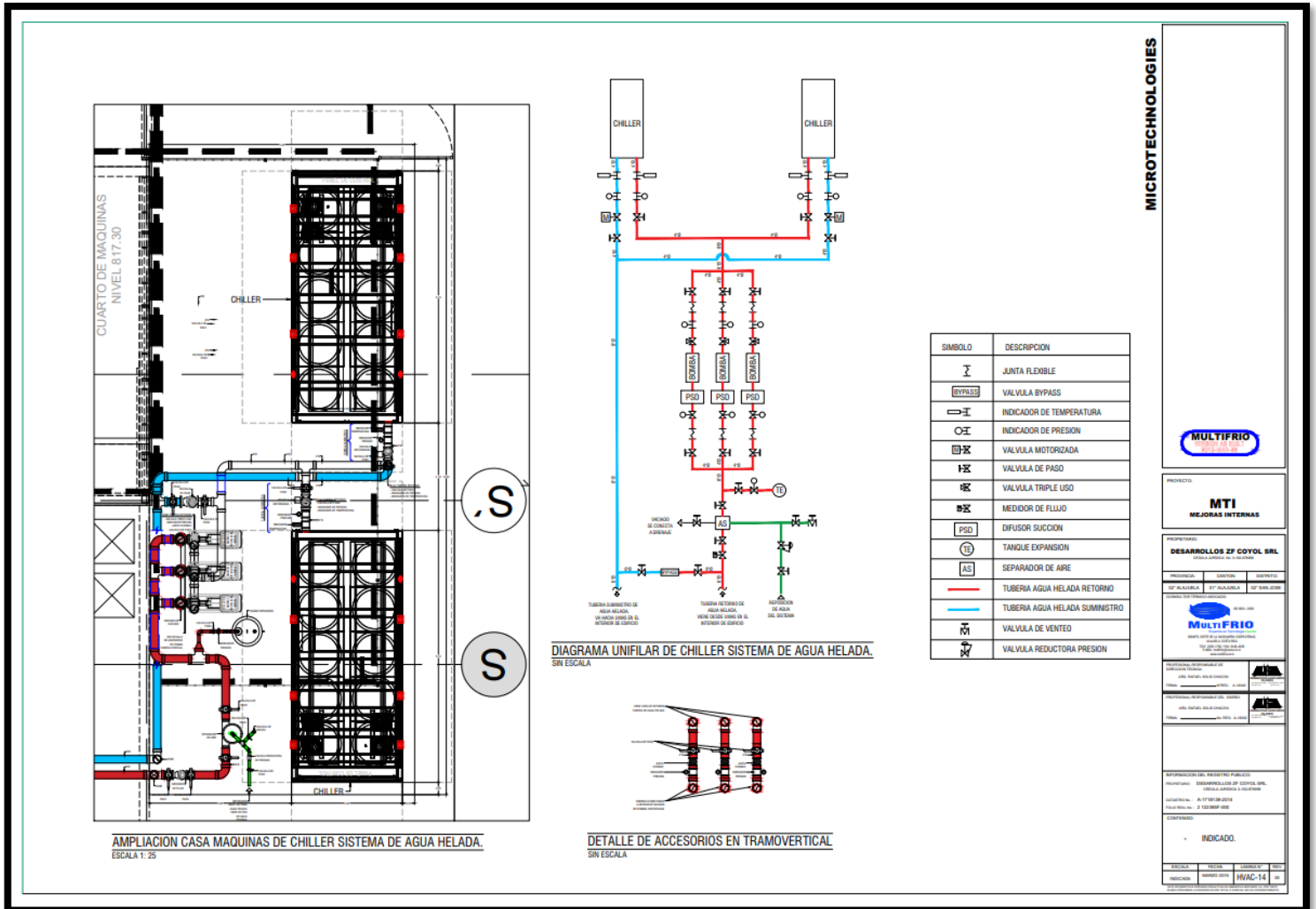
ANEXO 9. PLANOS SISTEMA AGUA HELADA MICRO TECHNOLOGIES S.A

Figura 126. Planta sistema de aire acondicionado-planta conjunto 1 nivel



Nota. Adaptado Planta sistema de aire acondicionado-planta conjunto 1 nivel, por Rafael Solís Chacón, 2019

Figura 131. Diagrama Unifilar de chiller sistema de agua helada-ampliación casa máquinas-detalle de accesorios en tramo vertical



Nota. Adaptado Diagrama Unifilar de chiller sistema de agua helada-ampliación casa máquinas-detalle de accesorios en tramo vertical, por Rafael Solís Chacón, 2019

ANEXO 10. DESCRIPCIÓN FICHA TÉCNICA DE ALGUNOS EQUIPOS DE LA PLANTA

Nota: Para efectos de este anexo, sólo se adjuntan las fotografías de los equipos que son considerados como principales para la planta. Los otros equipos se conocen como periféricos. Cabe recordar, que estos últimos también fueron utilizados para el cálculo de carga térmica.

Figura 132. *Inyectora Milacron-Fanuc α -S250iA*

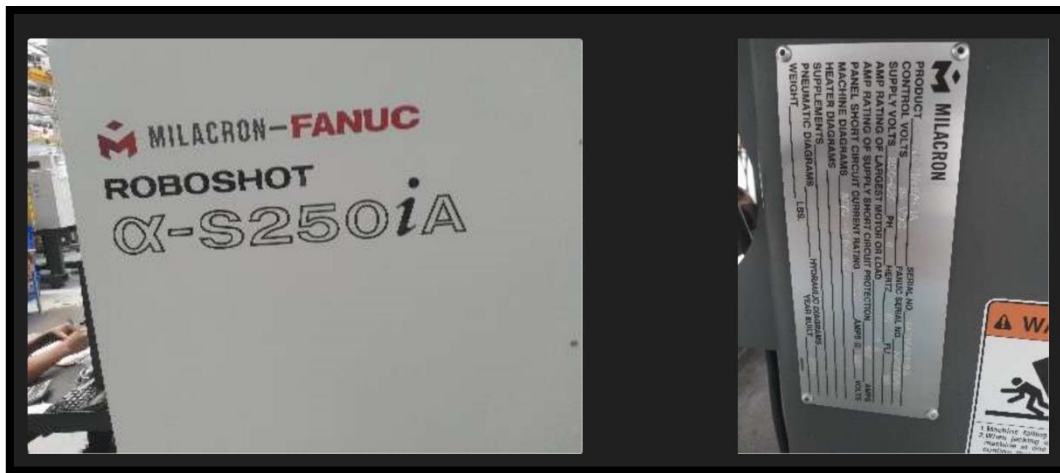


Figura 133. *Inyectora Milacron-Fanuc SiB-65*



Figura 134. Inyectora Milacron-Fanuc α -S100iA

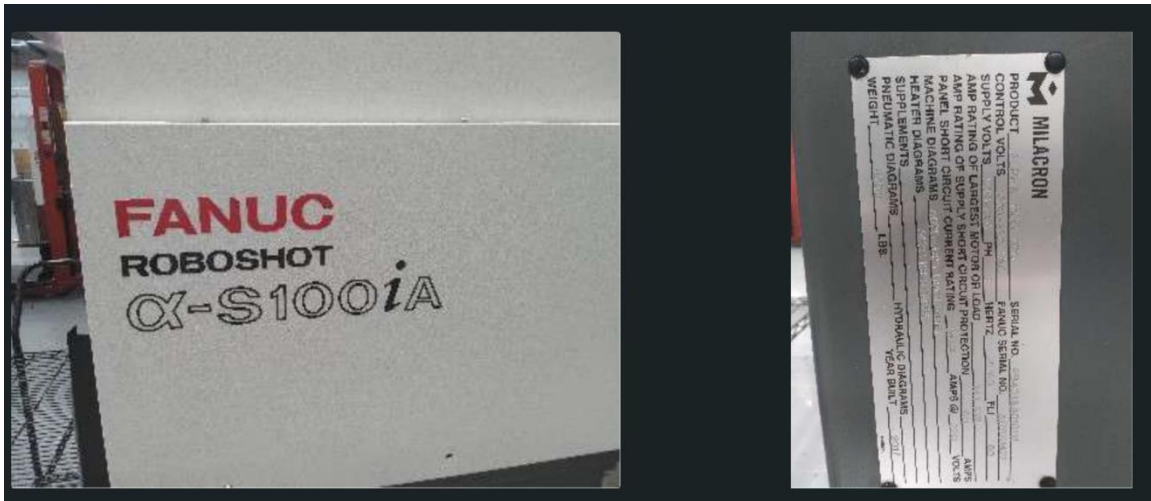


Figura 135. Inyectora α -S300iA

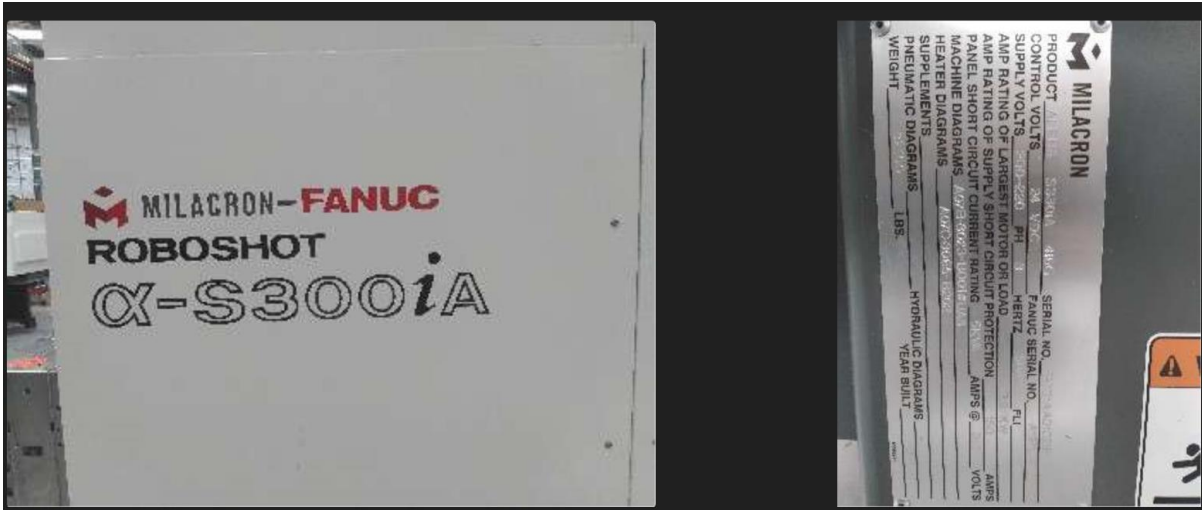


Figura 136. Inyectora α -S100iB



Figura 137. *Inyectora Arburg Allrounder 470E*



Figura 138. *Inyectora S-2000i100A*



Figura 139. *Inyectora Roboshot-2000i100B*



Figura 140. *Inyectora Roboshot-2000i165B*

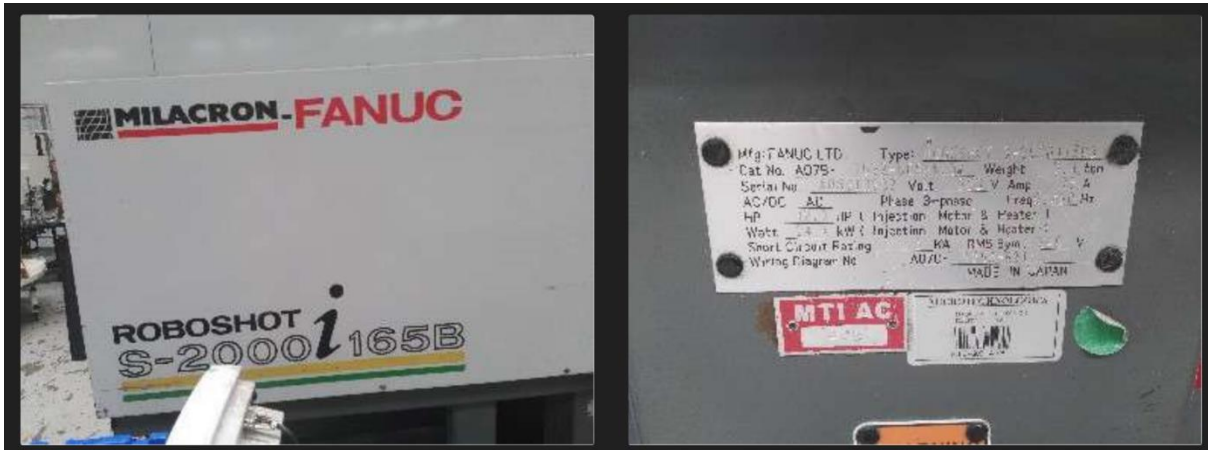


Figura 141. *Secador de resina Conair*

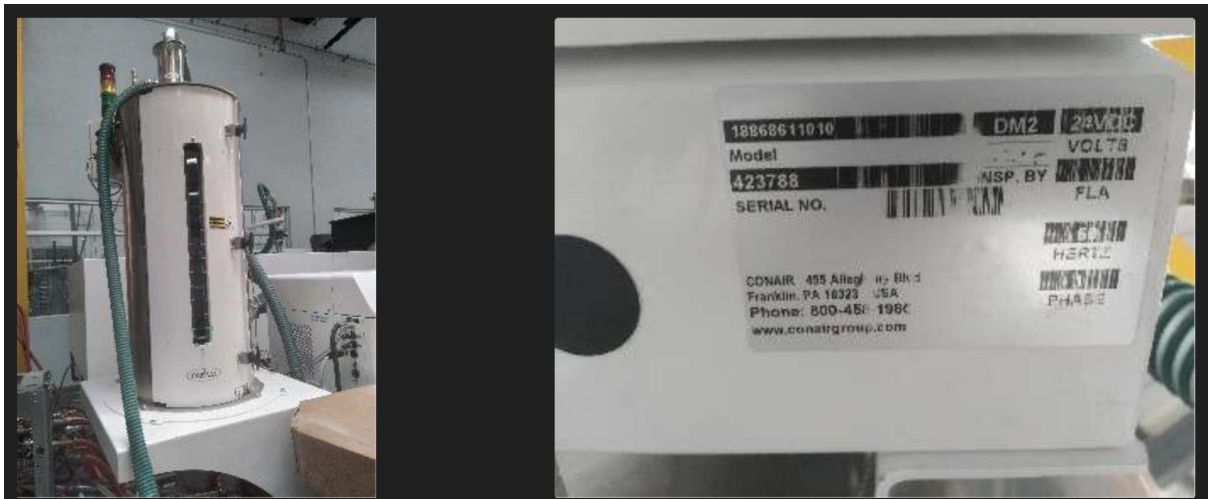


Figura 142. *Secador de resina Novatec*

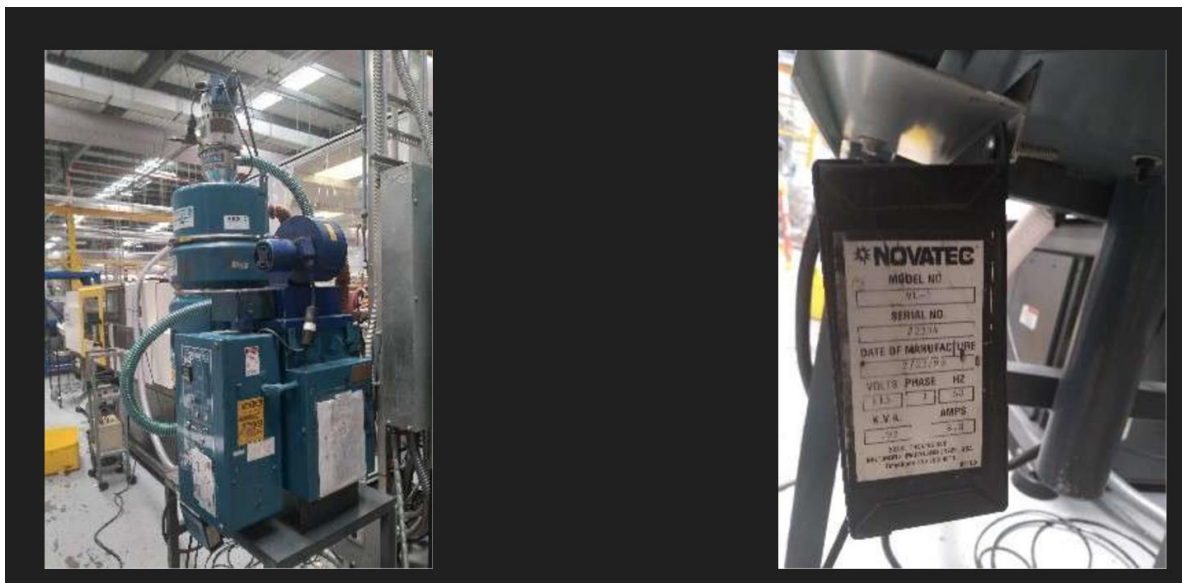


Figura 143. *Secador de resina Novatec VL-5*

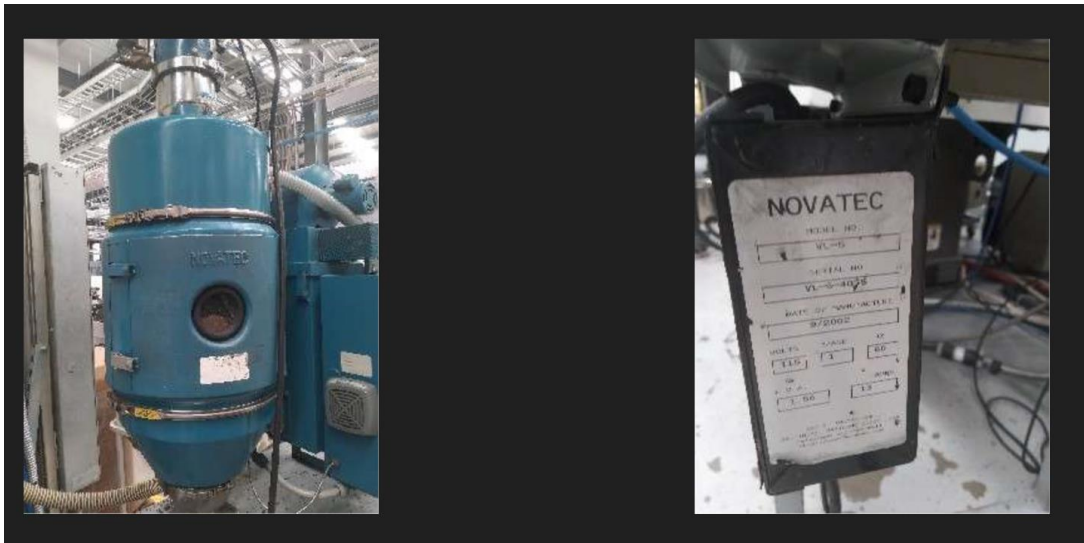


Figura 144. *Fanuc Robodrill α -D21MiB5ADV*



Figura 145. *Makino PSI05*

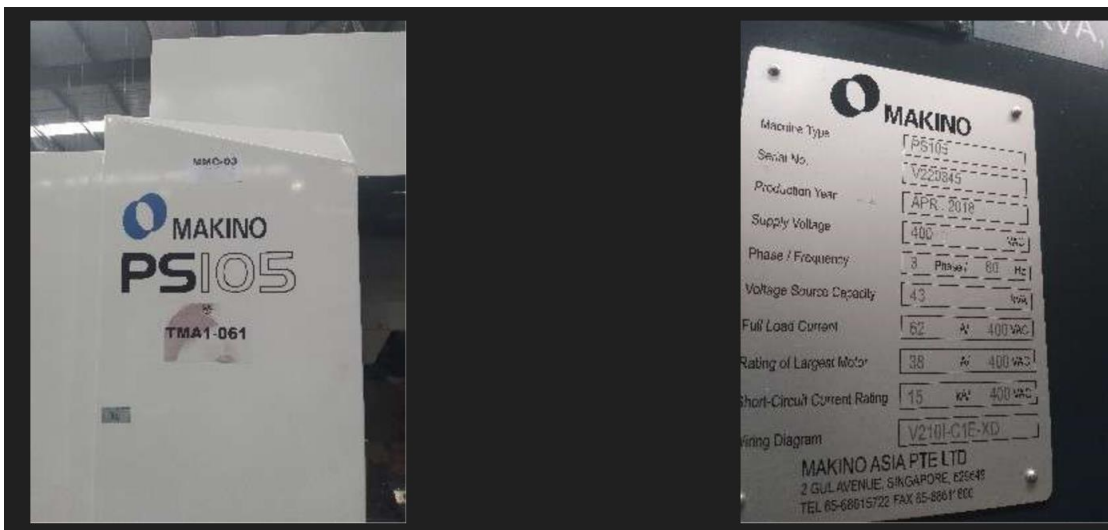
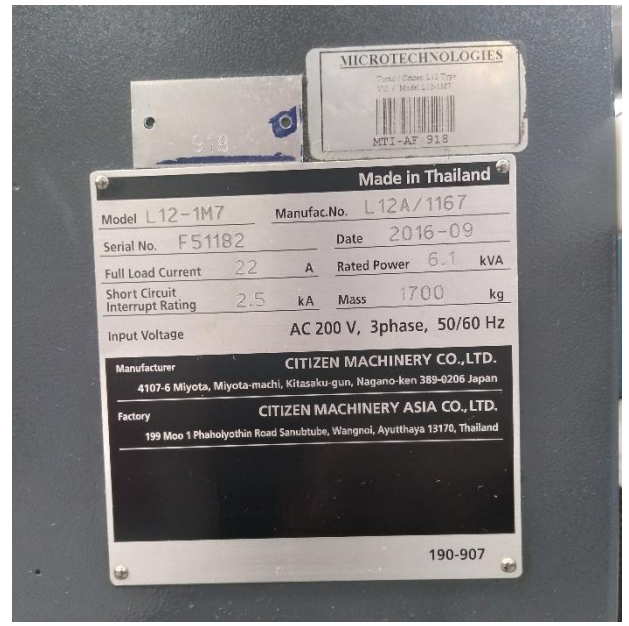


Figura 146. *F5 Makino*



Figura 147. *Citizen Machinery Cool Blaster*



ANEXO 11. TASAS MÁXIMAS RECOMENDADAS DE INFILTRACIÓN PARA DISEÑO A TRAVÉS DE VENTANAS Y PUERTAS EXTERIORES

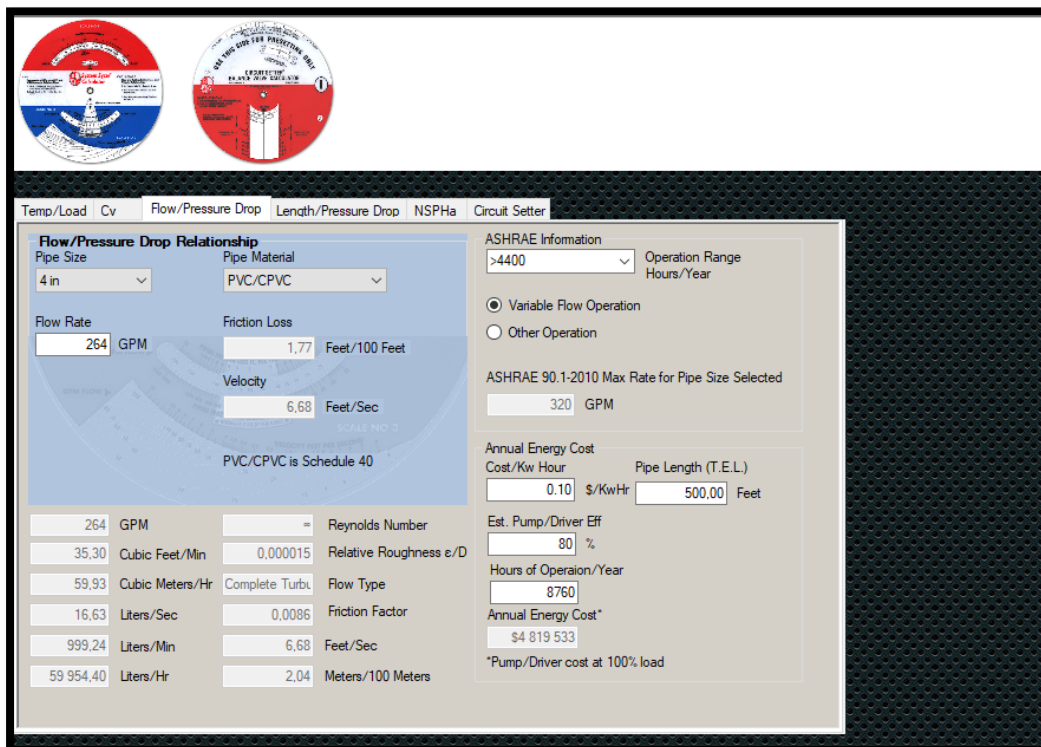
Figura 148. Tasas máximas recomendadas para infiltraciones en puertas y ventanas

Componente	Tasa de infiltración
Ventanas	0.75 CFM /ft de fisura
Puertas	1.0 CFM /ft de fisura

Nota. Adaptado *Ganancia de calor de motores eléctricos típicos*, por Edward Pita, 2002

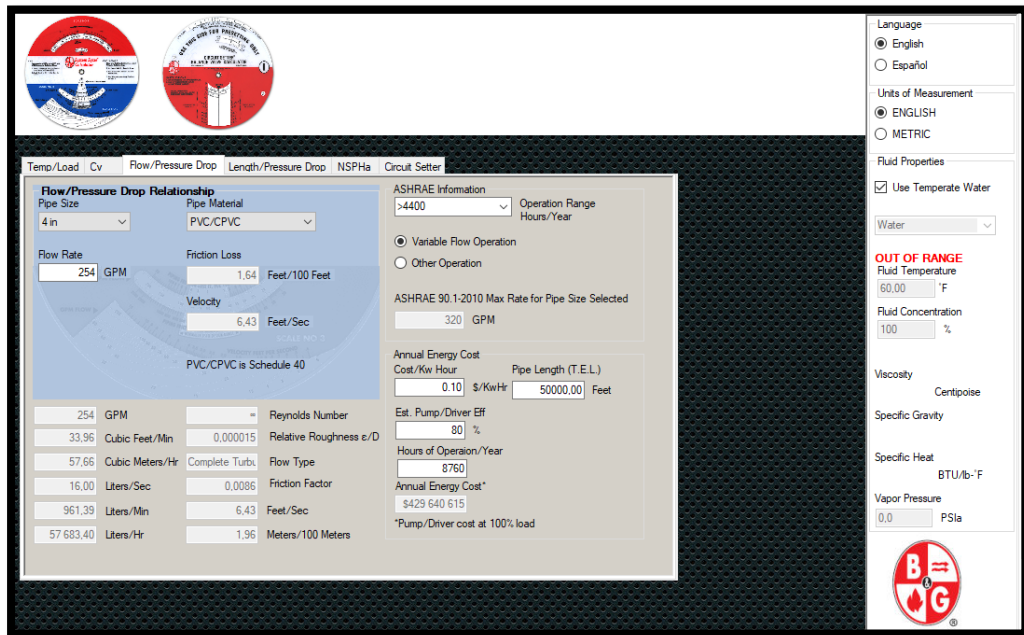
ANEXO 12. VALORES OBTENIDOS DEL SYSTEM SYZER DE BELL & GOSSETT

Figura 149. Friction Loss and Velocity



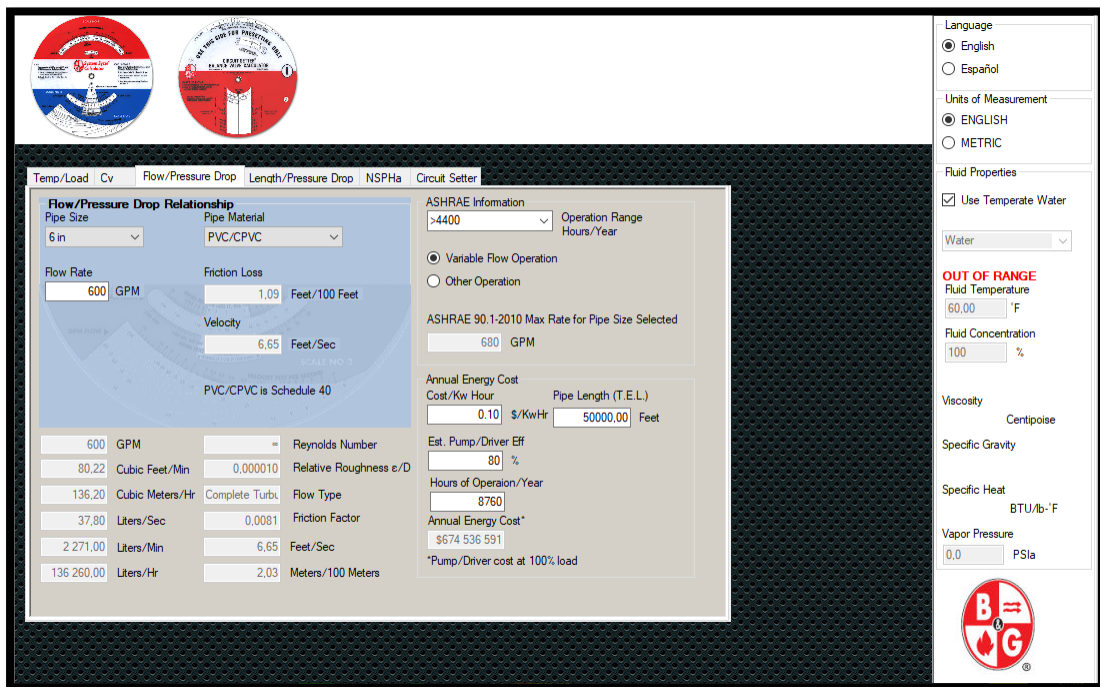
Nota. Adaptado *Flow/Pressure Drop*, por System Syzer de Bell & Gossett, 2002

Figura 150. Friction Loss and Velocity



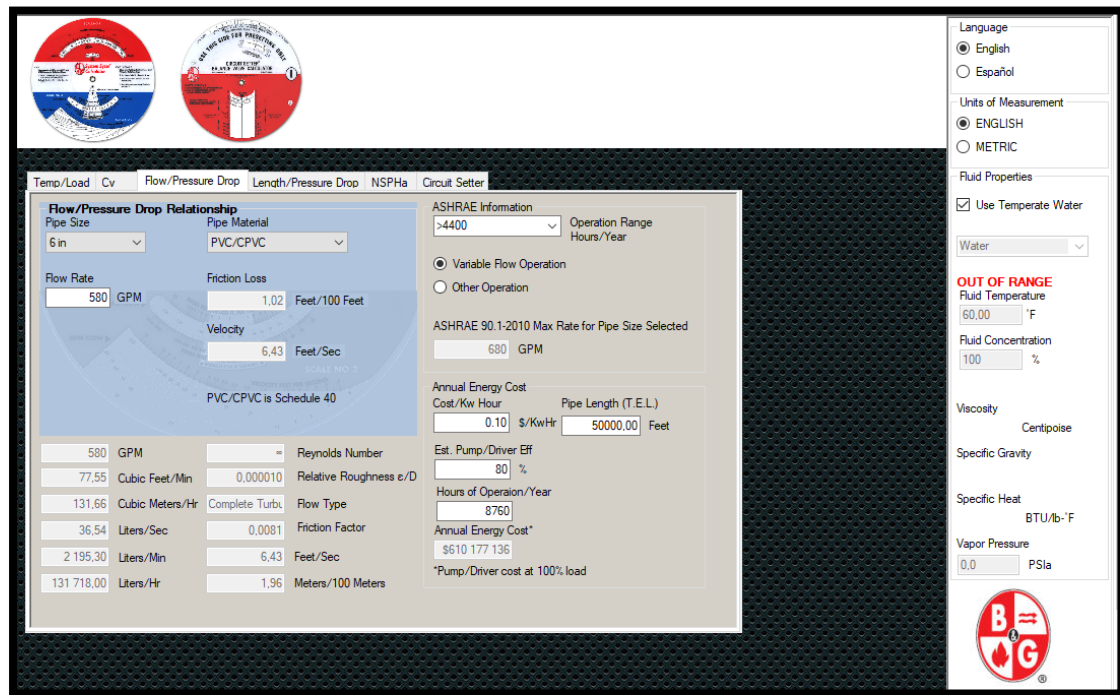
Nota. Adaptado Flow/Pressure Drop, por System Syzer de Bell & Gossett, 2002

Figura 151. Friction Loss and Velocity



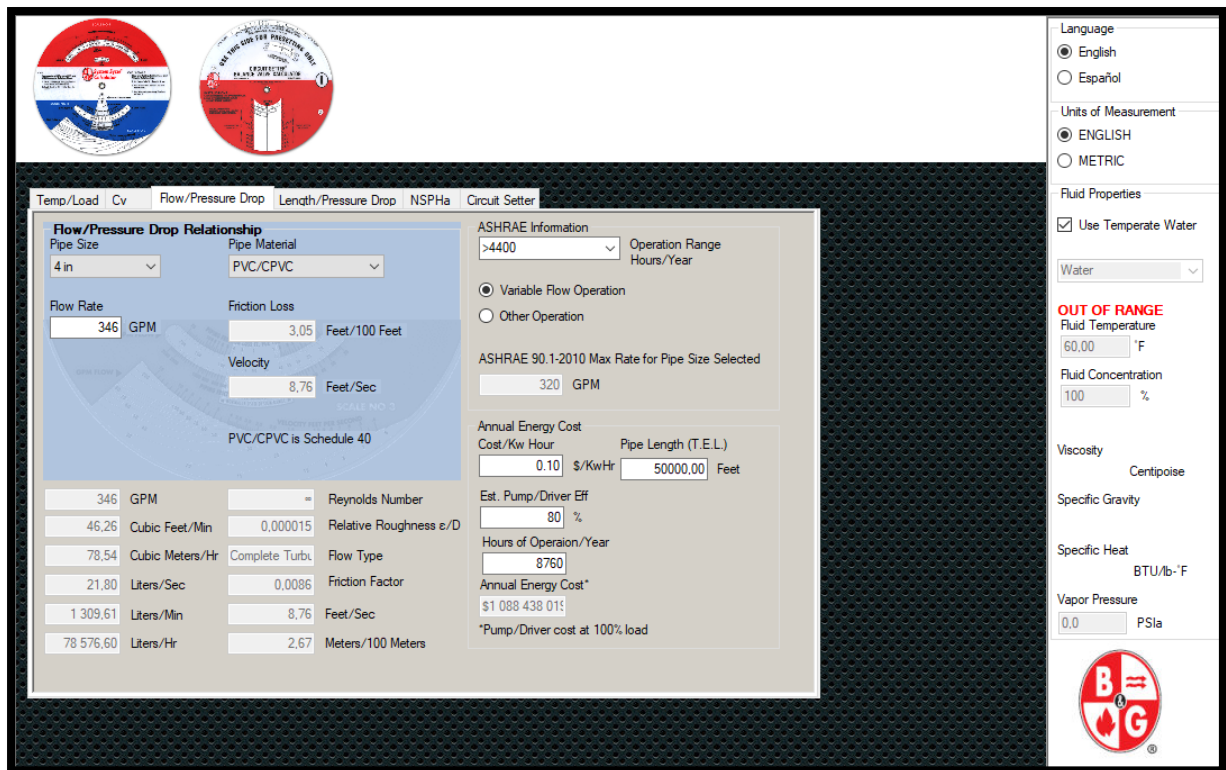
Nota. Adaptado Flow/Pressure Drop, por System Syzer de Bell & Gossett, 2002

Figura 152. Friction Loss and Velocity



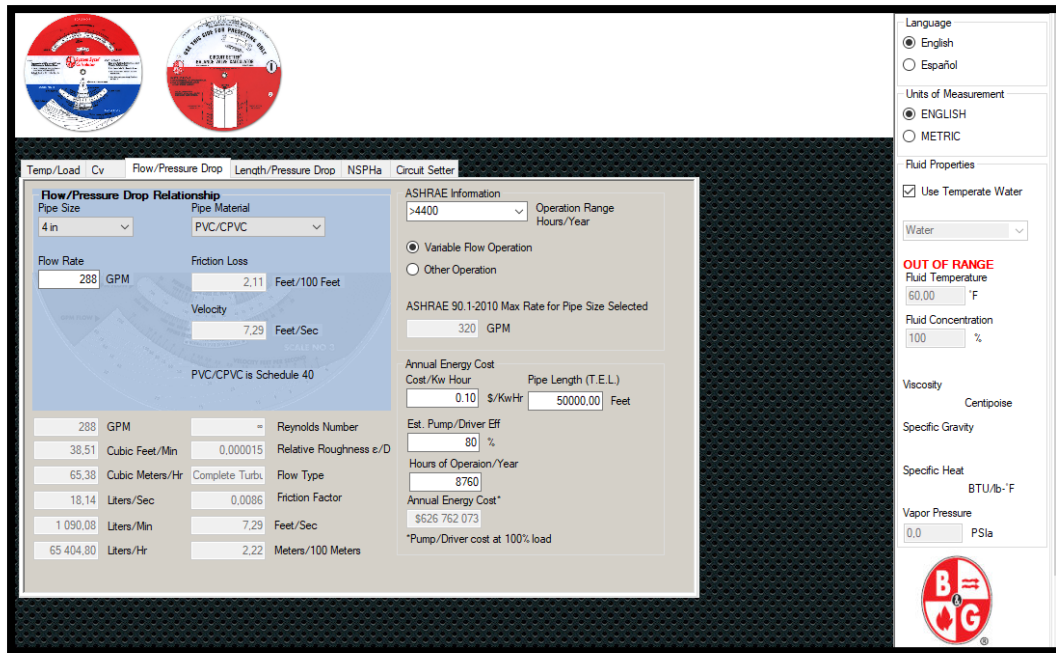
Nota. Adaptado *Flow/Pressure Drop*, por System Syzer de Bell & Gossett, 2002

Figura 153. Friction Loss and Velocity



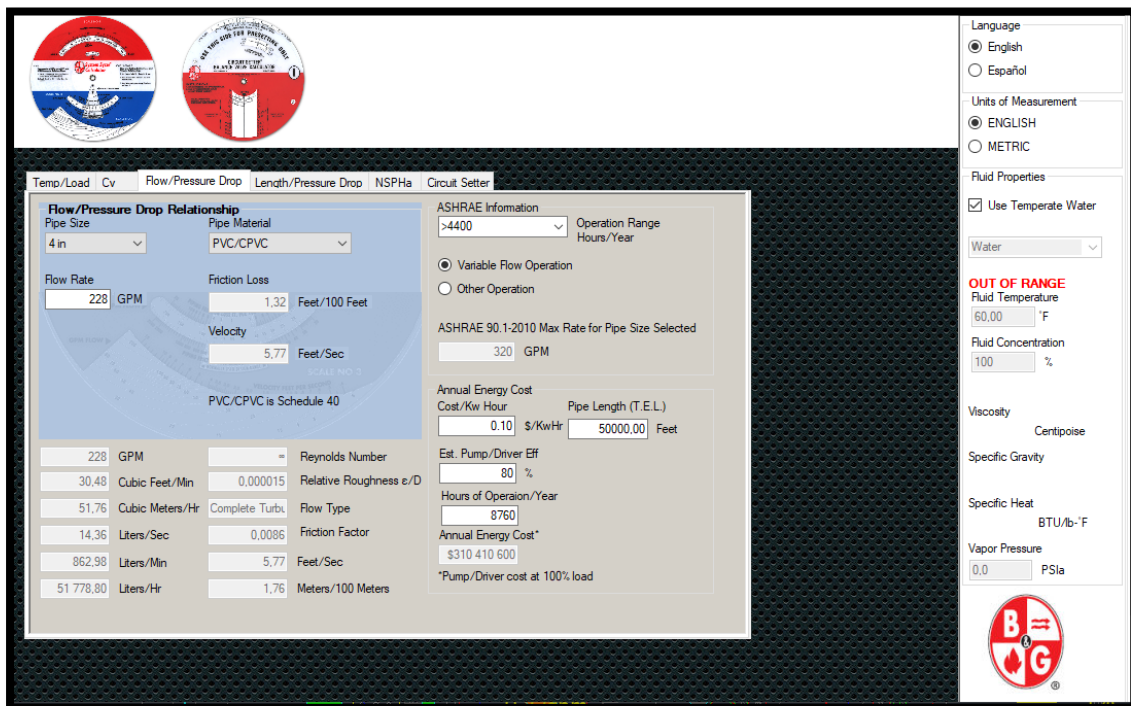
Nota. Adaptado *Flow/Pressure Drop*, por System Syzer de Bell & Gossett, 2002

Figura 154. Friction Loss and Velocity



Nota. Adaptado Flow/Pressure Drop, por System Syzer de Bell & Gossett, 2002

Figura 155. Friction Loss and Velocity



Nota. Adaptado Flow/Pressure Drop, por System Syzer de Bell & Gossett, 2002

Tabla 74. Accesorios y válvulas expresados en pies (m) equivalente de tubería

Accesorios y válvulas expresados en pies (m) equivalente de tubería				
Accesorios y válvulas	4"	5"	6"	8"
	(100 mm)	(125 mm)	(150 mm)	(200 mm)
Codo a 45	4 (1,2)	5 (1,5)	7 (2,1)	9 (2,7)
Codo normalizado a 90	10 (3,1)	12 (3,7)	14 (4,3)	18 (5,5)
Codo de gran radio a 90	6 (1,8)	8 (2,4)	9 (2,7)	13 (4,0)
T o cruz (corriente que gira 90)	20 (6,1)	25 (7,6)	30 (9,2)	35 (10,7)
Válvula de compuerta	2 (0,6)	2 (0,6)	3 (0,9)	4 (1,2)
Válvula de mariposa	12 (3,7)	9 (2,7)	10 (3,1)	12 (3,7)
Válvula de retención con clapeta oscilante*	22 (6,7)	27 (8,2)	32 (9,8)	45 (13,7)

Nota. Adaptado Accesorios y válvulas expresados en pies (m) equivalente de tubería, por Omar Correa (<https://es.slideshare.net/omarlagla/longitud-equivalente-123>)

Tabla 75. Longitud equivalente, pies de tubo, para conexiones y válvulas

	Tamaño Nominal de Tubo (pulgadas)												
	½	¾	1	1¼	1½	2	2½	3	4	5	6	8	10
Codo de 45°	0.8	0.9	1.3	1.7	2.2	2.8	3.3	4.0	5.5	6.6	8.0	11.0	13.2
Codo normal de 90°	1.6	2.0	2.6	3.3	4.3	5.5	6.5	8.0	11.0	13.0	16.0	22.0	26.0
Codo de 90° radio largo	1.0	1.4	1.7	2.3	2.7	3.5	4.2	5.2	7.0	8.4	10.4	14.0	16.8
Válvula compuerta abierta	0.7	0.9	1.0	1.5	1.8	2.3	2.8	3.2	4.5	6.0	7.0	9.0	12.0
Válvula de globo abierta	17	22	27	36	43	55	67	82	110	134	164	220	268
Válvula de ángulo	7	9	12	15	18	24							
Te — flujo recto	3	4	5	7	9	12	14	17	22	28	34	44	56
Válvula de retención horizontal	6	8	10	14	126	20	25	30	40	50	60	80	100
Te de flujo recto	1.6	2.0	2.6	3.3	4.3	5.5	6.5	8.0	11.0	13.0	16.0	22.0	26.0
Válvula de ángulo para radiador		5	5	5	5								
Te divergente		20	14	11	12	14	14	14					
Válvula de retención de flujo		27	42	60	63	83	104	125	126				
Purgador de aire		2	3	4	5	7	8	13	15				
De caldera (típica)	5	7	9	11	11								

Nota. Adaptado Longitud equivalente, pies tubo para conexiones y válvulas, por Edward Pita, 2002

ANEXO 13. FICHAS TÉCNICAS CHILLER, BOMBA Y MANEJADORA

Figura 156. Ficha técnica Chiller Scroll enfriado por aire

Selection Tool's Catalog v4.0.6.3
F03

PRUEBA

SERIE CLIC
CLIC-ACC-1200-A-0-2-T-T-N-0-M
CHILLER SCROLL ENFRIADO POR AIRE

Fecha de impresión: 2022-05-11 08:00 hrs. CDT



Air Conditioning
a member of **DAIKIN** group

TIPO DE MÓDULO: TANDEM











Condiciones de selección

Altura sobre el nivel del mar [ft]	2,743
Temperatura ambiente [°F]	95.0
Temperatura de inyección de agua [°F]	44.00

Modo de enfriamiento

Capacidad nominal [Btu/h]	1,200,000
Capacidad de refrigeración [ton _{ref} /kW/Btu/h]	96.69 340.0 1,160,253
Índice de eficiencia energética (EER) [Btu/W·h]	10.69
IPLV.IP [Btu/W·h]	15.07

Conexión eléctrica

Alimentación eléctrica [V/Φ/Hz]	460/3/60
	Tandem Por unidad
Consumo total [kW]	108.52 28.68
Consumo total de corriente [A]	169.30 42.55
MOP [A]	292.55 142.85
MCA [A]	231.55 81.85

Datos de la unidad

Tipo de refrigerante	R-410A (cargado)
Carga de refrigerante [lb]	84
Nivel de ruido [dB]	80.0
Peso neto [lb]	6,084
Peso de operación [lb]	6,684
Caída de presión total [ft H ₂ O]	45.4
Controlador	Digital (pCO)
Comunicación	BACnet MS/TP

Dimensiones

Largo [in]	87.2500
Ancho [in]	150.15
Altura [in]	82.7500
Diametro entrada/salida de flujo [in]	4.0000

Compresor

Tipo de compresor	Variable + Fijo (3)
Cantidad	4
Consumo [kW]	25.51 + 23.45 (3)
Amperaje [A]	36.05 + 36.95 (3)

Ventilador

Tipo	Axial
Caída de presión [in H ₂ O]	0.400
Rango de operación de aire [°F]	55.0/120.0
Consumo [kW]	12.66
Amperaje [A]	22.40

Condensador

Tipo	Microcanal
Flujo de aire [CFM]	80,000
Área [ft ²]	143.36
Caída de presión [ft H ₂ O] (kPa)	0.0330 (0.0986)

Evaporador

Tipo	Placas de acero inoxidable
Flujo de agua (óptimo) [gpm]	232.1
Flujo de agua (mínimo) [gpm]	145.0
Temperatura de entrada de agua [°F]	54.00
Temperatura de salida de agua [°F]	44.00
Delta T de evaporador [°F]	10.00
Caída de presión [ft H ₂ O] (kPa)	16.7 (49.9)
Factor de incrustación [h·ft ² ·°F/Btu]	0.000100

Características estándar

Garantía limitada unidades Clima-Flex.
• 1 año de garantía para partes funcionales del equipo.

Notas

1. EER e IPLV mencionado en las tablas son aplicados a unidades interiores sin ductos.
2. Todos los cables de comunicación deben ser mínimo 18 AWG, 3 cables, trenzados y respetar los estándares locales y nacionales.
3. Los datos mencionados aplican para unidades sin ductos.
4. Los cálculos ya incluyen factor de corrección por altura.
5. Tolerancia de voltaje ±10%.
6. El calibre del cable de alimentación debe cumplir con el estándar local y nacional.
7. Los datos de eficiencia reflejados no consideran bomba recirculadora de agua.
8. La instalación y mantenimiento deberá ser realizado por personal calificado para la instalación en equipos de aire acondicionado.
9. IPLV calculado a condiciones AHRI y NPLV a condiciones de diseño.
10. Las dimensiones y pesos están sujetos a tolerancias de manufactura.
11. La capacidad de recuperación de calor es proporcional a la variación de los compresores.
12. Fuera del alcance del Programa de Certificación de equipos refrigerados por agua enfriado por aire de AHRI, pero está evaluado de acuerdo con el Estándar 550/590 de AHRI (I-P) y el Estándar 551/591 (SI) de AHRI.
13. Las unidades combinadas o un conjunto de enfriadoras modulares están fuera del alcance del Programa de Certificación de paquetes refrigerados por agua enfriados por aire de AHRI. Las evaluaciones de las unidades individuales están sujetas a los documentos que rigen el Programa de Certificación de AHRI.
14. Flujo de agua óptimo y real calculos a partir de 2.4[gpm] por tonR. Flujo de agua mínimo no garantiza delta de 10°F.
15. Es necesario colocar en campo una línea de neutro para el ventilador extractor del drive.

Clima-Flex, S.A. de C.V.
Av. Central 285 Parque Industrial Logístico, Delegación La Pila C.P. 78422 San Luis Potosí, México
Lada Sin Costo 01 800 890 59 17 / Tel. +52 (444) 161 50 43
www.clima-flex.com

PRUEBA

SERIE CLIC
CLIC-ACC-1200-A-0-2-T-T-N-0-M
CHILLER SCROLL ENFRIADO POR AIRE

Fecha de impresión: 2022-05-11 08:00 hrs. CDT



Air Conditioning
 a member of **DAIKIN** group

TIPO DE MÓDULO: **TANDEM**



Datos de la selección

Altura sobre el nivel del mar [ft]	2,743
Temperatura ambiente [°F]	95.0
Temperatura de inyección de agua [°F]	44.00
Presión max. operación circuito hidráulico [psi]	150.0

Descripción del modelo

Familia	CLIC	CLIC
Tipo de enfriamiento / Modo de operación	ACC	Enfriado por aire / Solo frío
Capacidad nominal [Btu/h]	1200	1,200,000
Tipo de ventilador	A	Axial
Protección anticorrosiva	0	N/A
Alimentación eléctrica [V/Φ/Hz]	2	460/3/60
Tipo de compresor	T	Compresor scroll, un circuito independiente
Tipo de unidad	T	Tandem
Recuperación de calor	N	N/A
Característica especial	0	NA Equipo sin rejillas
Tipo de conexión eléctrica	M	Conexión eléctrica multipunto

Detalles de compresor(es)

Compresor madre variable [kbtu/hr]	300 (1)
Compresor hijo fijo [kbtu/hr]	300 (3)

Caída de presión [ft H₂O]

Valvula de seccionamiento	3.47
Valvula control hijo	13.9
Valvula reguladora	9.24
Filtro "Y"	9.24
Intercambiador	6.93
Tubería y accesorios	2.64
Total	45.4

CARGAS PARCIALES A CONDICIONES AHRI

PLV	IPLV.IP [Btu/W-h]: 15.07							
Evaporador Temperatura de salida de agua [°F]: 44.00, Caída de presión [ft H ₂ O] (kPa): 16.7 (49.9)								
Carga	Temperatura ambiente [°F]	Temperatura de entrada de agua (Evaporador) [°F]	Capacidad [Btu/h]	Flujo de agua [GPM]	Consumo [kW]	EER [Btu/W-h]	Potencia por capacidad [kW/ton _e]	
100.0%	95.0	54.00	1,160,253	232.1	108.5	10.69	1.122	
75.0%	80.0	51.45	864,562	172.95	65.18	13.26	0.9047	
50.0%	65.0	48.97	576,321	115.29	35.61	16.18	0.7415	
25.0%	55.0	46.48	288,137	57.64	16.33	17.64	0.6801	

Clima-Flex, S.A. de C.V.

Av. Central 285 Parque Industrial Logístico, Delegación La Pila C.P. 78422 San Luis Potosí, México
 Lada Sin Costo 01 800 890 59 17 / Tel. +52 (444) 161 50 43
www.clima-flex.com

PRUEBA

SERIE CLIC
CLIC-ACC-1200-A-0-2-T-T-N-0-M
CHILLER SCROLL ENFRIADO POR AIRE

Fecha de impresión: 2022-05-11 08:00 hrs. CDT



TIPO DE MÓDULO: **TANDEM**



Datos de la selección

Altura sobre el nivel del mar [ft]	2,743
Temperatura ambiente [°F]	95.0
Temperatura de inyección de agua [°F]	44.00
Presión max. operación circuito hidráulico [psi]	150.0

Descripción del modelo

Familia	CLIC	CLIC
Tipo de enfriamiento / Modo de operación	ACC	Enfriado por aire / Solo frío
Capacidad nominal [Btu/h]	1200	1,200,000
Tipo de ventilador	A	Axial
Protección anticorrosiva	0	N/A
Alimentación eléctrica [V/Φ/Hz]	2	460/3/60
Tipo de compresor	T	Compresor scroll, un circuito independiente
Tipo de unidad	T	Tandem
Recuperación de calor	N	N/A
Característica especial	0	NA Equipo sin rejillas
Tipo de conexión eléctrica	M	Conexión eléctrica multipunto

Detalles de compresor(es)

Compresor madre variable [kbtu/hr]	300 (1)
Compresor hijo fijo [kbtu/hr]	300 (3)

Caída de presión [ft H₂O]

Valvula de seccionamiento	3.47
Valvula control hijo	13.9
Valvula reguladora	9.24
Filtro "Y"	9.24
Intercambiador	6.93
Tubería y accesorios	2.64
Total	45.4

CARGAS PARCIALES A CONDICIONES AHRI

PLV	IPLV,IP [Btu/W·h]: 15.07						
Evaporador	Temperatura de salida de agua [°F]: 44.00, Caída de presión [ft H ₂ O] (kPa): 16.7 (49.9)						
Carga	Temperatura ambiente [°F]	Temperatura de entrada de agua (Evaporador) [°F]	Capacidad [Btu/h]	Flujo de agua [GPM]	Consumo [kW]	EER [Btu/W·h]	Potencia por capacidad [kW/ton _r]
100.0%	95.0	54.00	1,160,253	232.1	108.5	10.69	1.122
75.0%	80.0	51.45	864,562	172.95	65.18	13.26	0.9047
50.0%	65.0	48.97	576,321	115.29	35.61	16.18	0.7415
25.0%	55.0	46.48	288,137	57.64	16.33	17.64	0.6801

Clima-Flex, S.A. de C.V.

Av. Central 285 Parque Industrial Logístico, Delegación La Pila C.P. 78422 San Luis Potosí, México
 Lada Sin Costo 01 800 890 59 17 / Tel. +52 (444) 161 50 43
www.clima-flex.com

Nota. Adaptado Ficha técnica Chiller, por Clima-Flex Daikin, 2022 (<https://clima-flex.com/>)

Figura 157. Ficha técnica Bomba seleccionada



KV Series Pump | Submittal Data

Vertical Close Coupled Pumps

Submittal No: 301-1109D | Model: 2006D | RPM: 3500 - 60 Hz | Effective: October 7, 2019 | Supersedes: New

JOB: _____ REPRESENTATIVE: _____

ENGINEER: _____ CONTRACTOR: _____

PRODUCT DATA

ITEM NO. _____ MODEL NO. 2006D

IMPELLER DIAMETER _____ HORSEPOWER _____

GPM _____ VOLTAGE _____

HEAD/FT _____ RPM 3500

WEIGHT _____ PUMP/MOTOR _____

Configuration	DOE Basic Model Number	PEI Value		Energy Rating
Bare Pump	KV2006D-2P-BP	PEI _d	0.88	14
Pump + Motor	KV2006D-2P-PM	PEI _d	0.88	14

NSF 61 CERTIFIED YES NO SUPPORT STAND OPTION YES NO
(Ductile Iron ASTM A536-84 Grade 65-45-12)

DIMENSIONS

Model No. | 2006D
 Flange Size (Suction x Discharge) | 2 x 2 (51 x 51)

HORSEPOWER	3	5	7.5	10	15
MOTOR FRAME TEFC	182JM	184JM	213JM	215JM	N/A
MOTOR FRAME ODP	145JM	182JM	184JM	213JM	215JM
WEIGHT WITHOUT OPTIONAL STAND LBS (KG)	171.57 (78)	203.47 (92)	262.65 (119)	278.05 (126)	
WEIGHT WITH OPTIONAL STAND LBS (KG)	192.43 (87)	224.33 (102)	283.51 (129)	298.91 (136)	
FLANGE SIZE ASA	2 (51)				
A*	ANSI CLASS 125: 7.50 (191)				
	ANSI CLASS 250: 7.75 (197)				
B*	ANSI CLASS 125: 8.00 (203)				
	ANSI CLASS 250: 8.25 (210)				
C	4.9 (124)				
D	9.85 (250)				

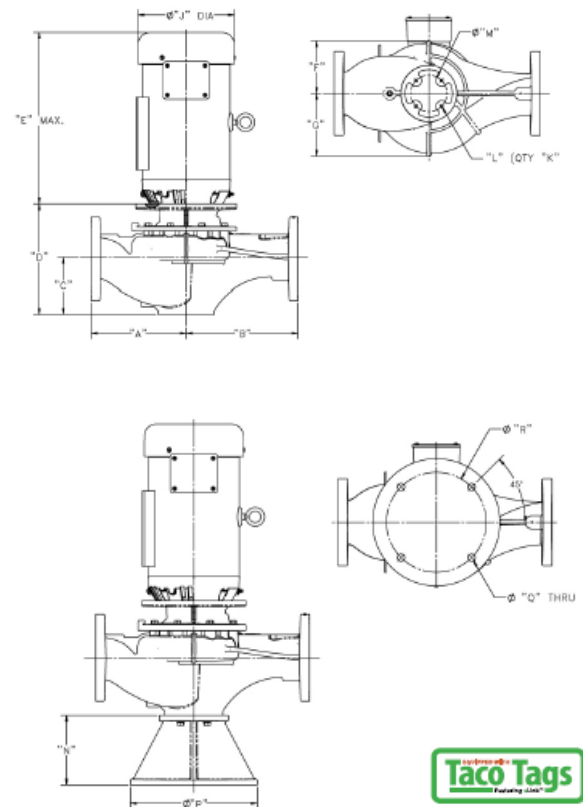
E MAX	13.76 (350)	15.26 (388)	16.64 (423)	18.11 (460)	
F	4.48 (114)				
G	5.15 (131)				
J DIA	7.88 (200)		9.56 (243)		
K	4				
L	5/16-18 UNC-2B				
M	2.88 (73)				
N	6 (152)				
P	9.38 (238)				
Q	0.63 (16)				
R	7.75 (197)				

*A & B Dimensions apply for all pump sizes.
 English dimensions are in inches. Metric dimensions are in millimeters.
 Metric data is presented in (). Do not use for construction purposes unless certified.

OPERATING SPECIFICATIONS

FLANGE	PRESSURE	TEMPERATURE
ANSI Class 125	175 PSIG* (1210 KPA)	250°F (120°C)
ANSI Class 250	300 PSIG** (2070 KPA)	250°F (120°C)

Motors: All NEMA Standard (JM Frame)
 * In accordance with ANSI Standard B16.1 Class 125
 ** In accordance with ANSI Standard B16.1 Class 250



MATERIALS OF CONSTRUCTION		CASING	COVER	IMPELLER	WEAR RING	SHAFT	SHAFT SLEEVE	MECHANICAL SEAL	SEAL FLUSH LINE ASSEMBLY	SUPPORT STAND	
STANDARD CONSTRUCTION	BRONZE FITTED	125# FLANGE	Cast Iron ASTM A48/A48M-03 Class 30A	Cast Iron ASTM A48/A48M-03 Class 30A	Bronze ASTM B584 ALLOY C83600 or C84400	N/A	Carbon Steel	Bronze ASTM B584-98A C92200	Ceramic/EPT	Copper & Brass C3600	N/A
		250# FLANGE	Ductile Iron ASTM A536-84 Grade: 65-45-12	Cast Iron ASTM A48/A48M-03 Class 30A	Bronze ASTM B584 ALLOY C83600 or C84400	N/A	Carbon Steel	Bronze ASTM B584-98A C92200	Ceramic/EPT	Copper & Brass C3600	N/A
OPTIONAL		125# OR 250#	N/A	N/A	Stainless Steel ASTM A351/A 351M-08	Bronze ASTM B584-98A C92200	N/A	Stainless Steel TYPE 303 ASTM A276	Tungsten Carbide/EPT or Silicon-Carbide/EPT	N/A	Ductile Iron ASTM A536-84 Grade 65-45-12
STANDARD CONSTRUCTION	NSF 61	125# FLANGE	Cast Iron ASTM A48/A48M-03 Class 30A	Cast Iron ASTM A48/A48M-03 Class 30A	Stainless Steel ASTM A351/A 351M-08	N/A	Carbon Steel	Bronze ASTM B584-98A C92200	Ceramic/EPT	Copper & Brass C3600	N/A
		250# FLANGE	Ductile Iron ASTM A536-84 Grade: 65-45-12	Cast Iron ASTM A48/A48M-03 Class 30A	Stainless Steel ASTM A351/A 351M-08	N/A	Carbon Steel	Bronze ASTM B584-98A C92200	Ceramic/EPT	Copper & Brass C3600	N/A
OPTIONAL		125# OR 250#	N/A	N/A	N/A	Bronze ASTM B584-98A C92200	N/A	N/A	N/A	N/A	Ductile Iron ASTM A536-84 Grade 65-45-12



KV Series | Model: 2006D | 3500 RPM

Curve No. 4141 | Min. Imp. Dia. 4.25" | Size 2x2x6.25 | August 28, 2019

Energy Efficiency Rating: DOE Basic Model Number: KV2006D-2P-PM
 Pump & Motor: PE_{cl}: 0.86 | ER_{cl}: 14

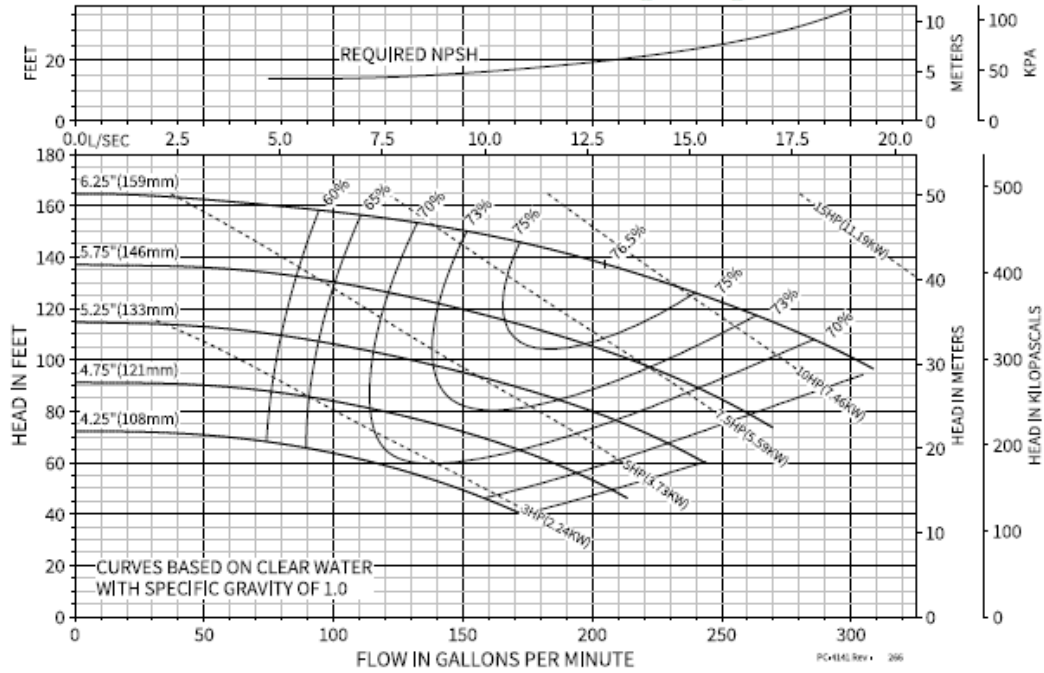
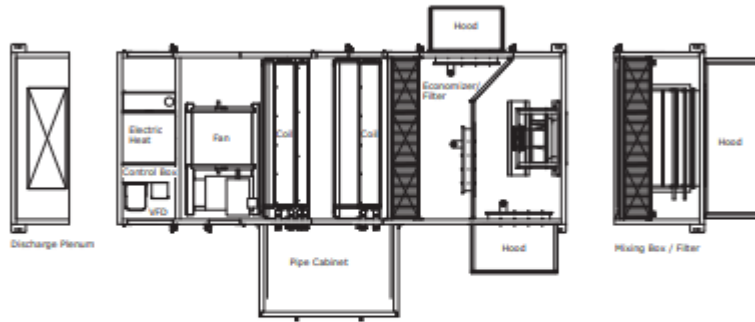


Figura 158. Ficha técnica manejadora seleccionada

Performance Climate Changer™ Air Handler
Model UCCA for Indoor and Outdoor Applications
Sizes 3 to 30



SAFETY WARNING
 Only qualified personnel should install and service the equipment. The installation, starting up, and servicing of heating, ventilating, and air-conditioning equipment can be hazardous and requires specific knowledge and training. Improperly installed, adjusted or altered equipment by an unqualified person could result in death or serious injury. When working on the equipment, observe all precautions in the literature and on the tags, stickers, and labels that are attached to the equipment.

April 2019

CLCH-SVX009H-EN



X-39641253010

Performance Climate Changer™ Air Handler

Trane order number	ORDER NO. / BL	Y0H499G / A
Unit level serial number	SERIAL NO.	K13K94261
Service model number	UNIT MODEL NO.	UCCAC10B0A0DDH125011A0CET00DB0C00
Unit tagging	TAG ID	22
Section location	SHIP SECTION	1 OF 2

COIL DATA
 MAXIMUM INLET WATER TEMPERATURE: 202 F (95 C)
 MAXIMUM WATER PRESSURE: 330 PSIG (14 MPa)
 DO NOT EXCEED 104 F (40 C) AIR TEMPERATURE OFF THE DRAW-THRU COIL(S)

ELECTRIC HEAT DATA
 ELECTRIC HEAT VHZPH: 230/60/3 A: 27.6 KW: 11.0
 MINIMUM CLEARANCE FROM COMBUSTIBLE MATERIALS: 0 INCHES
 MAXIMUM CU/PUT AIR TEMPERATURE: 164 F
 FIELD POWER WIRING TO THE ELECTRICAL HEATER MUST HAVE INSULATION RATED MINIMUM 90 C.

FAN DATA

UNIT VOLTAGE	208/209
MOTOR HORSEPOWER	2
MOTOR QTY	1
MOTOR FLA	5.8
UNIT FLA	34.8
UNIT MCA	42.8
UNIT MOP	77.1
FUSE SIZE	35

SHORT CIRCUIT CURRENT: 5KA RMS SYMMETRICAL 230V MAXIMUM

Agency listings and/or agency certifications

- UL LISTED General - Station Air Handler 641R FIC 945348 (Qualified to UL, 1005 & CSA-C22.2 No. 238)
- AUDI CERTIFIED
- AUDI CERTIFIED

Trane www.trane.com Made in USA



Introduction

Read this manual thoroughly before operating or servicing this unit.

Warnings, Cautions, and Notices

Safety advisories appear throughout this manual as required. Your personal safety and the proper operation of this machine depend upon the strict observance of these precautions.

The three types of advisories are defined as follows:

WARNING Indicates a potentially hazardous situation which, if not avoided, could result in death or serious injury.

CAUTION Indicates a potentially hazardous situation which, if not avoided, could result in minor or moderate injury. It could also be used to alert against unsafe practices.

NOTICE Indicates a situation that could result in equipment or property damage only accidents.

Important Environmental Concerns

Scientific research has shown that certain man-made chemicals can affect the earth's naturally occurring stratospheric ozone layer when released to the atmosphere. In particular, several of the identified chemicals that may affect the ozone layer are refrigerants that contain Chlorine, Fluorine and Carbon (CFCs) and those containing Hydrogen, Chlorine, Fluorine and Carbon (HCFCs). Not all refrigerants containing these compounds have the same potential impact to the environment. Trane advocates the responsible handling of all refrigerants including industry replacements for CFCs and HCFCs such as saturated or unsaturated HFCs and H2Cs.

Important Responsible Refrigerant Practices

Trane believes that responsible refrigerant practices are important to the environment, our customers, and the air conditioning industry. All technicians who handle refrigerants must be certified according to local rules. For the USA, the Federal Clean Air Act (Section 608) sets forth the requirements for handling, reclaiming, recovering and recycling of certain refrigerants and the equipment that is used in these service procedures. In addition, some states or municipalities may have additional requirements that must also be adhered to for responsible management of refrigerants. Know the applicable laws and follow them.

WARNING

Proper Field Wiring and Grounding Required!

Failure to follow code could result in death or serious injury. All field wiring **MUST** be performed by qualified personnel. Improperly installed and grounded field wiring poses **FIRE** and **ELECTROCUTION** hazards. To avoid these hazards, you **MUST** follow requirements for field wiring installation and grounding as described in **NEC** and your local/state electrical codes.

WARNING

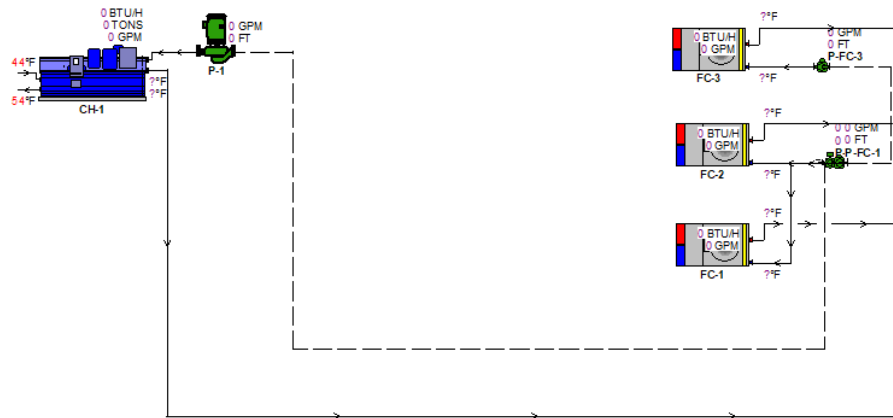
Personal Protective Equipment (PPE) Required!

Failure to wear proper PPE for the job being undertaken could result in death or serious injury. Technicians, in order to protect themselves from potential electrical, mechanical, and chemical hazards, **MUST** follow precautions in this manual and on the tags, stickers, and labels, as well as the instructions below:

- Before installing/servicing this unit, technicians **MUST** put on all PPE required for the work being undertaken (Examples: cut resistant gloves/sleeves, butyl gloves, safety glasses, hard hat/bump cap, fall protection, electrical PPE and arc flash clothing). **ALWAYS** refer to appropriate Material Safety Data Sheets (MSDS)/Safety Data Sheets (SDS) and OSHA guidelines for proper PPE.
- When working with or around hazardous chemicals, **ALWAYS** refer to the appropriate MSDS/SDS and OSHA/GHS (Global Harmonized System of Classification and Labelling of Chemicals) guidelines for information on allowable personal exposure levels, proper respiratory protection and handling instructions.
- If there is a risk of energized electrical contact, arc, or flash, technicians **MUST** put on all PPE in accordance with OSHA, NFPA 70E, or other country-specific requirements for arc flash protection, **PRIOR** to servicing the unit. **NEVER PERFORM ANY SWITCHING, DISCONNECTING, OR VOLTAGE TESTING WITHOUT PROPER ELECTRICAL PPE AND ARC FLASH CLOTHING. ENSURE ELECTRICAL METERS AND EQUIPMENT ARE PROPERLY RATED FOR INTENDED VOLTAGE.**

Nota. Adaptado *Ficha técnica Manejadora*, por Trane, 2022 (<https://www.trane.com/commercial/latin-america/sv/es/products-systems/air-handlers/performance-air-handlers/ucca.html>)

Figura 159. Diagrama de conexión tubería y nuevos equipos-TACO



ANEXO 14. FICHA TÉCNICA DE REFRIGERANTE R410A

Tabla 76. Propiedades del refrigerante R410A-ficha técnica

Propiedades físicas

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-410A
Peso molecular	(g/mol)	72.6
Temperatura ebullición (a 1,013 bar)	(°C)	-51.58
Deslizamiento temperatura de ebullición (a 1,013 bar)	(K)	0.1
Temperatura crítica	(°C)	72.13
Presión crítica	(bar abs)	49.26
Densidad crítica	(Kg/m³)	488,90
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/m³)	1062
Densidad del líquido (-25°C)	(Kg/m³)	1273
Densidad del vapor saturado (25°C)	(Kg/m³)	4,12
Presión del vapor (25°C)	(bar abs)	16.5
Presión del vapor (-25°C)	(bar abs)	3.30
Calor de vaporización a punto de ebullición	(KJ/Kg)	276
Calor específico del líquido (25°C)	(KJ/Kg K)	1.84
Calor específico del vapor (25°C) (1 atm)	KJ/Kg K)	0.83
Conductibilidad térmica del líquido (25°C)	(W/mK)	0.088
Conductibilidad térmica del vapor (25°C) (1 atm)	(W/mk)	0.013
Solubilidad con el agua (25°C)	ppm	despreciable
Límite de inflamabilidad	(% vol.)	Ninguno
Toxicidad (AEL)	ppm	1000
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	2088*

* De acuerdo con IPPCC-AR4/CIE (Cuarto Informe de Evaluación del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre Cambio Climático)-2007

www.gas-servei.com
Barcelona - Madrid - Zaragoza - Ciudad de México



FICHA TÉCNICA
R-410A

Gráfica comparativa temperatura/presión R-22- R-410A

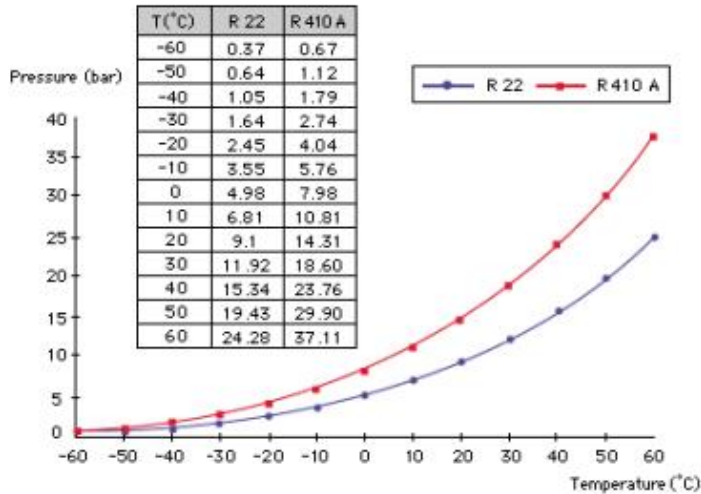
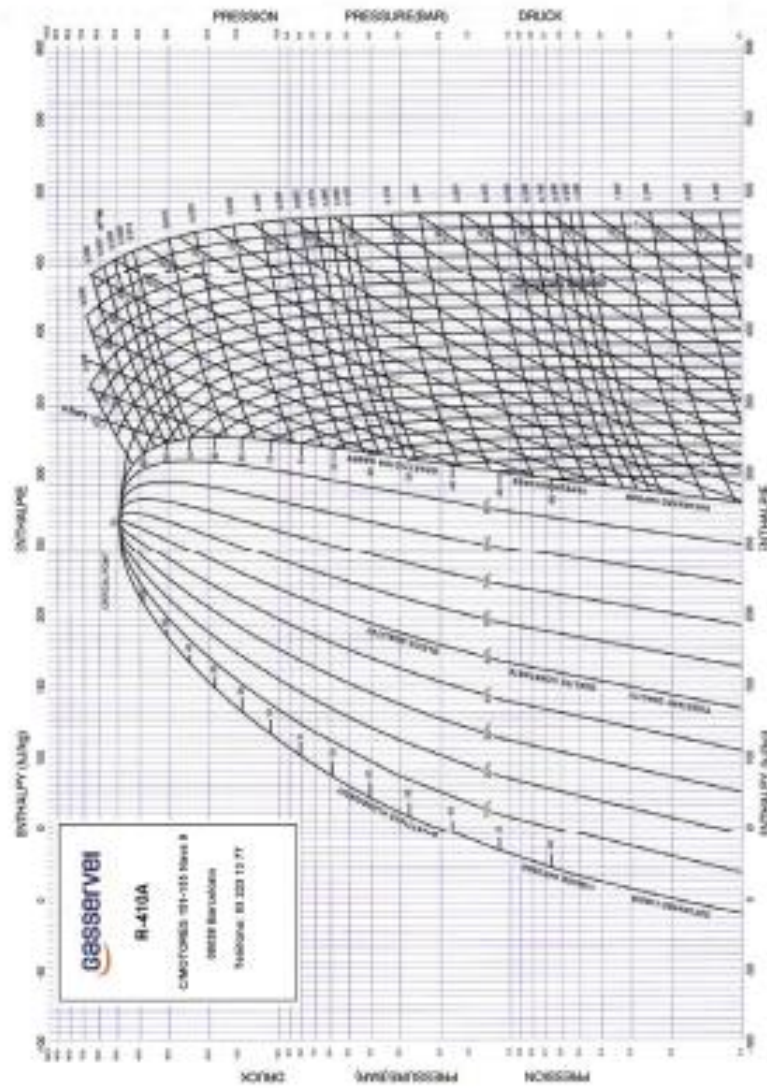


Tabla de presión/temperatura

TEMP. (°C)	PRESIÓN ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (Kg/m ³)		ENTALPÍA (kJ/Kg)		ENTROPÍA (kJ/Kg.K)	
	BURBUJA	ROCÍO	BURBUJA	ROCÍO	BURBUJA	ROCÍO	BURBUJA	ROCÍO
-50	1.124	1.121	1339.59	4.54	136.46	406.37	0.8104	2.0201
-45	1.428	1.424	1323.93	5.67	143.01	409.29	0.8393	2.0066
-40	1.793	1.788	1308.01	7.02	149.62	412.14	0.8679	1.9941
-35	2.228	2.222	1291.79	8.62	156.31	414.92	0.8961	1.9823
-30	2.740	2.732	1275.24	10.48	163.07	417.62	0.9240	1.9712
-25	3.340	3.330	1258.34	12.65	169.91	420.23	0.9517	1.9607
-20	4.036	4.023	1241.03	15.15	176.83	422.74	0.9791	1.9508
-15	4.838	4.821	1223.28	18.04	183.83	425.13	1.0062	1.9413
-10	5.757	5.735	1205.04	21.35	190.92	427.40	1.0331	1.9321
-5	6.802	6.774	1186.27	25.13	198.11	429.52	1.0599	1.9233
0	7.984	7.950	1166.89	29.44	205.41	431.50	1.0864	1.9146
5	9.315	9.274	1146.86	34.34	212.81	433.31	1.1129	1.9061
10	10.805	10.756	1126.10	39.91	220.34	434.94	1.1392	1.8977
15	12.467	12.408	1104.53	46.22	228.00	436.38	1.1655	1.8892
20	14.312	14.241	1182.05	53.38	235.80	437.59	1.1918	1.8807
25	16.351	16.269	1158.55	61.50	243.77	438.56	1.2181	1.8720
30	18.598	18.502	1133.91	70.71	251.91	439.27	1.2445	1.8631
35	21.063	20.954	1107.95	81.18	260.26	439.68	1.2710	1.8538
40	23.760	23.636	980.48	93.12	268.84	439.76	1.2977	1.8442
45	26.701	26.563	951.26	106.79	277.69	439.46	1.3248	1.8339
50	29.899	29.745	919.95	122.55	286.87	438.72	1.3524	1.8229

Diagrama de Mollier



Nota. Adaptado Ficha técnica Refrigerante R410A, por Gasservei, 2018 (<https://gas-servei.com/shop/docs/ficha-tecnica-r-410a-gas-servei.pdf>)

ANEXO 15. ANÁLISIS FINANCIERO

Figura 160. *Tipo de cambio dollar USA BCCR*

Tipo cambio de compra y de venta del dólar de los Estados Unidos de América

Referencia del Banco Central de Costa Rica

En colones costarricenses

	TIPO CAMBIO COMPRA	TIPO DE CAMBIO VENTA
27 Abr 2022	661,50	666,80
28 Abr 2022	663,06	668,87
29 Abr 2022	661,53	669,34
30 Abr 2022	663,08	670,36
1 May 2022	663,08	670,36
2 May 2022	663,08	670,36
3 May 2022	662,86	670,10
4 May 2022	662,46	669,52
5 May 2022	662,74	669,02
6 May 2022	664,43	670,91
7 May 2022	665,11	672,12
8 May 2022	665,11	672,12
9 May 2022	665,11	672,12
10 May 2022	665,55	672,53
11 May 2022	664,44	673,58
12 May 2022	669,41	675,05
13 May 2022	669,51	677,29
14 May 2022	667,59	675,28
15 May 2022	667,59	675,28
16 May 2022	667,59	675,28
17 May 2022	667,18	674,15
18 May 2022	669,05	674,88
19 May 2022	670,23	675,98
20 May 2022	672,80	677,39
21 May 2022	672,96	679,41
22 May 2022	672,96	679,41
23 May 2022	672,96	679,41
24 May 2022	672,11	680,57
25 May 2022	674,87	681,74
26 May 2022	676,06	681,81

Fuente: Banco Central de Costa Rica

Notas:

n1/ Hasta el 10-11-1983 corresponden al denominado Mercado Interbancario.

n2/ Del 11-11-1983 al 1-03-1992 corresponden al denominado Mercado Libre Interbancario.

n3/ A partir del 2-03-1992 entró en vigencia el denominado Tipo de Cambio de Referencia del Banco Central de Costa Rica.

n4/ Para efectos del tipo de cambio expresado como promedio mensual, favor consultar la temática del Sector Externo, subtemática Tipo de

Nota. Adaptado Tipo de cambio BCCR, por BCCR, 2022,

(<https://gee.bccr.fi.cr/indicadoreseconomicos/Cuadros/frmVerCatCuadro.aspx?idioma=1&CodCuadro=%20400>

)

ANEXO 16. VALIDACIÓN CARGA TÉRMICA DEL RECINTO

Figura 161. Representación gráfica utilización software Hourly Analysis Program (HAP)

The screenshot shows the HAP49 software interface. On the left is a project tree with categories like Weather, Spaces, Systems, Plants, Buildings, Project Libraries, Schedules, Walls, Roofs, Windows, Doors, Shades, Chillers, Cooling Towers, Boilers, Electric Rates, and Fuel Rates. On the right is a table with two columns: 'Space' and 'Floor Area'. The table lists various spaces and their corresponding floor areas.

Space	Floor Area
<New default Space>	
Área Libre	2094,0
Bodega 1	755,0
Bodega 2	1660,0
Coyol de Alajuela	19248,6
Flex y automática	1233,0
Incoming	343,0
Línea 9370	501,0
Micromaquinado	1342,0
Moldeo	3391,0
Multiswitch	1312,0
Taller de mantenimiento	769,0
Toolroom A	1785,0
Toolroom B	649,0
Toolroom C	769,0
Wire	917,0

Ready 13/5/2022 02:51 p. m.

Space Properties - [Coyol de Alajuela]

General | Internals | Walls, Windows, Doors | Roofs, Skylights | Infiltration | Floors | Partitions

Name: **Coyol de Alajuela**

Floor Area: **19248,6** ft²

Avg Ceiling Height: **9,0** ft

Building Weight: **70,0** lb/ft²

Light Med. Heavy

OA Ventilation Requirements

Space Usage: <User-Defined>

OA Requirement 1: **0,0** CFM/person

OA Requirement 2: **0,00** CFM/ft²

Space usage defaults: ASHRAE Std 62.1-2007
Defaults can be changed via View/Preferences.

OK Cancel Help

Space Properties - [Coyol de Alajuela]

General | Internals | Walls, Windows, Doors | Roofs, Skylights | Infiltration | Floors | Partitions

Overhead Lighting

Fixture Type: Recessed, unvented

Wattage: **0,00** W/ft²

Ballast Multiplier: **1,00**

Schedule: (none)

Task Lighting

Wattage: **0,00** W/ft²

Schedule: (none)

Electrical Equipment

Wattage: **0,00** W/ft²

Schedule: (none)

People

Occupancy: **0,0** People

Activity Level: Office Work

Sensible: **245,0** BTU/hr/person

Latent: **205,0** BTU/hr/person

Schedule: (none)

Miscellaneous Loads

Sensible: **0** BTU/hr

Schedule: (none)

Latent: **0** BTU/hr

Schedule: (none)

OK Cancel Help

Air System Properties - [Default System]

General | System Components | Zone Components | Sizing Data | Equipment

Spaces
 Thermostats
 Supply Terminals
 Zone Heating Units

Thermostat and Zone Data

All zone Tstats set the same Zone: All of 1

Zone Name: All Zones

Cooling T-stat Setpoints: occ. 75.0 °F unocc. 80.0 °F

Heating T-stat Setpoints: occ. 70.0 °F unocc. 65.0 °F

T-stat Throttling Range: 1.50 °F

Diversity Factor: 100 %

Direct Exhaust Airflow: 0.0 CFM

Direct Exhaust Fan kW: 0.0 kW

Shared Data

Thermostat Schedule: (none)

Unoccupied Cooling is: Available Not available

OK Cancel Help

Space Properties - [Moldeo]

General | Internals | Walls, Windows, Doors | Roofs, Skylights | Infiltration | Floors | Partitions

Name: **Moldeo**

Floor Area: 3391.0 ft²

Avg Ceiling Height: 9.0 ft

Building Weight: 70.0 lb/ft²

Light Med. Heavy

OA Ventilation Requirements

Space Usage: <User-Defined>

OA Requirement 1: 0.0 CFM/person

OA Requirement 2: 0.00 CFM/ft²

Space usage defaults: ASHRAE Std 62.1-2007
Defaults can be changed via View/Preferences.

OK Cancel Help

Space Properties - [Moldeo]

General Internals Walls, Windows, Doors Roofs, Skylights Infiltration Floors Partitions

Overhead Lighting

Fixture Type: Free hanging

Wattage: 56547.0 Watts

Ballast Multiplier: 1.00

Schedule: Sample Schedule

Task Lighting

Wattage: 0.00 W/ft²

Schedule: (none)

Electrical Equipment

Wattage: 0.00 W/ft²

Schedule: (none)

People

Occupancy: 0.0 People

Activity Level: Office Work

Sensible: 245.0 BTU/hr/person

Latent: 205.0 BTU/hr/person

Schedule: (none)

Miscellaneous Loads

Sensible: 0 BTU/hr

Schedule: (none)

Latent: 0 BTU/hr

Schedule: (none)

OK Cancel Help

Space Properties - [Moldeo]

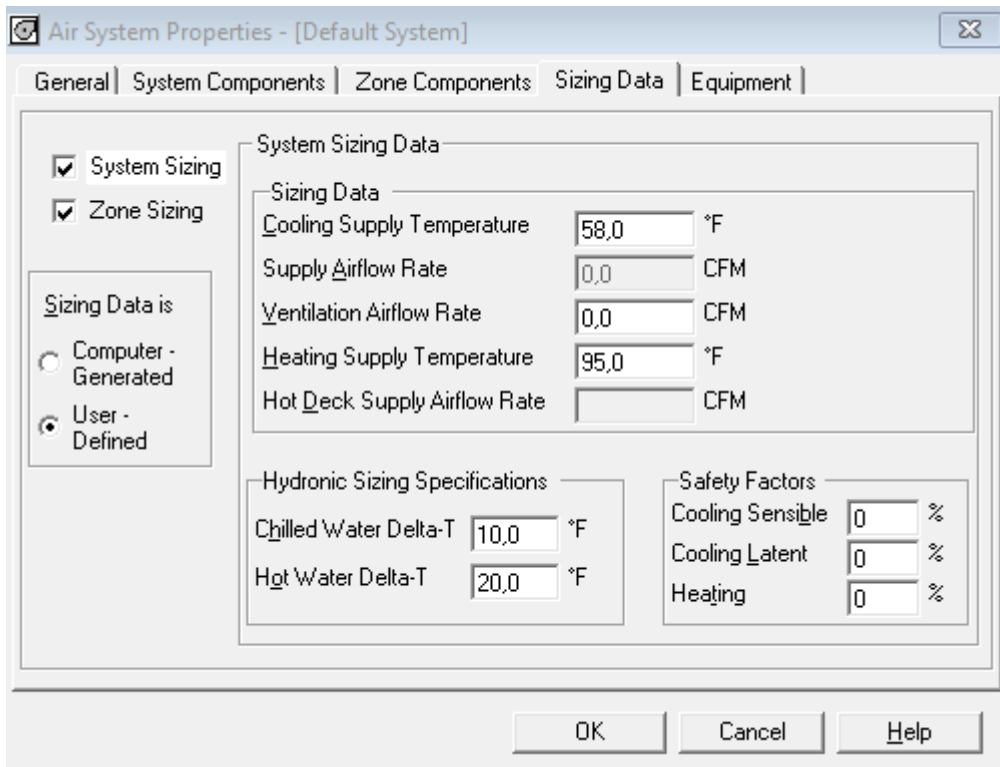
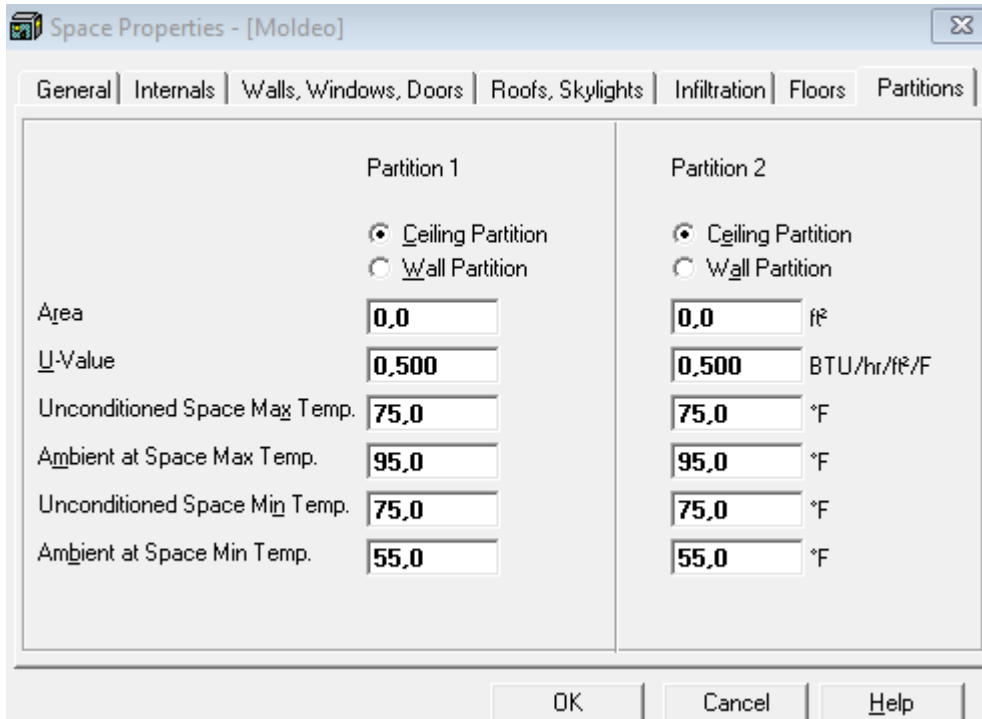
General Internals Walls, Windows, Doors Roofs, Skylights Infiltration Floors Partitions

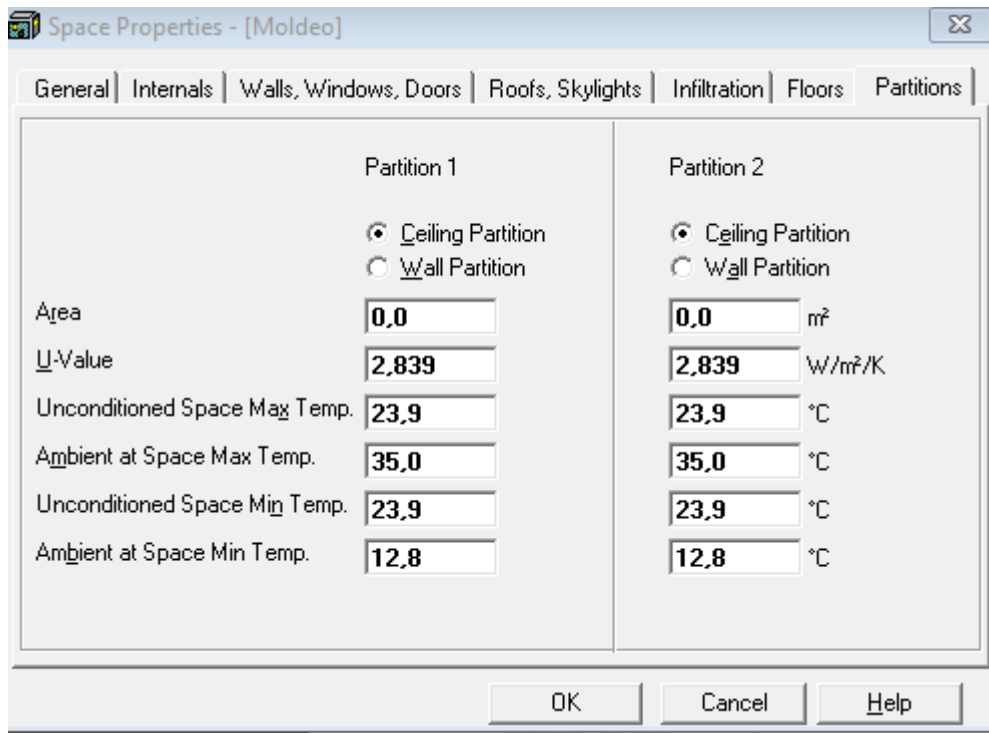
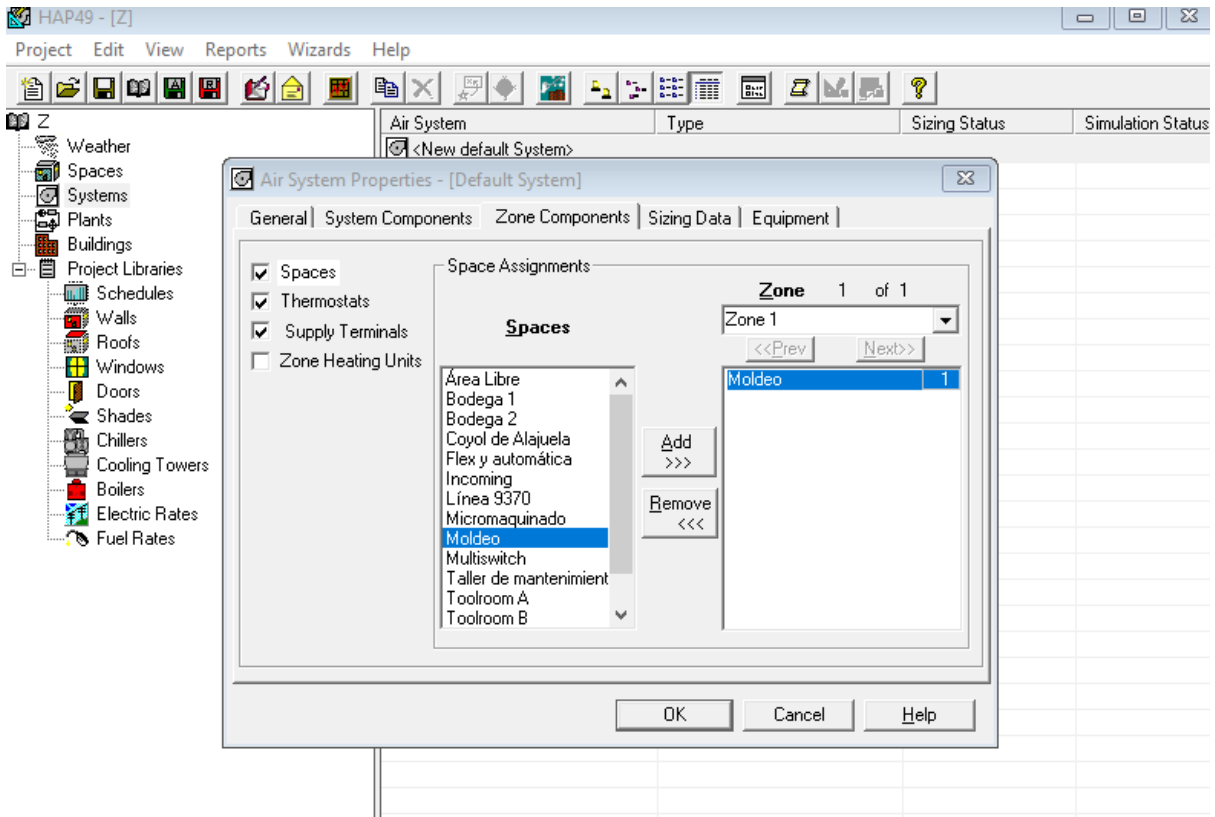
Enter infiltration rate in any column:

	CFM	CFM/ft²	ACH
Design Cooling	81075.00		159.39
Design Heating	424.00		0.83
Energy Analysis	38.00		0.07

Infiltration occurs: Only When Fan Off All Hours

OK Cancel Help





Nota. Adaptado Datos de validación carga térmica HAP, por Hourly Analysis Program, 2018