



**UNIVERSIDAD DE
COSTA RICA**

FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Proyecto de graduación

Dimensionamiento de un sistema de
recuperación de calor para el
calentamiento de aire en el proceso de
 acondicionamiento de ambientes
controlados en una industria médica.

Trabajo final de graduación sometido a la consideración de la

UNIVERSIDAD DE COSTA RICA

como parte de los requisitos
para aspirar al título y grado de

LICENCIATURA EN INGENIERÍA MECÁNICA

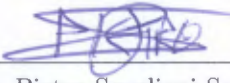
**André Mauricio Mora Ledezma
Carlos Enrique Rodríguez Díaz**

Ciudad Universitaria Rodrigo Facio
Diciembre de 2022

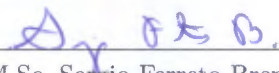


Hoja de tribunal

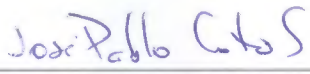
Este proyecto de graduación fue aceptado por la Comisión de Trabajos Finales de Graduación de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Costa Rica, como requisito parcial para optar por el grado y título de Licenciatura en Ingeniería Mecánica.



Director de la Unidad Académica
Dr. Pietro Scaglioni Solano
Director Escuela de Ingeniería Mecánica



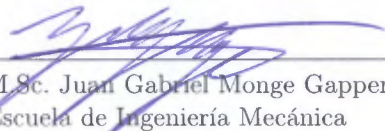
Asesor director
M.Sc. Sergio Ferreto Brenes
Escuela de Ingeniería Mecánica



Asesor interno
Lic. José Pablo Coto Solano
Escuela de Ingeniería Mecánica



Asesor externo
M.B.A. Eduardo Céspedes Flores
Clima Ideal S.A.



Evaluador externo
M.Sc. Juan Gabriel Monge Gapper
Escuela de Ingeniería Mecánica



Ponente
André Mauricio Mora Ledezma



Ponente
Carlos Enrique Rodríguez Díaz

Índice general

Hoja de tribunal	i
Índice de ilustraciones	vii
Índice de cuadros	xi
Resumen	xii
1. Introducción	1
1.1. Descripción general	1
1.2. Justificación	2
1.3. Objetivos	3
1.3.1. Objetivo general	3
1.3.2. Objetivos específicos	3
1.4. Metodología general	3
1.5. Alcance y limitaciones	4
1.6. Aportes y productos materiales	5
2. Marco teórico	6
2.1. Transferencia de Calor	6
2.1.1. Conducción de calor	7
2.1.2. Transferencia de calor por convección	8
2.1.3. Dispositivos de transferencia de calor	11
2.2. Psicrometría	15
2.2.1. Humedad Específica	16
2.2.2. Humedad Relativa	16
2.2.3. Temperatura	17
2.2.4. Entalpía	18
2.2.5. Carta Psicométrica	18
2.2.6. Procesos psicrométricos	19
2.3. Sistemas de Aire Acondicionado	21
2.3.1. Sistemas de agua helada	22
2.3.2. Enfriadores de agua (<i>chillers</i>)	22
2.3.3. Circuito de agua	24
2.3.4. Sistemas de bombeo	24
2.3.5. Unidades manejadoras de aire	26
2.4. Caída de presión en flujo de aire	27
2.4.1. Pérdida de presión en intercambiadores de tubos con aletas	27
2.4.2. Pérdida de presión en filtros	30
2.5. Leyes de ventiladores	32
2.6. Evaluación de proyectos	34
2.6.1. Valor del dinero a través del tiempo	34
2.6.2. Criterios de evaluación	36

3. Metodología	38
3.1. Funcionamiento actual	38
3.1.1. Descripción general del proceso psicrométrico	39
3.1.2. Modelo de cálculo de calor sin tecnología de recuperación	40
3.1.3. Modelo de consumo de energía eléctrica para acondicionamiento de aire	43
3.1.4. Modelo de cálculo de potencia del ventilador sin sistema recuperación	44
3.1.5. Cálculo de potencia eléctrica del ventilador	46
3.1.6. Modelo de consumo de energía eléctrica por el ventilador	46
3.1.7. Cálculo de costo de energía	46
3.2. Dimensionamiento tubos de calor	47
3.2.1. Modelo de estimación de calor para tubos de calor	48
3.2.2. Modelo de cálculo de potencia del ventilador con sistema de recupe- ración	50
3.3. Dimensionamiento <i>Run Around</i>	52
3.3.1. Modelo de estimación de calor para sistema <i>Run Around</i>	54
3.3.2. Modelo de consumo de energía eléctrica por bombeo	55
3.4. Análisis financiero	57
4. Resultados y discusión	60
4.1. Descripción de equipo	60
4.1.1. Caja de mezcla	61
4.1.2. Módulo de filtros	61
4.1.3. Serpentín de pre-enfriamiento	61
4.1.4. Serpentín de enfriamiento	62
4.1.5. Serpentín de calentamiento	62
4.1.6. Ventilador	63
4.2. Operación del equipo	64
4.3. Consumo actual	64
4.3.1. Consumo y costo de energía por acondicionamiento de aire	64
4.3.2. Consumo de energía por el ventilador	70
4.4. Consumo y costo energía	71
4.5. Pérdida de presión	74
4.5.1. Pérdida de presión en el serpentín de enfriamiento	74
4.5.2. Pérdida de presión en los filtros de aire	76
4.6. Revisión de tecnologías	77
4.6.1. Tubos de calor	78
4.6.2. <i>Run-Around</i>	79
4.6.3. Comparación de tecnologías	80
4.7. Dimensionamiento	82
4.7.1. Tubos de calor	82
4.7.2. <i>Run-Around</i>	92
4.8. Análisis Financiero	100
4.8.1. Funcionamiento actual	100
4.8.2. Implementación tubos de calor	101
4.8.3. Implementación <i>Run-Around</i>	101
4.8.4. Evaluación de alternativas	102
5. Conclusiones y recomendaciones	104
5.1. Conclusiones	104
5.2. Recomendaciones	105

Referencias	108
Apéndices	109
Apendice A.1. Resultados Simulaciones para Operación Actual	110
Apendice A.2. Resultados Simulaciones para Tubos de Calor.	114
Anexo A.3. Resultados Simulaciones Run-Around	121
Anexos	130
Anexo A.1. Planos Unidad Manejadora de Aire	131
Anexo A.2. Nomenclatura modelos de serpentines	135

Índice de figuras

1.1.	Consumo de energía final por sector, 1990-2015. Fuente: (ONU, 2018)	2
2.1.	Convención de signos para transferencia de calor. Fuente:(Cengel y Ghajar, 2011)	7
2.2.	Esfuerzo cortante τ por cambio de velocidad. Fuente: (White, 2003).	9
2.3.	Flujo laminar, en transición y turbulento. Fuente: (Cengel y Ghajar, 2011) .	10
2.4.	Modelo simple de un intercambiador calor con aletas. Fuente:(Liu <i>et al.</i> , 2004)	12
2.5.	Secciones principales de los tubos de calor. Fuente: (Zohuri, 2003)	14
2.6.	Carta psicrométrica a temperaturas normales y presión a nivel del mar. Fuente: (Hands-Down-Software, sf)	19
2.7.	Proceso de enfriamiento y deshumidificación del aire. Fuente:(Cengel y Boles, 2012)	20
2.8.	Carta psicrométrica para proceso de enfriamiento y deshumidificación. Fuente: (Cengel y Boles, 2012)	21
2.9.	Proceso de calentamiento del aire. Fuente: (Cengel y Boles, 2012)	21
2.10.	Esquema de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Fuente:(Cengel y Boles, 2012)	23
2.11.	Diagrama de circuito de agua helada con chiller enfriado por aire. Fuente: (Ingeniería-Gestión, 2020)	23
2.12.	Diagrama de circuito de agua helada con chiller enfriado por agua. Fuente:(Gutierrez, 2014)	24
2.13.	Experimento realizado para verificación de correlaciones. Fuente: (Marković <i>et al.</i> , 2019)	27
2.14.	Vista superior y sección transversal del serpentín. Fuente: (Otović <i>et al.</i> , 2018)	29
2.15.	Eficiencia general de un ventilador. Fuente: (Trane, 2017)	33
2.16.	Flujo Neto de Efectivo. Fuente: (Chain <i>et al.</i> , 2014)	36
3.1.	Diagrama de proceso, vista lateral. Fuente: (Elaboración propia)	38
3.2.	Descripción del proceso de acondicionamiento del aire en la carta psicrométrica. Fuente: (Elaboración propia).	40
3.3.	Volumen de control para proceso de enfriamiento y deshumidificación. Fuente: (Elaboración propia).	41
3.4.	Volumen de control para proceso de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia).	42
3.5.	Vista isométrica sistema Wrap Around para tubos de calor. Fuente: (Colmac Coil Manufacturing Inc., 2015b).	48
3.6.	Vista en planta configuración: tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).	49
3.7.	Diferenciales de presión por módulo, vista lateral. Fuente: (Elaboración propia).	51

3.8. Vista en planta configuración run-around. Fuente: (Elaboración propia). 54

3.9. Diagrama de flujo sistema Run-Around. Fuente: (Elaboración propia). 56

4.1. *Make-up Air Unit* (MUA) analizado. Fuente: (Sistema BMS de la empresa). 60

4.2. Condiciones ambientales mensuales para el 2020. Fuente: (Elaboración propia). 65

4.3. Carta psicrométrica de condiciones ambientales mensuales para el 2020. Fuente: (Elaboración propia). 65

4.4. Flujo de aire y presión estática actual. Fuente: (Elaboración propia). 66

4.5. Carta psicrométrica de condiciones mensuales de punto de rocío para el 2020. Fuente: (Elaboración propia). 67

4.6. Consumo y costo energético para el proceso de enfriamiento y deshumidificación. Fuente: (Elaboración propia). 67

4.7. Carta psicrométrica de condiciones mensuales de suministro para el 2020. Fuente: (Elaboración propia). 68

4.8. Distribución de condiciones mensuales de suministro para el 2020. Fuente: (Elaboración propia). 69

4.9. Consumo y costo energético para el proceso de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia). 69

4.10. Consumo y costo energético para la operación del ventilador en el 2020 . Fuente: (Elaboración propia). 71

4.11. Distribución de consumo anual de energía para configuración actual. Fuente: (Elaboración propia). 72

4.12. Calor anual requerido para cada proceso de acondicionamiento del aire. Fuente: (Elaboración propia). 73

4.13. Consumo y costo de energía para operación actual del 2020. Fuente: (Elaboración propia). 73

4.14. Tubo de calor por circuito. Fuente: (SPC, 2016). 79

4.15. Descripción de sistema Run-Around. Fuente: (Mardiana-Idayu y Riffat, 2012). 80

4.16. Diagrama de dimensiones para el sistema de tubos de calor. Fuente: (Colmac Coil Manufacturing Inc., 2015b). 83

4.17. Condiciones psicrométricas de salida del aire en el serpentín de la zona del evaporador. Fuente: (Elaboración propia). 86

4.18. Condiciones psicrométricas de salida del aire en el serpentín de la zona del condensador. Fuente: (Elaboración propia). 87

4.19. Ahorro mensual por pre-enfriamiento del aire con tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia). 87

4.20. Consumo y costo mensual operativo del enfriador agua con tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia). 88

4.21. Ahorro mensual por calentamiento del aire con tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia). 88

4.22. Consumo y costo mensual operativo por enfriamiento adicional con tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia). 89

4.23. Consumo y costo mensual operativo para el ventilador. Fuente: (Elaboración propia). 89

4.24. Consumo mensual de potencia para la implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia). 90

4.25. Consumo de energía para la implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia). 91

4.26. Costo de energía para la implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia). 91

4.27. Carta psicrométrica de condiciones del aire a la salida del serpentín de pre-enfriamiento. Fuente: (Elaboración propia).	95
4.28. Ahorro mensual por pre-enfriamiento del aire con Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).	96
4.29. Consumo y costo de energía mensual por enfriamiento del aire con Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).	96
4.30. Carta psicrométrica de condiciones del aire a la salida del serpentín de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia).	96
4.31. Consumo de energía por enfriamiento adicional del aire con Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).	97
4.32. Ahorro de energía por calentamiento del aire con Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).	97
4.33. Consumo de energía por el ventilador del aire con Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).	98
4.34. Consumo mensual de potencia para la implementación de Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).	98
4.35. Consumo de energía para la implementación de Run - Around. Fuente: (Elaboración propia).	99
4.36. Costo de energía para la implementación de Run- Around. Fuente: (Elaboración propia).	99
5.1. Vista de elevación lateral de Unidad Manejadora de Aire Existente. Fuente: (TRANE, 2009).	131
5.2. Vista de elevación frontal de Unidad Manejadora de Aire Existente. Fuente: (TRANE, 2009).	131
5.3. Dimensiones serpentín de pre-enfriamiento. Fuente: (TRANE, 2009).	132
5.4. Dimensiones serpentín de enfriamiento. Fuente: (TRANE, 2009).	133
5.5. Dimensiones serpentín de calentamiento (Fuente: TRANE, 2009).	134
5.6. Nomenclatura de los modelos de serpentines seleccionados para sistema Run-Around. Fuente: (Colmac Coil Manufacturing Inc., 2015a).	135

Índice de cuadros

2.1. Diagrama de experimento. Fuente: (Marković <i>et al.</i> , 2019)	27
2.2. Coeficientes de resistencia del medio. Fuente: (Rivers y Murphy, 2000)	32
3.1. Descripción de módulos del equipo. Fuente: (Elaboración propia).	38
3.2. Descripción de etapas del equipo. Fuente: (Elaboración Propia).	49
3.3. Descripción de etapas del equipo. Fuente: (Elaboración propia).	55
3.4. Costos contemplados en Flujo Neto de Efectivo. Fuente: (Elaboración propia).	57
4.1. Datos del serpentín de pre-enfriamiento. Fuente: (Elaboración propia).	61
4.2. Dimensiones área aletada serpentín pre-enfriamiento. Fuente: (Elaboración Propia).	62
4.3. Datos del serpentín de enfriamiento. Fuente: (Elaboración propia).	62
4.4. Datos del serpentín de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia).	63
4.5. Dimensiones área aletada serpentín calentamiento. Fuente: (Elaboración Propia).	63
4.6. Datos del ventilador. Fuente: (Elaboración propia).	64
4.7. Promedios mensuales de temperatura de suministro. Fuente: (Elaboración propia).	64
4.8. Tabla de factores operativos para el enfriador de agua. Fuente: (Elaboración propia).	67
4.9. Tabla de factores operativos para el enfriador de agua. Fuente: (Elaboración propia).	69
4.10. Condiciones nominales del ventilador. Fuente: (Elaboración Propia).	70
4.11. Eficiencia global del ventilador para la configuración actual. Fuente: (Trane, 2017).	70
4.12. Consumo anual de energía. Fuente: (Elaboración propia).	72
4.13. Costo operativo anual actual. Fuente: (Elaboración propia).	72
4.14. Cantidad de calor usado en el proceso de acondicionamiento del aire. Fuente: (Elaboración propia).	73
4.15. Datos geométricos del serpentín de enfriamiento. Fuente: (Elaboración propia).	74
4.16. Resultado de cálculos de parámetros para estimación de pérdida de presión. Fuente: (Elaboración propia).	75
4.17. Caída de presión para flujo nominal del serpentín. Fuente: (Elaboración Propia).	75
4.18. Simulación de presión estática para el serpentín de enfriamiento. Fuente: (Elaboración Propia).	76
4.19. Resultado de presión estática para flujo nominal. Fuente: (Elaboración Propia).	76

4.20. Simulación de pérdida de presión para los filtros de aire. Fuente: (Elaboración Propia). 77

4.21. Tabla comparativa entre tecnologías. Fuente: (Mardiana-Idayu y Riffat, 2012) y (Zender-Świercz, 2021). 82

4.22. Dimensiones de los módulos de los serpentines. Fuente: (Elaboración propia). 83

4.23. Las dimensiones del sistema de *Wrap around* con tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia). 84

4.24. Resultados de selección para el serpentín de la zona del evaporador. Fuente: (Elaboración propia). 85

4.25. Resultados de selección para el serpentín de la zona del condensador. Fuente: (Elaboración propia). 85

4.26. Resumen de consumo de energía para la implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia). 91

4.27. Resumen de costo de energía para la implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia). 91

4.28. Flujo de agua sistema Run-Around. Fuente: (Elaboración propia). 92

4.29. Potencia de bombeo requerida para sistema Run-Around. Fuente: (Elaboración propia). 94

4.30. Consumo mensual del sistema de bombeo. Fuente: (Elaboración propia). . . 94

4.31. Resumen de consumo de energía para la implementación de Run - Around. Fuente: (Elaboración propia). 99

4.32. Resumen de costo de energía para la implementación de Run - Around. Fuente: (Elaboración propia). 100

4.33. Resumen costos operativos anuales para el funcionamiento actual de la MUA. Fuente: (Elaboración propia). 100

4.34. Flujo neto de efectivo para funcionamiento actual. Fuente: (Elaboración propia). 100

4.35. Inversión inicial para implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia). 101

4.36. Resumen costos operativos anuales con tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia). 101

4.37. Flujo neto de efectivo para implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración Propia). 101

4.38. Inversión inicial para instalación de *Run-Around*. Fuente: (Elaboración propia). 102

4.39. Resumen costos operativos anuales con sistema *Run-Around*. Fuente: (Elaboración propia). 102

4.40. Flujo neto de efectivo para implementación de Run-Around. Fuente: (Elaboración propia) 102

4.41. Valor Actual de Costos (VAC) de cada escenario analizado. Fuente: (Elaboración propia). 102

5.1. Condiciones psicrómetros del aire en el proceso de enfriamiento y deshumidificación. Fuente: (Elaboración propia.) 110

5.2. Calor requerido por el proceso de enfriamiento y deshumidificación. Fuente: (Elaboración propia). 110

5.3. Consumo eléctrico y costo operativo para el proceso de enfriamiento y deshumidificación. Fuente: (Elaboración propia). 111

5.4. Condiciones psicrómetros del aire en el proceso de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia). 111

5.5. Calor requerido por el proceso de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia).112

5.6. Consumo eléctrico y costo operativo para el proceso de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia). 112

5.7. Potencia mensual del aire para nuevas condiciones de operación. Fuente: (Elaboración propia). 113

5.8. Costo operativo mensual para el ventilador. Fuente: (Elaboración propia). . 113

5.9. Condiciones psicrómetros del aire en los puntos de análisis 1 y 2. Fuente: (Elaboración propia). 114

5.10. Calor recuperado por el proceso de los puntos de análisis 1 y 2. Fuente: (Elaboración propia). 114

5.11. Ahorro de energía eléctrica y costo del proceso en los puntos de análisis 1 y 2. Fuente: (Elaboración propia). 115

5.12. Condiciones psicométricas del aire en los puntos de análisis 2 y 3. Fuente: (Elaboración propia). 115

5.13. Calor requerido por el proceso de los puntos de análisis 2 y 3. Fuente: (Elaboración propia). 116

5.14. Consumo eléctrico y costo operativo para el proceso en los puntos de análisis 2 y 3. Fuente: (Elaboración propia). 116

5.15. Condiciones psicométricas del aire en los puntos de análisis 3 y 4. Fuente: (Elaboración propia). 117

5.16. Calor entregado por el proceso de los puntos de análisis 3 y 4. Fuente: (Elaboración propia). 117

5.17. Ahorro de energía eléctrica y costo del proceso para los puntos de análisis 3 y 4. Fuente: (Elaboración propia). 118

5.18. Condiciones psicrómetros del aire en para el enfriamiento adicional. Fuente: (Elaboración propia). 118

5.19. Calor requerido por el enfriamiento adicional. Fuente: (Elaboración propia). 119

5.20. Consumo eléctrico y costo operativo para el enfriamiento adicional. Fuente: (Elaboración propia). 119

5.21. Potencia mensual del aire para nuevas condiciones de operación. Fuente: (Elaboración propia.) 120

5.22. Costo operativo mensual para el ventilador. Fuente: (Elaboración propia). . 120

5.23. Propiedades del aire en el serpentín de pre-enfriamiento. Fuente: (Elaboración propia). 121

5.24. Propiedades del agua en el serpentín de pre-enfriamiento. Fuente: (Elaboración propia). 121

5.25. Propiedades del aire en el serpentín de calentamiento. Fuente: (Elaboración Propia). 122

5.26. Propiedades del agua en el serpentín de calentamiento. Fuente: (Elaboración Propia). 122

5.27. Condiciones psicrómetros del aire en los puntos de análisis 1 y 2. Fuente: (Elaboración propia). 123

5.28. Calor recuperado por el proceso de los puntos de análisis 1 y 2. Fuente: (Elaboración propia). 123

5.29. Ahorro de energía eléctrica y costo del proceso en los puntos de análisis 1 y 2. Fuente: (Elaboración propia). 124

5.30. Condiciones psicométricas del aire en los puntos de análisis 2 y 3. Fuente: (Elaboración propia). 124

5.31. Calor requerido por el proceso de los puntos de análisis 2 y 3. Fuente: (Elaboración propia). 125

5.32. Consumo eléctrico y costo operativo para el proceso en los puntos de análisis 2 y 3. Fuente: (Elaboración propia). 125

5.33. Condiciones psicrométricas del aire en los puntos de análisis 3 y 4. Fuente: (Elaboración propia). 126

5.34. Calor entregado por el proceso de los puntos de análisis 3 y 4. Fuente: (Elaboración propia). 126

5.35. Ahorro de energía eléctrica y costo del proceso para los puntos de análisis 3 y 4. Fuente: (Elaboración propia). 127

5.36. Condiciones psicrómetros del aire en para el enfriamiento adicional. Fuente: (Elaboración propia). 127

5.37. Calor requerido por el enfriamiento adicional. Fuente: (Elaboración propia). 128

5.38. Consumo eléctrico y costo operativo para el enfriamiento adicional. Fuente: (Elaboración propia). 128

5.39. Potencia mensual del aire para nuevas condiciones de operación. Fuente: (Elaboración propia). 129

5.40. Costo operativo mensual para el ventilador. Fuente: (Elaboración propia). . 129

Resumen

En tal investigación se realizó el dimensionamiento de dos sistemas de recuperación de calor, como mejora del proceso de acondicionamiento del aire para una manejadora de aire (MUA o *Make -Up Air unit*), ubicada en una empresa médica en la zona franca Coyol Free Zone. Se analizó cada tecnología desde el punto de vista del ahorro de energía y el impacto financiero en la economización monetaria por la reducción del costo operativo. La empresa dueña del equipo proporcionó toda la información necesaria para el estudio (fichas técnicas de los equipos y datos históricos de monitoreo del año 2020). Basado en la información proporcionada se creó una metodología de cálculo utilizando los principios de psicrometría, termodinámica y leyes de ventiladores, para determinar la cantidad de energía necesaria en el proceso de deshumidificación y calefacción del aire según las condiciones operativas reportadas.

Se hizo una revisión bibliográfica teniendo como referencias las fichas técnicas para identificar las características principales del equipo para hacer una selección de los sistemas de recuperación calor aplicables; se tomó en cuenta la distribución de los diferentes componentes de la manejadora y el espacio disponible. Con esto se estableció los Tubos de Calor y *Run- Around* como las mejoras más adaptables para el caso de estudio, donde dichos sistemas tienen un rango de rendimiento de 45 % a 55 % y de 45 % a 65 %, para cada uno respectivamente.

El dimensionamiento se ejecutó mediante el programa *COILPRO* del fabricante *Colmac Coil Manufacturing Inc*, en el cual se seleccionó de manera iterativa cada parámetro de diseño, tal y como: área aletada, cantidad de aletas por pulgadas (fpi), tipo de refrigerante, materiales de construcción, entre otros. Los cuales se seleccionaron en función de la capacidad de térmica del sistema y sus condiciones operativas. Con el programa se corrió una simulación para los Tubos de Calor y *Run - Around* para cada condición operativa mensual promedio, determinada del histórico de datos; con esto se adquirió las condiciones psicrométricas del aire, pérdidas de presión, calor recuperado para cada uno de los sistemas escogidos y aspectos geométricos.

Del análisis energético efectuado para cada uno de los casos (equipo actual, Tubos de Calor y *Run-Around*) se concluyó que la temperatura y la humedad relativa del ambiente son las variables que determinan el consumo de energía del equipo encargado de la adecuación del aire; para los meses con humedad relativa mayor al 70 % se obtuvieron los consumos de energía más altos. El ahorro anual proyectado para cada una de las opciones de mejora representan un reducción en el consumo de energía de más del 46 % para los procesos de deshumidificación y calefacción del aire; el calentamiento representa la mayor parte de la disminución de la potencia consumida. Según los resultados obtenidos, ambos sistemas pueden representar una reducción de gastos de más \$ 90 000 dolares anuales, los cuales no representan más de \$ 746 000 del valor actual de costos en una proyección de cinco años operativos.

Cítese este trabajo como:

A.M. Mora-Ledezma, C.E. Rodríguez-Díaz. *Dimensionamiento de un sistema de recuperación de calor para el calentamiento de aire en el proceso de acondicionamiento de ambientes controlados en una industria médica*. Trabajo final de graduación de Licenciatura. Escuela de Ingeniería Mecánica. Universidad de Costa Rica. San José, Costa Rica, 2023.

Capítulo 1

Introducción

1.1. Descripción general

El presente proyecto está enfocado en la disminución del consumo energético dentro del proceso de acondicionamiento de aire para recintos con ambientes controlados en la industria de dispositivos médicos, esto mediante el dimensionamiento y análisis de un sistema de recuperación de calor que permita el ahorro de energía. Para esto, se toma como base el funcionamiento de una Unidad Manejadora de Aire (AHU, por sus siglas en inglés) dentro de una planta de producción de dispositivos médicos; dicho equipo cumple con la función de pre-tratar o pre-acondicionar el aire exterior que se debe proveer a otras manejadoras encargadas de suministrarlo a las condiciones requeridas para un recinto o habitación en particular.

Para el desarrollo del proyecto, la empresa médica propietaria de la planta de producción proporcionó los datos referentes a las condiciones del aire en distintos puntos del proceso de acondicionamiento que ocurre dentro de la manejadora junto con las fichas técnicas, factores de consumo energético de este y otros equipos implicados en el proceso. A partir del análisis de esta información, en el presente documento se estudió las propiedades psicrométricas del aire en las diferentes etapas del acondicionamiento y se describieron los diversos módulos o secciones que componen el equipo, con el fin de conocer a profundidad el proceso y su funcionamiento; esto último apoyado en la teoría de psicrometría del aire, aunado a los conceptos más relevantes de los sistemas de aire acondicionado y los fundamentos de transferencia de calor, que explican los principios de funcionamiento de los sistemas de recuperación de energía.

En cuanto al proceso de dimensionamiento y selección, se describe la metodología de cálculo que se propone para los flujos de calor y consumo energético, basado en el análisis de procesos psicrométricos; así como la metodología de selección para los dispositivos de recuperación propuestos, para lo cual se utilizó un software de selección de un fabricante de intercambiadores de calor para equipos de aire acondicionado.

Por último, se realiza una evaluación financiera de las soluciones propuestas, con el interés de cuantificar el impacto de la implementación de estas soluciones en el consumo energético del proceso; al mismo tiempo determinar cuál de ellas es la más viable desde el ámbito financiero.

1.2. Justificación

Los altos estándares de calidad dentro de la industria médica hacen que las condiciones en las que se realizan los procesos de manufactura sean altamente controlados. Los cuartos limpios son espacios donde la presión, temperatura y humedad relativa son variables de gran importancia, las cuales se deben monitorear a diario para asegurar que se mantengan dentro de los valores especificados. Mantener estas condiciones depende de los sistemas de acondicionamiento de aire, siendo estos los encargados de suministrar la correcta temperatura, presión y humedad relativa. Para sostener estas condiciones tales sistemas deben operar grandes cantidades de tiempo, lo que conduce a un alto consumo energético por parte de todos los equipos ligados al sistema.

Según la Comisión Económica para América Latina y el Caribe (CEPAL) de la Organización de las Naciones Unidas (ONU) (2018), la industria es el segundo sector con mayor consumo energético y eléctrico en Costa Rica, con un 25 % del consumo final de energía en el año 2015, siendo la manufactura el proceso de mayor peso y que marca la tendencia dentro esta área. En el sector industrial los mayores usos en energía se dan con los motores eléctricos, sistemas de refrigeración, producción de calor, sistemas de aire acondicionado e iluminación. Específicamente en los sistemas de acondicionamiento de aire para cuartos limpios, la energía que demanda el proceso adicional de recalentamiento necesario para alcanzar y mantener las condiciones requeridas de temperatura y humedad relativa, significa un consumo energético considerable.

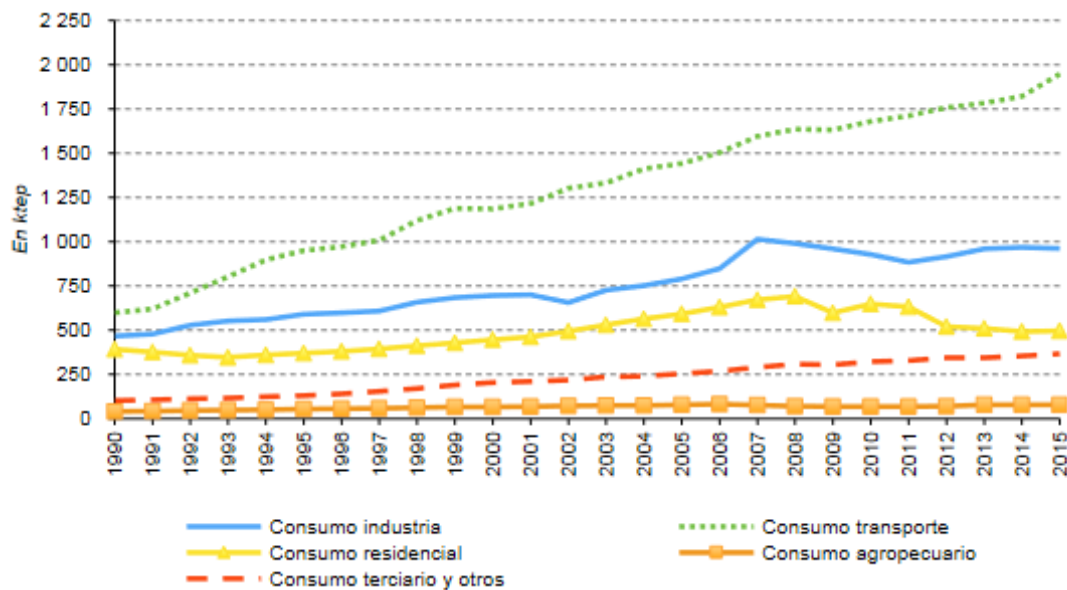


Figura 1.1: Consumo de energía final por sector, 1990-2015. Fuente: (ONU, 2018)

Ante este alto consumo energético por parte de dichos sistemas, surgen nuevas ideas para optimizar el proceso de acondicionamiento de aire en estas industrias, con el fin de disminuir el impacto ambiental. Lo anterior, lleva a plantear un proyecto de dimensionamiento de un sistema de recuperación térmico, donde se pretende aprovechar el calor del aire exterior que entra al sistema y utilizarlo en el proceso de calentamiento del aire a suministrar a las condiciones requeridas. Esta reutilización de energía propicia la consolidación de un sistema más eficiente, haciendo que este necesite menos energía para su funcionamiento.

Esta búsqueda por reducir o manejar más eficientemente el consumo de energía en estas industrias fomenta la innovación e investigación en nuevas tecnologías, las cuales pueden ser aplicadas para lograr un ahorro significativo, disminuyendo el impacto hacia el medio ambiente y los costos operativos. Es por ello que el presente proyecto plantea el dimensionamiento de dos sistemas de recuperación de calor, que someterán a una evaluación financiera y de consumo energético para determinar su impacto el costo de la operación del equipo.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Dimensionar un sistema de recuperación de calor, mediante el análisis y evaluación de diferentes soluciones en tecnologías térmicas, para la disminución del consumo eléctrico en el proceso de acondicionamiento de aire para ambientes controlados.

1.3.2. Objetivos específicos

- Caracterizar los parámetros de funcionamiento del sistema de aire acondicionado actual para la identificación de las variables requeridas para la selección del dispositivo de recuperación de calor.
- Identificar las propiedades psicrométricas características en las distintas etapas del proceso de acondicionamiento del aire, para la determinación de la energía requerida para el calentamiento.
- Investigar las diferentes tecnologías en recuperación de calor existentes en el mercado, con el propósito de la evaluación de los requerimientos técnicos aplicables en este estudio.
- Dimensionar dos sistemas de recuperación de calor aplicables, basados en la investigación realizada, para el cumplimiento del proceso de acondicionamiento.
- Evaluar el impacto energético y financiero de la implementación de los sistemas de recuperación de calor seleccionados.

1.4. Metodología general

Para el presente proyecto, se ejecutaron los siguientes pasos metodológicos:

- Se investigó previamente sobre los antecedentes y el estado actual de las tecnologías en recuperación de calor.
- Se definieron conceptos relevantes en psicrometría, sistemas de aire acondicionado y transferencia de calor, los cuales fundamentan el proceso de selección y dimensionamiento del dispositivo de recuperación de energía.
- Se definieron las propiedades, estados y procesos psicrométricos dentro del procedimiento de acondicionamiento del aire; esto mediante el análisis de los datos reportados por la empresa.
- Se caracterizó el sistema de aire acondicionado actual con el propósito de conocer sus parámetros de funcionamiento, determinando las variables a considerar para la correcta selección del dispositivo de recuperación de calor.

- Basado en la investigación bibliográfica realizada, se identificaron los sistemas de recuperación más óptimos para la implementación en el presente caso de estudio.
- Se elaboró la metodología de cálculo para determinar el flujo de calor y el consumo energético en el proceso de acondicionamiento de aire, tanto para el funcionamiento actual como para la implementación de los sistemas de recuperación de energía propuestos.
- Se realizó el dimensionamiento de los dispositivos de recuperación de calor, esto en el software *COILPRO* del fabricante *Colmac Coil Manufacturing Inc.*
- Se simuló el funcionamiento de los sistemas de recuperación dimensionados a partir de las condiciones de operación ya definidas; definidas, con el objetivo de obtener los parámetros necesarios para el cálculo del flujo de calor recuperado y, por ende, el nuevo consumo energético. Tales simulaciones se realizaron en el software mencionado anteriormente.
- Se realizó un análisis energético de la implementación de los sistemas de recuperación de calor seleccionados, comparando el consumo energético del sistema de aire acondicionado en su condición de operación actual contra el consumo realizando dicha implementación; a partir de ello, se evaluó el posible ahorro.
- Se realizó la evaluación financiera de las soluciones propuestas para determinar cuál de éstas presenta una mayor factibilidad desde el ámbito financiero.

1.5. Alcance y limitaciones

En este presente caso de estudio, se realizó el dimensionamiento de dos sistemas de recuperación de calor seleccionados a partir de una exhaustiva investigación bibliográfica. Dicho proceso de dimensionamiento y selección se basó únicamente en la información suministrada por la empresa propietaria del equipo a mejorar; específicamente en la ficha técnica recibida, así como los datos reportados de las condiciones del aire en los puntos de medición ya establecidos por la organización.

Asimismo, este proceso de dimensionamiento se realizó desde el punto de vista teórico, por esto no hubo una etapa de implementación de los sistemas seleccionados, sino que solo se realizó una evaluación analítica basada en los datos reportados e información recibida.

En cuanto las limitaciones experimentadas, está el estricto control de ingreso a las instalaciones de la empresa, en tanto no se permitió una visita a la planta donde se encuentra instalada la unidad manejadora de aire. Lo anterior impidió considerar variables o circunstancias que no estén completamente indicadas dentro de la información suministrada por la compañía propietaria del equipo.

Asimismo, en este documento no se muestran abiertamente los resultados obtenidos en el software utilizado para la selección y dimensionamiento de los sistemas de recuperación de calor propuestos. Esto debido a que dicho software solamente está disponible para ciertos representantes del fabricante y clientes calificados, siendo necesario realizar una solicitud formal ante el fabricante y firmar un *Software Lease Agreement* (acuerdo de uso del software); donde se indica explícitamente que: “*el usuario no podrá hacer copias de cualquier material proporcionado por el Colmac Coil Computer Software Program que*

esté en forma impresa, o en forma no legible por máquina”.

Igualmente, dentro de los términos y condiciones de uso indicadas por el fabricante se establece que “*El Licenciario no revelará, directa o indirectamente, la totalidad o parte del Software a ninguna persona que no sea un empleado o consultor del Licenciario.*” Por esta razón, en esta investigación únicamente se muestran los resultados numéricos obtenidos de las simulaciones realizadas en el software, bajo un formato elaborado por los autores, así como información y documentos disponibles en la página web del fabricante *Colmac Coil Manufacturing Inc.*, que se pueden referenciar sin exponer la interfaz, metodología, formato o cualquier otra información del software utilizado.

Por último, es importante considerar que el análisis financiero contempla únicamente los aspectos generales de instalación requeridos para la implementación de los dispositivos de recuperación seleccionados. Es decir, dicho análisis no toma en cuenta ciertos factores que son dependientes de las características del sistema de aire acondicionado existente y su instalación; los cuales pueden determinar la inviabilidad del proyecto debido a modificaciones que se deban realizar para lograr implementar el sistema de recuperación de calor deseado.

1.6. Aportes y productos materiales

En este estudio se realizó la selección y dimensionamiento de un sistema de recuperación de energía que utiliza las tecnologías más comunes de transferencia de calor -por ejemplo sistemas *run-around* a partir de intercambiadores de aleta y tubos; o una tecnología más innovadora como los tubos de calor-. De esta manera se pretende que las posibles soluciones analizadas representen un aporte significativo en términos de innovación e investigación para futuros procesos de implementación, para un proceso de implementación futuro.

Bajo dicha premisa, el principal aporte a procurar con este proyecto es una metodología de cálculo y análisis correctamente fundamentada y desarrollada; la cual se pueda demostrar a partir de un caso de estudio teórico aplicable que permita obtener resultados para evaluar y determinar la factibilidad, tanto técnica como financiera, de la implementación final de estas tecnologías en recuperación de calor propuestas.

Capítulo 2

Marco teórico

2.1. Transferencia de Calor

En este proyecto es necesario profundizar en los procesos físicos presentes en el acondicionamiento de aire, donde actúan fenómenos termodinámicos y de transferencia de calor que permiten el control y dimensionamiento de los sistemas de aire acondicionado. Dentro del proceso de acondicionamiento existen otros factores que son necesarios para la optimización del sistema, tales como aspectos relacionados al aislamiento de ductos y recintos, incidencia de radiación solar, distribución del aire en el recinto e intercambiadores de calor. Intrínsecamente, estos temas están vinculados con los mecanismos de transferencia de calor, los cuales permiten explicar de manera precisa cómo se da el intercambio de energía a través de diferentes medios.

En la teoría de transferencia de calor se definen tres mecanismos principales que permiten el intercambio de energía, estos son:

- *Conducción*
- *Convección*
- *Radiación*

Donde la *conducción* se define como la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las partículas más cercanas con menor energía, esto como resultado de sus interacciones. La *convección* es la transferencia de energía entre un sólido y un fluido en un movimiento adyacente al sólido, donde este tipo de mecanismo comprende los efectos combinados de la conducción y del movimiento del fluido. Por último, la *radiación* es la energía generada por la materia en forma de ondas electromagnéticas, debido a los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas (Cengel y Ghajar, 2011).

En lo que respecta a este estudio, los mecanismos con mayor incidencia en la transferencia de calor son: *conducción* y *convección*, por lo que en esta sección se les dará especial énfasis, dada su importancia en el dimensionamiento de los sistemas de recuperación de calor.

2.1.1. Conducción de calor

La transferencia de calor debido a la conducción está estrechamente relacionada con la temperatura; sin embargo, tienen naturalezas distintas. En el caso de la transferencia de calor por conducción, tiene una *dirección* y *magnitud*, es decir, es una cantidad *vectorial* y la temperatura una cantidad *escalar* (Cengel y Ghajar, 2011).

Al ser la conducción una cantidad vectorial con un sistema de coordenadas, se debe utilizar la convención para evitar confusiones con la dirección de dicho vector. Se dice que la transferencia de calor es positiva cuando va en la dirección de las coordenadas positivas. En la figura 2.1 se puede observar un ejemplo de dicha convención para el signo de la transferencia de calor de un medio caliente a un medio frío.

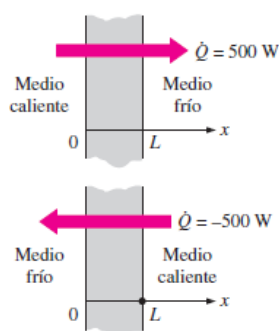


Figura 2.1: Convención de signos para transferencia de calor. Fuente:(Cengel y Ghajar, 2011)

Por la naturaleza vectorial del flujo de calor, este se puede expresar en componentes espaciales, tal como se ve en la ecuación 2.1.

$$\vec{Q}_n = \dot{Q}_x \hat{i} + \dot{Q}_y \hat{j} + \dot{Q}_z \hat{k} \quad (2.1)$$

De esta manera, queda definido el vector de calor \vec{Q}_n por los vectores canónicos y las magnitudes respectivas para las tres dimensiones. Esta interpretación vectorial del calor es una extensión de la *Ley de Fourier de la conducción de calor*, la cual define que la transferencia de un medio sólido es proporcional al cambio de temperatura a lo largo de la coordenada x y al área transversal del flujo de calor.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.2)$$

Donde:

k : Coeficiente de conducción térmica.

A : Área normal a la dirección del flujo.

$\frac{dT}{dx}$: Gradiente de temperatura a lo largo de la coordenada x.

El coeficiente de conducción térmica k es una propiedad física que caracteriza a un material como un buen o mal conductor de calor, donde los malos conductores pueden funcionar como aislantes térmicos. A valores más bajos de coeficientes de conducción térmica, la transferencia de calor tendrá una menor tasa en comparación a un material con un alto valor de dicho coeficiente. Al final la ecuación de conducción de calor depende del material, condiciones geométricas y temperaturas de los puntos de análisis, por lo que este factor es

sumamente importante en el dimensionamiento de un dispositivo de transferencia de calor.

2.1.2. Transferencia de calor por convección

Este mecanismo de transferencia de energía térmica se caracteriza por la interacción de un fluido y un sólido, donde el movimiento del fluido en las fronteras del sólido ocasiona una transferencia de energía. La convección es un fenómeno donde se da la combinación de la conducción térmica y el movimiento másico de una sustancia en las fronteras de un sólido (Domingo, 2011); Este mecanismo se puede dividir en dos grupos, la *convección natural* y la *convección forzada*.

La *convección natural* es un movimiento generado por las diferencias de densidades en el fluido, esto se da por la existencia de un campo gravitatorio donde hay zonas con distintas densidades, las zonas de mayor densidad son las más frías y las de menor densidad se caracterizan por ser las más calientes. La *convección forzada* se da cuando un fluido es forzado a pasar por una geometría determinada, este mismo mecanismo se puede dividir en convección forzada *interna* y *externa*. Cuando es interna, es debido a que se mueve el fluido a lo interno de una superficie; por otra parte, es externa cuando el flujo es forzado a pasar por fuera de la superficie (Domingo, 2011).

La formulación matemática de este mecanismo se generó desde una relación empírica que es conocida como *ley de enfriamiento de Newton*, donde se establece que el cambio de temperatura en una superficie, que se encuentra en contacto con un fluido, es proporcional a la diferencia de temperaturas entre la superficie del fluido (Gracia Torres y Murrillo Buitrago, 2017).

$$\frac{dT}{dt} = h(T_s - T_\infty) \quad (2.3)$$

Donde:

h_{conv} : es una constante de proporcionalidad.

T_s : es la temperatura de la superficie.

T_m : es la temperatura del fluido circundante o la temperatura ambiente.

Esta relación empírica es una de las maneras más sencillas de explicar la transferencia de calor por convección.

Por otra parte, la *convección forzada* se vuelve un fenómeno más complejo de predecir, debido a que depende de la intensidad de diversos factores físicos que se ven involucrados en el mecanismo. Primero, como se mencionó anteriormente, se debe entender que la convección forzada aparece cuando se obliga a una sustancia a fluir a través de una superficie (Cengel y Ghajar, 2011).

El estudio de la transferencia de calor por convección forzada requiere el planteamiento de diversos parámetros, los cuales están relacionados intrínsecamente con el mecanismo. Por ejemplo, la viscosidad dinámica μ , coeficiente de conducción térmica k del sólido, densidad ρ y calor específico c_p del fluido, como también de la velocidad del flujo \vec{v} . Por otra parte, la configuración geométrica, la aspereza de la superficie sólida y el tipo de flujo del fluido (*turbulento* o *laminar*) son factores que afectan la transferencia de calor por convección, o que deviene en que este fenómeno sea más complicado de predecir (Cengel

y Ghajar, 2011).

En la selección de intercambiadores de calor este tipo de parámetros son de importancia, por ejemplo, el área de transferencia de calor es un factor crucial en el intercambio de energía, dado a que a mayor sea ésta, mayor será el intercambio. Por otra parte, al aumentar la velocidad del flujo, incrementa la cantidad de masa que pasa por la superficie, permitiendo incrementar la tasa de cambio de temperatura. No obstante, el dimensionamiento dependerá también del fluido de trabajo del intercambiador debido a que sus propiedades termodinámicas pueden limitar su capacidad de transferencia de calor.

Cuando un fluido se mueve en una superficie sucede que las partículas que se van acercando a ella se van desacelerando, hasta tener una velocidad nula ($\vec{v} = 0$), es decir, se detienen cuando están en contacto con la superficie debido a los efectos viscosos del fluido, esto se conoce como una *condición de no deslizamiento* (Cengel y Ghajar, 2011).

Al existir esta condición, las capas adyacentes de fluido van disminuyendo su velocidad, lo que en perspectiva quiere decir que las capas que se van alejando de la superficie van obteniendo un valor mayor de velocidad. Lo anterior obedece, a su vez a otro fundamento físico conocido como *ley de viscosidad de Newton*. Esta ley surge por la necesidad de explicar el efecto de la viscosidad en el movimiento de un fluido. Por lo que se define la viscosidad como una medida cuantitativa de la resistencia de un fluido a fluir; la viscosidad permite determinar la velocidad de deformación del fluido cuando se le aplica un esfuerzo cortante (White, 2003).

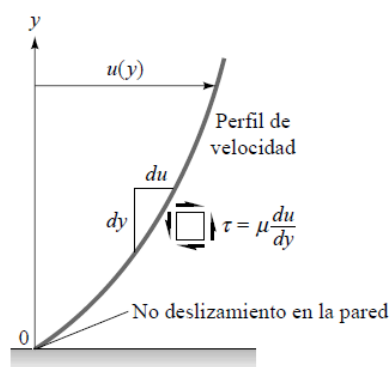


Figura 2.2: Esfuerzo cortante τ por cambio de velocidad. Fuente: (White, 2003).

Bajo este esquema, la condición de no deslizamiento permite que la transferencia de calor de la superficie del sólido hacia la capa de fluido adyacente (o viceversa) se dé por medio de una *conducción pura* (Cengel y Ghajar, 2011). Esta condición se puede expresar como una relación proporcional a la tasa de cambio de la temperatura con respecto a las capas adyacentes a la superficie, lo cual se puede expresar como:

$$\dot{q}_{conv} = -k \left. \frac{\delta T}{\delta y} \right|_{y=0} \quad (2.4)$$

Usando la ecuación 2.5 que describe el flujo de calor e igualando a la ecuación 2.5, se puede despejar h para obtener la ecuación 2.6 que describe dicho coeficiente.

$$\dot{q}_{conv} = h_{conv} (T_s - T_\infty) \quad (2.5)$$

$$h_{conv} = \frac{-k \left. \frac{\delta T}{\delta y} \right|_{y=0}}{(T_s - T_\infty)} \quad (2.6)$$

La ecuación 2.6 se puede utilizar para determinar el *coeficiente de transferencia de calor por convección* cuando se conozca la distribución de temperatura dentro del fluido (Cengel y Ghajar, 2011). Dado que el coeficiente puede cambiar por diversos factores, es necesario encontrar una manera de poder realizar un promedio del coeficiente para simplificar más la metodología de cálculo, es acá donde el análisis adimensional se vuelve una herramienta fundamental.

Los *números adimensionales* son de suma importancia en este tipo de mecanismo, dado que permiten desligar las dimensiones de las ecuaciones y combinar variables para poder describir un determinado fenómeno. Para efectos de la convección el *número de Nusselt* se puede definir como:

$$\text{Nu} = \frac{h_{conv} L_c}{k} \quad (2.7)$$

Donde:

k : Coeficiente de conducción térmica del fluido.

L_c : Longitud característica.

El número de *Nusselt* representa la optimización de la transferencia de calor de una capa de un fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa, cuanto mayor sea este valor, mejor será la transferencia de calor; por ende, para un valor de $\text{Nu} = 1$, la transferencia de calor a través del fluido se da por una conducción pura (Cengel y Ghajar, 2011).

Por otra parte, cuando se hace referencia al comportamiento del fluido se dice que este es *laminar* o *turbulento*. Un flujo es laminar es cuando las partículas se mueven en capas conformadas por estas de manera como si fueran láminas. Por otro lado, la traslación del fluido debido a altas velocidades se caracteriza por ser flujos turbulentos (Cengel y Ghajar, 2011).

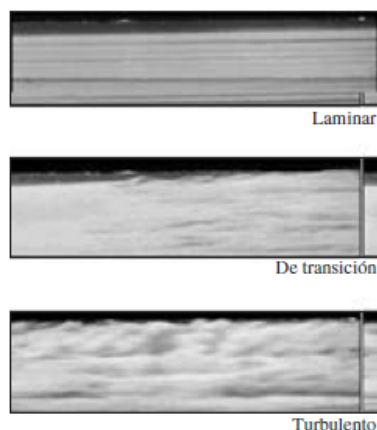


Figura 2.3: Flujo laminar, en transición y turbulento. Fuente: (Cengel y Ghajar, 2011)

En la figura 2.3 se puede observar una caracterización visual de los regímenes laminares, en transición y turbulento. El régimen laminar es un comportamiento de capas ordenadas como si fueran láminas y en el régimen turbulento se obtiene un comportamiento desordenado de las capas del fluido. Asimismo, en el régimen de transición se tiene una combinación de los regímenes laminar y turbulento.

Ante la necesidad de poder predecir este comportamiento de un flujo, en 1883 Osborne Reynolds creó un número adimensional para determinar si un flujo es laminar o turbulento mediante experimentos. Este número se denominó como *número de Reynolds* (Re) y es una de las cantidades adimensionales más importante en el estudio de micro fluidos; este número relaciona las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas (Rapp, 2017). Expresándose de la siguiente manera:

$$\text{Re} = \frac{\rho v L_c}{\mu} \quad (2.8)$$

Donde:

V : Velocidad del flujo.

L_c : Longitud característica.

μ : Viscosidad dinámica.

La categorización del fluido dependerá del valor que se obtenga del número de Reynolds, dado a que esta categorización se da en rangos de valores que se han determinado experimentalmente bajo ciertas circunstancias de estudio.

El número de Reynolds es útil en la transferencia de calor por el hecho que permite determinar con buena exactitud cuándo un fluido puede encontrarse en régimen laminar, transición o turbulento y esto toma importancia debido al desarrollo que pueda tener la *capa límite de velocidad* del fluido. La capa límite es la región en donde se obtienen los mayores gradientes de velocidad de un flujo, por la condición de no deslizamiento en la superficie hay una zona en donde la velocidad cambiará conforme va aumentando la distancia con respecto a la superficie (Cengel y Ghajar, 2011).

2.1.3. Dispositivos de transferencia de calor

En esta sección se describirá el funcionamiento teórico de los dispositivos que están involucrados en los sistemas de recuperación de calor.

2.1.3.1 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son usados por su eficiente transferencia de energía desde un medio a otro. Han jugado un papel importante en sectores de la refrigeración, generación de potencia y aire acondicionado (Ma'arof *et al.*, 2019). El concepto básico de los intercambiadores está basado en la siguiente premisa: la pérdida de calor en la zona de alta temperatura es exactamente igual a la ganancia de calor en la sección de baja temperatura. El simple intercambio de energía entre estas dos zonas da como resultado que la temperatura disminuya en la zona de alta temperatura y que aumente en la zona de baja de temperatura (Ling y Mulyandasari, 2010).

Hay diferentes factores que deben ser tomados en cuenta en el diseño y selección de intercambiadores de calor. En la práctica es común que existan asociaciones que desarrollen y proporcionen guías para los procesos de selección o diseño. En el caso de dichos intercambiadores, existe la Asociación de Manufacturadores de Intercambiadores Tubulares o TEMA, por su siglas en inglés, encargada de clasificar estos dispositivos de transferencia de energía en clases, dependiendo de la aplicación (Ling y Mulyandasari, 2010).

Para el presente proyecto, se analizarán los intercambiadores que están conformados por tubos y aletas, dado a que este tipo de dispositivos son los más utilizados para la transferencia de calor en los sistemas de aire acondicionado. Dichos intercambiadores generalmente consisten en un conjunto de aletas corrugadas o simples que se encuentran sobre un arreglo de tubos, llamado serpentín. Estos dispositivos tienen tres volúmenes de control por donde se da el intercambio de energía, estos son: el refrigerante que pasa por los serpentines, la conducción entre las aletas y los serpentines, así como el intercambio entre el aire exterior y las aletas. (Liu *et al.*, 2004).

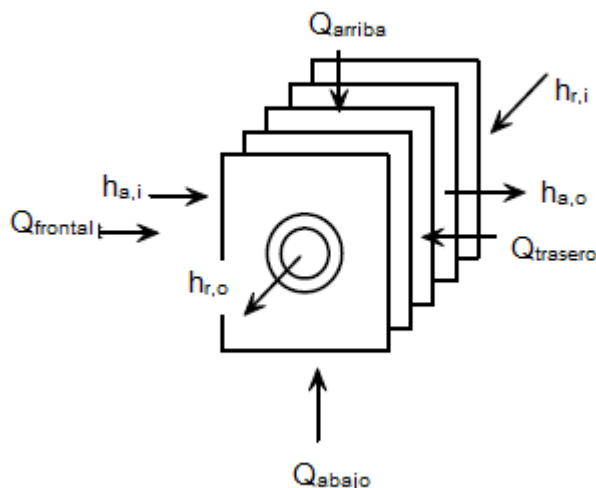


Figura 2.4: Modelo simple de un intercambiador calor con aletas. Fuente:(Liu *et al.*, 2004)

En la figura 2.4 se muestra una ejemplificación del volumen de control para el estudio de un intercambiador de calor. Para el análisis de dichos dispositivos se asumen las siguientes suposiciones:

- El flujo del refrigerante dentro del serpentín es uni-direccional.
- La transferencia de calor a lo largo del tubo es despreciable.
- El diferencial de presión debido a la resistencia generada es despreciable.

Analizando el refrigerante, cuando este pasa por el serpentín tendrá una transferencia de calor debido a la diferencia de temperatura entre los fluidos y el cambio en la entalpía del refrigerante. Se puede definir Q_{1r} y Q_{2r} como la diferencia de entalpía del refrigerante,

y la diferencia de temperatura que tendrá dicho fluido y la temperatura de la pared del tubo. Por lo que se tiene que:

$$Q_{1r} = Q_{2r} \quad (2.9)$$

Se define dichos calores como:

$$Q_{1r} = \dot{m}_r(h_{r,i} - h_{r,o}) \quad (2.10)$$

$$Q_{2r} = h_r A(T_b - T_s) \quad (2.11)$$

Donde:

$h_{r,i}$: Entalpía del refrigerante en la entrada.

$h_{r,o}$: Entalpía del refrigerante en la salida.

\dot{m}_r : Flujo másico de refrigerante.

T_b : Temperatura promedio del fluido.

T_s : Temperatura de la pared del tubo.

h_r : Coeficiente de transferencia de calor.

A : Área de la superficie interna del tubo.

En el segundo volumen de control se da el intercambio de calor entre el flujo de aire y las aletas. Acá hay un cambio en la entalpía específica del aire, cuando este entrega o gana energía, así como un cambio de temperatura. Por ende, se define Q_{1a} y Q_{2a} como la transferencia de calor debido al cambio de entalpía y temperatura, respectivamente. Estos dos flujos de calor deben ser iguales debido a que no se considera la presencia de otro mecanismo de transferencia en el proceso, por lo que se cumple que:

$$Q_{1a} = Q_{2a} \quad (2.12)$$

Con base en dicha igualdad, se definen los flujos de calor como:

$$Q_{1a} = \dot{m}_a(h_{a,i} - h_{a,o}) \quad (2.13)$$

$$Q_{2a} = h_a A_o \eta_o (T_m - T_s) \quad (2.14)$$

Donde se define que \dot{m}_a es el flujo másico de aire, $h_{a,i}$ y $h_{a,o}$ las entalpías específicas del aire a la entrada y salida del serpentín, respectivamente. Para la ecuación 2.14 el h_a representa el coeficiente de convección, A_o es el área de transferencia de calor en las aletas, η_o representa la eficiencia de la aleta, T_m la temperatura promedio del aire y T_s la temperatura superficial de la aleta (Liu *et al.*, 2004).

Por último, queda analizar el volumen de control en las aletas, el cual se debe a la conducción de calor. Si se realiza un balance de energía en dicho elemento, se obtiene:

$$Q_{1r} + Q_{1a} + Q_{cond} = 0 \quad (2.15)$$

Donde Q_{cond} se refiere como la suma de los calores por conducción en todas las direcciones, para este caso se obtiene:

$$Q_{cond} = Q_{arriba} + Q_{abajo} + Q_{frontal} + Q_{trasero} \quad (2.16)$$

Esto representa la conducción de calor en la aleta, lo cual permite describir la transferencia de calor en dicho elemento del intercambiador de calor.

Con la formulación matemática anterior, se puede describir el flujo de calor para un sistema simple de intercambiador de calor con aletas.

2.1.3.2 Tubos de calor

Estos dispositivos son sistemas de intercambio de calor que no requieren partes móviles por su modo de funcionamiento. En esencia, son dispositivos de transferencia de calor pasivos con una gran efectividad de conducción térmica. Estos tienen un circuito cerrado en donde el calor puede ser rápidamente transferido desde un punto a otro usando un esquema de un flujo bifásico. Las temperaturas de operación de los tubos de calor están determinadas por el fluido de trabajo seleccionado y el óptimo diseño del mismo dispositivo (Zohuri, 2003).

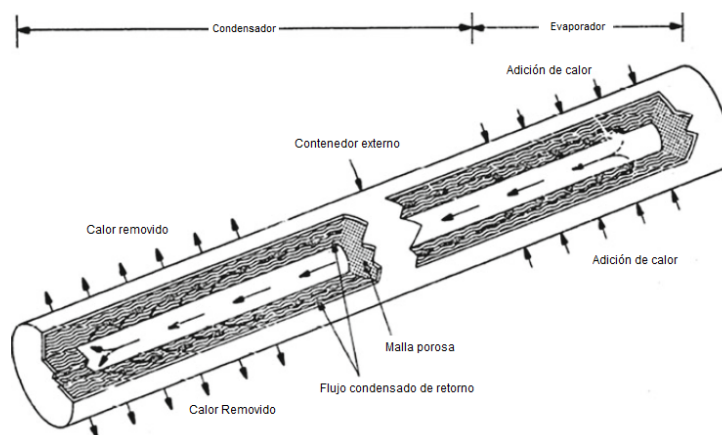


Figura 2.5: Secciones principales de los tubos de calor. Fuente: (Zohuri, 2003)

En la figura 2.5 se puede observar cuáles son las secciones de un tubo de calor, el cual contiene un mallada capilar como medio para mover el flujo. En la zona del evaporador es donde se aplica una fuente de calor que provoca el cambio de fase del fluido de trabajo -pasa de fase líquida a fase gaseosa-, en dicho punto ocurre un aumento en la presión debido a la evaporación del fluido. Este flujo de vapor se mueve a través de la sección concéntrica entre la malla porosa y el contenedor externo. Por lo general, existe una zona adiabática entre las áreas de condensación y evaporación en donde no hay una transferencia de calor significativa, por lo que el fluido se mueve hasta la zona de condensación. En dicha área se realiza la extracción de energía por medio de algún mecanismo de transferencia de calor, generalmente a través de una convección forzada externa. En ese punto, el fluido se condensa, es decir, pasa de fase gaseosa a fase líquida; en este momento es donde la malla porosa juega un papel fundamental en el funcionamiento, ya que bombea el fluido desde el condensador hasta el evaporador, debido a la diferencia de presión causada por el efecto capilar que tiene dicho fluido al entrar en la sección porosa (Zohuri, 2003). De esta manera, se cierra el circuito generando que se dé un ciclo de operación en el fluido de trabajo, el cual se seguirá repitiendo hasta que se retire la fuente de calor que se esté aplicando.

Un factor importante a considerar en los tubos de calor, es que la diferencia en la presión capilar entre la interfaz de líquido-vapor gobierna la operación del dispositivo. Este es uno de los parámetros más importante cuando se diseña o se selecciona un tubo de calor; usualmente es el factor que más limita la operación a menor temperatura. Por lo general, esto es conocido como el *límite de capilaridad*, el cual ocurre cuando la presión por capilaridad no es lo suficientemente grande para poder bombear el líquido de vuelta a la zona de evaporación, causando que la malla capilar se seque y no logre completar el

ciclo. La estructura de la malla es uno de los factores que más puede afectar el límite de capilaridad. Por este motivo, el *límite de capilaridad* es un parámetro a considerar en el diseño y selección de los tubos de calor (Zohuri, 2003).

Ante lo anterior, cuando el tubo de calor se encuentra en un estado estacionario, el flujo de vapor desde el evaporador se dará por la diferencia de presión en la zona de condensación. Luego, la presión de capilaridad se da por el menisco formado entre la interfaz de líquido-vapor. Adicionalmente, se suscita un diferencial de presión debido al cambio de fase tanto en el condensador como en el evaporador. Por último, también aparece una diferencia de presión debido a la gravedad, esto cuando el tubo de calor debe vencer alguna diferencia de altura. Para no superar el límite de capilaridad, se debe asegurar que las diferencias de presión no superen la presión por capilaridad (Zohuri, 2003). Por lo que se puede expresar como:

$$\Delta p_{cap_{max}} \geq \Delta p_l + \Delta p_g + \Delta p_{e_{fase}} + \Delta p_{c_{fase}} + \Delta p_g \quad (2.17)$$

Donde:

$\Delta p_{cap_{max}}$: Diferencial de presión por capilaridad.

Δp_l : Diferencial de presión por el líquido en la zona del condensador.

Δp_g : Diferencial de presión por el vapor en la zona del evaporador.

$\Delta p_{e_{fase}}$: Diferencial de presión por cambio de fase de líquido a gas.

$\Delta p_{l_{fase}}$: Diferencial de presión por cambio de fase de gas a líquido.

Δp_g : Diferencial de presión generado por la componente gravitacional.

Esta ecuación se vuelve crucial en la selección y diseño de tubos de calor, dado que permite, bajo este criterio, el óptimo funcionamiento del dispositivo.

2.2. Psicrometría

Para comprender y analizar el proceso de acondicionamiento del aire, se deben conocer todas las propiedades termodinámicas involucradas que permiten determinar y explicar las condiciones de dicho proceso. El aire está compuesto principalmente por la mezcla de nitrógeno y oxígeno, así como por un conjunto de gases en menor volumen, como el argón, hidrógeno, neón, helio, xenón, entre otros; asimismo, el aire presente en la atmósfera contiene cierta cantidad de vapor de agua, el cual varía debido al proceso de evaporación en ríos, lagos y océanos. Esta mezcla de *aire seco* y *vapor de agua* es definida por la literatura como *aire atmosférico*, el cual es analizado como una mezcla gas - vapor. Es importante mencionar que este vapor de agua en el aire se comporta como un gas ideal, por lo que el aire atmosférico se puede tratar como una mezcla de gases ideales. Con esto, la presión de la mezcla se define como:

$$P = P_a + P_v \quad (2.18)$$

Donde:

P_a : Presión parcial del aire seco.

P_v : Presión parcial del vapor.

A esta presión parcial del vapor de agua se le conoce como *presión de vapor*, se define como la presión que ejercería el vapor de agua si existiera solo a la temperatura y volumen del aire atmosférico (Cengel y Boles, 2012). Todo este análisis del aire atmosférico como mezcla gas-vapor, tomando en cuenta las propiedades del vapor de agua, es de suma

importancia, ya que la presencia de este último afecta el análisis de los procesos de acondicionamiento del aire.

La *psicrometría* es la ciencia que estudia las propiedades físicas y termodinámicas del aire atmosférico, permitiendo explicar las condiciones de este fluido en los diferentes procesos de acondicionamiento. Una herramienta de gran importancia dentro de la psicrometría, que permite obtener y analizar de una forma gráfica más sencilla las principales propiedades termodinámicas del aire, es la *carta psicométrica*. En este gráfico, para una presión específica y a partir de dos propiedades intensivas independientes, se pueden conocer las demás propiedades y definir por completo el estado en que se encuentra el aire. En este apartado se van describir las propiedades termodinámicas más importantes para los procesos de acondicionamiento de aire.

2.2.1. Humedad Específica

La humedad específica es una propiedad termodinámica del aire atmosférico que permite conocer la cantidad de vapor de agua presente en la mezcla; concretamente, se define como la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco y se representa mediante el símbolo ω (Cengel y Boles, 2012).

$$\omega = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} \quad (2.19)$$

Donde:

P_a : Presión parcial del aire seco.

P_v : Presión de vapor.

P : Presión de total del aire atmosférico.

En el Sistema Internacional (SI) la unidad de medida para la humedad específica es kilogramos de vapor de agua por kilogramos de aire seco ($\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$); por su parte, en el sistema inglés la unidad de medida es granos por libra de aire seco ($\text{gn}/\text{lb}_{\text{aire seco}}$). Otra propiedad utilizada para determinar la cantidad de vapor de agua es la *humedad absoluta*, la cual se diferencia de la humedad específica en el hecho de que se calcula la masa de vapor en un metro cúbico de aire seco.

2.2.2. Humedad Relativa

Se define como la relación de la cantidad de humedad que contiene el aire, en comparación a la cantidad máxima de humedad que este puede contener a la misma temperatura. Se dice que cuando el aire contiene dicha cantidad máxima de humedad, se encuentra saturado, esto quiere decir que la mezcla ya no puede contener más vapor de agua, por lo que cualquier cantidad de vapor que se agregue hará que condense. Es pertinente considerar que la cantidad de vapor de agua (humedad) que el aire puede contener depende de la temperatura, de modo que la humedad relativa cambia con dicha propiedad aunque la humedad específica del aire no varíe.

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g} \quad (2.20)$$

Donde:

ϕ : Humedad relativa.

P_v : Presión de vapor.

P_g : Presión de vapor a la condición de saturación.

Cengel y Boles (2012) relacionan la humedad específica y la humedad relativa mediante las siguiente expresión:

$$\phi = \frac{\omega P}{(0,622 + \omega)P_g} \quad (2.21)$$

Donde:

ϕ : Humedad relativa.

ω : Humedad específica.

P : Presión de total del aire atmosférico.

P_g : Presión de vapor a la condición de saturación.

2.2.3. Temperatura

En términos generales, la temperatura es una medida de la actividad térmica de las partículas dentro de un cuerpo o sustancia, la cual determina el flujo de calor dentro de dicho cuerpo, ya que la variación de este flujo de calor produce una variación en el valor de la temperatura. En el caso de la psicrometría, para el aire deben estudiarse tres formas de temperatura; la primera de ellas es la *temperatura de bulbo seco*, siendo la temperatura del aire medida con un termómetro ordinario.

Otra de estas propiedades es la *temperatura de bulbo húmedo*; en este caso se emplea un termómetro con el bulbo cubierto por una mecha de algodón saturada con agua, haciéndose pasar una pequeña corriente de aire sobre ella. Esta corriente de aire provoca que la temperatura medida por el termómetro disminuya progresivamente hasta alcanzar un valor estacionario, este valor es la temperatura de bulbo húmedo. Esta temperatura representa tanto el equilibrio del flujo de calor sensible entre el aire y la mecha de algodón, así como el equilibrio del flujo de calor latente provocado por la evaporación de cierta cantidad de agua por el paso de la corriente de aire. La diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo depende del grado de saturación del aire, entre mayor humedad contenga el aire menor será la diferencia entre dichas temperaturas, alcanzando el mismo valor cuando el aire se encuentre en condición de saturación (Pilatowsky, 2002).

Por último, la *temperatura de punto de rocío* (T_{pr}) se define como la temperatura a la cual se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante (Cengel y Boles, 2012). Por debajo de esta temperatura, el vapor de agua presente en el aire comienza a condensarse debido a que el aire se encuentra en estado saturado, es decir, con un 100 % de humedad relativa. Por esto, la temperatura de punto de rocío del aire corresponde a la temperatura de saturación del agua a la presión a la que se encuentra el vapor ($T_{pr} = T_{sat} @ P_{vap}$).

2.2.4. Entalpía

De forma práctica, se dice que la entalpía es el calor total de una sustancia, se define como la suma de la energía interna y el producto de la presión y el volumen: $h = u + Pv$. Para el caso del aire atmosférico, se comprende como la mezcla de aire seco y vapor de agua, la entalpía se debe expresar en términos tanto de la entalpía del aire seco como de la entalpía del vapor de agua, por lo que la entalpía total es la suma de ambas. Esta entalpía total se define por unidad de masa del aire seco, ya que comúnmente la cantidad de aire seco en la mezcla no varía, caso contrario a la de la cantidad de vapor de agua, que no permanece constante.

$$h = h_a + h_v = h_a + \omega h_g \quad (2.22)$$

Donde:

h : Entalpía del aire atmosférico.

ω : Humedad específica.

h_a : Entalpía del aire seco.

h_v : Entalpía del vapor de agua.

2.2.5. Carta Psicométrica

Como se mencionó anteriormente, la carta psicométrica es una herramienta que permite obtener y analizar gráficamente las propiedades termodinámicas más importantes, asimismo ayuda a visualizar los diferentes procesos de acondicionamiento de aire. Esta herramienta gráfica se produce a partir de datos para una presión determinada, por lo que puede basarse en datos con una presión a nivel del mar o a presiones menores para sitios de mayor altura; en la figura 2.6 se muestra una carta psicométrica a temperaturas normales y presión a nivel del mar.

En una carta psicométrica, la *temperatura de bulbo seco* se muestra en la parte baja sobre el eje horizontal; se extienden líneas verticales (líneas de bulbo seco) hasta la parte superior de la carta, indicando que cualquier punto a lo largo de la línea corresponde a un mismo valor de temperatura. La *humedad específica* se encuentra en el eje vertical al lado derecho de la carta, las líneas de humedad específica van horizontalmente de derecha a izquierda. La *temperatura de bulbo húmedo* se puede encontrar sobre una línea curva al lado izquierdo, las líneas de bulbo húmedo constante van de manera descendente hacia la derecha. Esta línea curva mencionada anteriormente es llamada la línea de saturación, la cual representa la condición de saturación, es decir, sobre dicha línea se presenta el 100 % de humedad relativa. Con esto, las líneas de *humedad relativa* constante van hacia abajo en la misma dirección que la línea de saturación, disminuyendo conforme se van alejando de ella. Por su parte, los valores de *entalpía* se pueden encontrar en la escala extendida sobre el lado izquierdo de la carta, las líneas de dicha escala son una extensión de las líneas de bulbo húmedo, esto porque, como se mencionó anteriormente, el valor de la entalpía varía con la cantidad de vapor presente en el aire, en otras palabras varía con la temperatura de bulbo húmedo.

y energía potencial, Cengel y Boles (2012) proponen los siguientes balances de masa y balance energía de flujo estacionario para los procesos de acondicionamiento de aire:

Balance de masa de aire seco:

$$\sum_{ent} \dot{m}_a = \sum_{sal} \dot{m}_a \quad (2.23)$$

Balance de masa de agua:

$$\sum_{ent} \dot{m}_a \omega = \sum_{sal} \dot{m}_a \omega \quad (2.24)$$

Balance de energía:

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m}h = \dot{Q}_{sal} + \dot{W}_{sal} + \sum_{sal} \dot{m}h \quad (2.25)$$

Para el caso del término de trabajo \dot{W} en el balance de energía, comúnmente este se refiere al trabajo realizado por el ventilador dentro del equipo, el cual es casi despreciable en comparación a los demás términos de la ecuación.

En términos generales, para el caso de los sistemas encargados del acondicionamiento de un cuarto limpio en una industria médica, los dos procesos que comúnmente ocurren dentro de los equipos son los siguientes:

- Enfriamiento y deshumidificación:** Este proceso se encuentra en prácticamente todos los sistemas de aire acondicionado; primeramente, durante el proceso de enfriamiento se disminuye la temperatura del flujo de aire, conforme disminuye la temperatura, la humedad relativa aumenta mientras se mantiene constante la humedad específica. Al aumentar la humedad relativa de forma considerable, el aire alcanzará su punto de saturación, a partir de ese momento todo enfriamiento adicional produce la condensación del exceso de humedad que contenga el aire; es decir, se deshumidifica al eliminar el exceso de vapor de agua en forma de condensado. Todo este condensado producido durante el proceso, es eliminado a través de un desagüe con el que cuenta el equipo. Ahora, al observar el proceso dibujado en la carta psicrométrica de la figura 2.8, el estado ϕ_1 representa la condición a la que el aire entra a la sección de enfriamiento del equipo, durante el proceso llega a su estado de saturación x , para al final perder humedad a lo largo de la línea de saturación cuando $\phi_2 = 100\%$ y alcanzar el estado 2 donde finaliza el proceso.

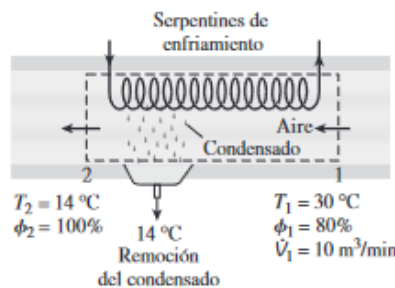


Figura 2.7: Proceso de enfriamiento y deshumidificación del aire. Fuente:(Cengel y Boles, 2012)

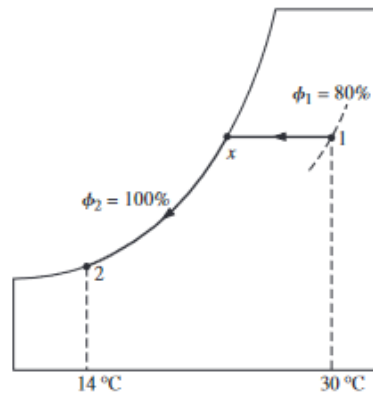


Figura 2.8: Carta psicrométrica para proceso de enfriamiento y deshumidificación. Fuente: (Cengel y Boles, 2012)

- Calentamiento Sensible:** Dado que dentro de los cuartos limpios se deben manejar condiciones muy específicas de humedad, se debe realizar el proceso de enfriamiento a una temperatura suficiente para que el aire alcance su punto de saturación y elimine todo el exceso de humedad posible, por esto, luego del proceso de enfriamiento y deshumidificación, el aire se encuentra a una temperatura muy baja para ser suministrado al recinto. Por este motivo es necesario realizar un proceso de calentamiento simple, en el cual se hace pasar el flujo de aire por un serpentín de calentamiento donde aumenta su temperatura, pero su humedad específica (ω) permanece constante, ya que no se agrega vapor de agua ni se pierde masa de aire durante el proceso. Es importante recordar que la humedad relativa cambia debido a este proceso, aunque la humedad específica se mantenga constante, ya que al aumentar la temperatura también aumenta la capacidad máxima de humedad del aire.

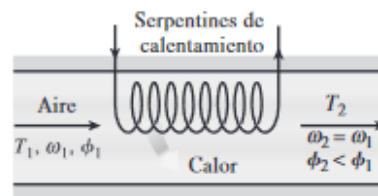


Figura 2.9: Proceso de calentamiento del aire. Fuente: (Cengel y Boles, 2012)

2.3. Sistemas de Aire Acondicionado

Un sistema de aire acondicionado es el encargado de suministrar aire a una serie de condiciones específicas, es decir, es el encargado del proceso de tratamiento de dicho fluido con la finalidad de controlar propiedades como lo son la temperatura, la humedad y la presión. Durante dicho proceso, se da la transferencia de calor desde el interior del recinto hacia el exterior mediante dos etapas; primeramente, la evaporación de un fluido refrigerante al absorber calor del aire dentro del recinto, produciendo una disminución de la temperatura en el ambiente. Seguidamente, la condensación de ese mismo fluido al ceder calor al ambiente exterior, aumentando la temperatura de los alrededores. Estos fenómenos de transferencias de calor ocurren por medio de una serie de equipos y dispositivos térmicos.

Existen diferentes tipos de sistemas de aire acondicionado, los cuales se pueden clasificar de varias maneras: según el equipo que utilizan, según el fluido refrigerante, si cuentan o no con sistema centralizado. En términos generales, comúnmente estos sistemas se clasifican en dos grandes familias según el equipo utilizado, diferenciados básicamente por el tipo de proceso utilizado para realizar el acondicionamiento: *sistemas de expansión directa de refrigerante* y *sistemas de agua helada*.

2.3.1. Sistemas de agua helada

Este tipo de sistema, como su nombre lo indica, utilizan agua a muy baja temperatura (o caliente para el caso de un proceso que lo requiera) como fluido para el proceso de acondicionamiento del aire. Estos sistemas cuentan con equipos de enfriamiento mecánico, intercambiadores de calor o enfriadores de agua conocidos como *chillers*, los cuales funcionan a partir de un ciclo de refrigeración y son los encargados de llevar el agua a la temperatura necesaria para el proceso de acondicionamiento. La gran diferencia de este tipo de sistemas es que el ciclo de refrigeración mencionado no es el encargado de realizar la transferencia de calor de forma directa con el recinto por acondicionar, si no que esta transferencia se da por medio del agua del proceso, absorbiendo calor de dicho fluido mientras este absorbe calor del ambiente a acondicionar, reduciendo la temperatura dentro del mismo.

Un sistema de agua helada está conformado por diferentes equipos y dispositivos, los cuales son necesarios para poder llevar a cabo el proceso de acondicionamiento del aire; en este apartado se describen los principales equipos de estos sistemas.

2.3.2. Enfriadores de agua (*chillers*)

Como se apuntó anteriormente, estos equipos son los encargados de llevar el agua a la temperatura requerida, funcionando a partir de un ciclo de refrigeración por el cual circula el refrigerante encargado de absorber el calor que transporta el agua desde el recinto.

El *ciclo de refrigeración* es el principio básico sobre el cual funcionan los sistemas de refrigeración y aire acondicionado. En términos generales, dicho ciclo consiste en un proceso que alterna entre la evaporación y la condensación de un fluido refrigerante para extraer calor de un recinto o espacio (Cascante Gómez, 2018). En la figura 2.10 se muestran los componentes típicos de este ciclo, por los cuales el fluido refrigerante realiza un recorrido, presentando cambios de estado que permiten la transferencia de calor desde el recinto acondicionado hacia el exterior. En primer lugar, el refrigerante ingresa al evaporador a una temperatura menor a la del fluido que se desea enfriar, en su recorrido por el serpentín el refrigerante absorbe calor del fluido provocando su paso en fase de gas. Luego, dicho refrigerante en estado gaseoso es conducido al compresor, donde se eleva su presión y, por ende, su temperatura a condiciones de gas sobrecalentado para el proceso de condensación. Como tercer paso, el refrigerante pasa por el condensador, donde vuelve a su estado líquido perdiendo calor en el serpentín y transfiriéndolo al exterior. Por último, el fluido refrigerante pasa a la válvula de expansión donde pierde presión y temperatura, entrando a un estado de mezcla que es el que finalmente vuelve a ingresar al evaporador para absorber el calor que se desea rechazar.

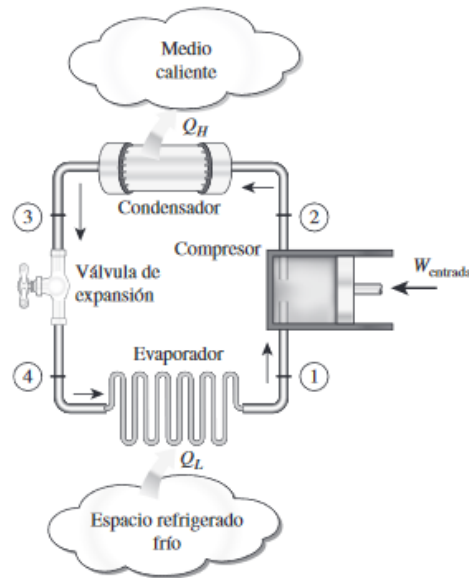


Figura 2.10: Esquema de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Fuente:(Cengel y Boles, 2012)

Existen dos configuraciones para el proceso de condensación en un chiller instalado en estos sistemas de agua helada para aire acondicionado, cuando se realiza dicha condensación por medio de caudales de aire que pasan a través de los serpentines del equipo, se dice que son *chillers enfriados por aire*. Por su parte, la otra configuración se da con la instalación de *torres de enfriamiento*, en este caso el fluido refrigerante dentro del chiller es agua, dicho fluido es transportado a la torre donde es enfriado bajo el principio de enfriamiento evaporativo; tales equipo se atomiza el agua y se deja caer sobre superficies de transferencia de calor por donde pasa un flujo de aire forzado, provocando que el agua disminuya su temperatura. Cuando se tiene esta configuración, se dice que se tiene un *chiller enfriado por agua*.

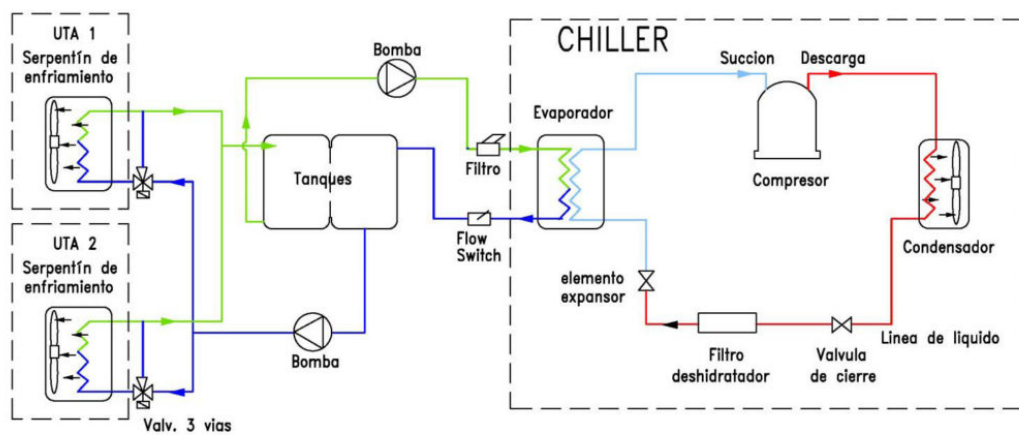


Figura 2.11: Diagrama de circuito de agua helada con chiller enfriado por aire. Fuente: (Ingeniería-Gestión, 2020)

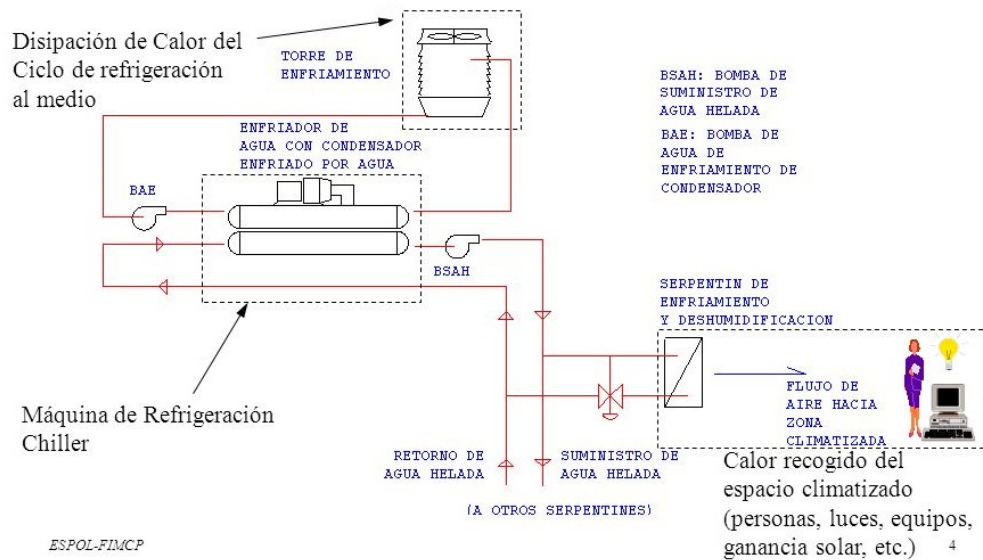


Figura 2.12: Diagrama de circuito de agua helada con chiller enfriado por agua. Fuente:(Gutierrez, 2014)

2.3.3. Circuito de agua

Un sistema de agua helada se clasifica como un sistema centralizado ya que cuenta con un circuito de equipos donde se da todo el proceso de enfriamiento del agua, para posteriormente ser distribuida a los equipos ubicados en los diferentes recintos que se quieren acondicionar (Delgado Quirós, 2019). En la figuras 2.11 y 2.12 se muestran los diagramas para los circuitos de agua helada, en ellos, además del equipo de refrigeración de agua y la torre de enfriamiento, se pueden observar los demás equipos que conforman dicho circuito.

Uno de los equipos en cuestión es el *tanque de expansión*, el cual tiene como principal tarea evitar las variaciones de volumen que pueda presentar el fluido a través del sistema de tuberías, sin este dispositivo las tuberías tendrían que soportar toda la presión, por lo que podrían sufrir daños considerables. Este tanque de expansión debe contar con un separador de aire o desaireador, el cual separa el aire disuelto que se encuentra dentro de las tuberías de agua helada, mientras conecta la red de suministro de agua con el tanque y el resto del circuito. Por último, todo este circuito debe contar con un *sistema de bombeo* que ayude al flujo de agua entre todos los equipos, estas bombas pueden ser de desplazamiento positivo o centrífugas.

2.3.4. Sistemas de bombeo

Como se acotó en la sección anterior, el circuito de agua helada cuenta con un sistema de bombeo que se se encarga de la recirculación y presurización del fluido. Estos sistemas deben ser capaces de recircular el agua a lo largo de todos los equipos conectados dentro del circuito, por lo que debe contar con la potencia necesaria para esta labor; es por ello que el consumo energético de dichos sistemas es considerable. Uno de los equipos que contribuye en gran medida al consumo que generan estos sistemas es la bomba; el gasto energético de esta turbomáquina viene dado por el motor, comúnmente eléctrico, del cual se alimenta para obtener la energía mecánica externa necesaria para impulsar el fluido, es decir, dicha energía es la potencia al freno que entrega el motor a la bomba; esta potencia al freno no es más que la razón de la potencia mecánica útil que se le debe entregar al

agua para lograr su movimiento entre la eficiencia del sistema:

$$\dot{W}_{potencia\ al\ freno} = \frac{\dot{W}_{potencia\ útil}}{\eta_{Bomba-Motor}} = \frac{\rho \cdot g \cdot \dot{V} \cdot H}{\eta_{Bomba-Motor}} \quad (2.26)$$

Donde:
 \dot{W} : Potencia.
 ρ : Densidad del fluido.
 g : Aceleración de la gravedad.
 \dot{V} : Flujo volumétrico.
 H : Carga Hidrostática Neta.
 η : Eficiencia del sistema.

Todos los sistemas de bombeo deben vencer pérdidas irreversibles de energía, producto de la fricción, a lo largo de la tubería y sus accesorios, separación del flujo en la superficie de los álabes de la bomba, disipación turbulenta, entre otras; por esta razón, la energía que se le debe suministrar a la bomba debe ser mayor a la potencia mecánica útil a entregar al fluido. Esta pérdida de energía se refleja en la eficiencia del sistema o acoplamiento bomba-motor ($\eta_{Bomba-Motor}$), ya que, como su nombre lo indica, toma en cuenta la eficiencia de la bomba y la eficiencia del motor; comúnmente, dicha eficiencia varía entre un 50 % y un 85 % (Cengel y Cimbala, 2012).

Ahora bien, como se puede observar en la ecuación 2.26, la potencia mecánica útil contempla la presión de operación o carga hidrostática neta H que debe vencer la bomba, la cual se define a partir de la ecuación de Bernoulli entre dos puntos a la entrada y la descarga de la bomba (Cengel y Cimbala, 2012):

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{sal} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{ent} \quad (2.27)$$

Donde:
 P : Presión del fluido.
 ρ : Densidad del fluido.
 g : Aceleración de la gravedad.
 v : Velocidad promedio del fluido.
 z : Altura con respecto al punto o eje de referencia.

Siguiendo lo anteriormente expuesto, el movimiento del fluido a través de la tubería genera pérdidas de energía, las cuales la bomba debe tener la capacidad de manejar. Por está razón, junto a la carga hidrostática neta también se debe contemplar las pérdidas de carga a lo largo de la tubería y las pérdidas de carga menores por los accesorios de la misma.

Estas pérdidas de presión o pérdidas de carga representan la altura adicional que una bomba debe elevar un fluido con la finalidad de superar todas las pérdidas por fricción en la tubería (Cengel y Cimbala, 2012); por tal razón, estas pérdidas de presión en la práctica comúnmente se expresan en términos de altura de columna de fluido y se definen de la siguiente manera:

$$h_L = f \cdot \frac{L \cdot v_{prom}^2}{D \cdot 2g} \quad (2.28)$$

Donde:

f : Factor de fricción.

L : Longitud de la tubería.

D : Diametro de la tubería.

v_{prom} : Velocidad promedio del fluido.

g : Aceleración de la gravedad.

El factor de fricción f de un flujo dentro de una tubería depende de la rugosidad del material que compone la tubería y del número de Reynolds; este factor se puede calcular analíticamente a partir de la ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log\left(\frac{\epsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right) \quad (2.29)$$

Donde:

f : Factor de fricción.

ϵ : Rugosidad del material de la tubería.

D : Diámetro de la tubería.

Re : Número de Reynolds.

Por último, las pérdidas menores son aquellas pérdidas de carga generadas por el paso del fluido a través de accesorios como uniones, válvulas, codos y ramificaciones presentes en un sistema de tuberías; las mismas se calculan de la siguiente manera:

$$h_L = K_L \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (2.30)$$

Donde:

K_L : Coeficiente de pérdida.

v : Velocidad del fluido.

g : Aceleración de la gravedad.

Estos coeficientes de pérdida K_L son dados por los fabricantes de estos accesorios, ya que dependen del diseño y el proceso de fabricación de cada uno de ellos.

2.3.5. Unidades manejadoras de aire

Este equipo es el encargado de los procesos de transferencia de calor entre el agua y el aire del recinto que se quiere acondicionar. El equipo cuenta con ventiladores que mueven un flujo forzado de aire a través del serpentín de agua helada o agua caliente, ocasionando la transferencia de calor entre ambos fluidos. Debido a las condiciones tan específicas y controladas que se requieren para un cuarto limpio, las unidades manejadoras de aire que se instalan en dichos recintos deben cumplir con una serie de especificaciones que les permitan cumplir con el proceso requerido. Por esta razón, comúnmente estos equipos son hechos a la medida para cada recinto, con una serie de accesorios que les permitan cumplir con las condiciones especificadas para el espacio.

2.4. Caída de presión en flujo de aire

La pérdida de presión en un flujo de aire es una medida de la resistencia que sufre el fluido cuando se encuentra con un obstáculo, el cual por su configuración geométrica provoca la modificación de la dirección y la velocidad del flujo (White, 2003). Como consecuencia de este cambio de energía, el aire confinado en un ducto puede sufrir cambios en la presión, la cual tendrá una correlación de factores geométricos y flujo másico.

Los diferentes componentes que tienen los equipos de aire acondicionado representan una pérdida de presión en el flujo de aire. Para este caso en específico, los componentes que agregan una mayor caída son los intercambiadores de calor y los filtros. Se pueden utilizar correlaciones validadas experimentalmente para realizar un cálculo aproximado de cuánto puede variar la presión del aire al salir de algún serpentín o filtro tomando en cuenta el flujo que pase a través de ellos.

2.4.1. Pérdida de presión en intercambiadores de tubos con aletas

Para este proyecto se utilizó como referencia el artículo realizado por Marković *et al.*, llamado *Air side pressure drop in plate finned tube heat exchangers*, que consiste en el estudio de los parámetros básicos de las correlaciones para la pérdida de presión de un intercambiador de tubos con aletas. En la investigación se realiza un experimento donde se coloca el serpentín en un túnel de viento, con el objetivo de variar la velocidad del aire. En el túnel se mide la presión estática a la entrada y salida del serpentín, pudiendo así conocer el diferencial de presión ΔP . El diagrama del experimento se ejemplifica en la figura 2.13 donde en el cuadro 3.1 se enumera los diferentes componentes utilizados en el experimento.

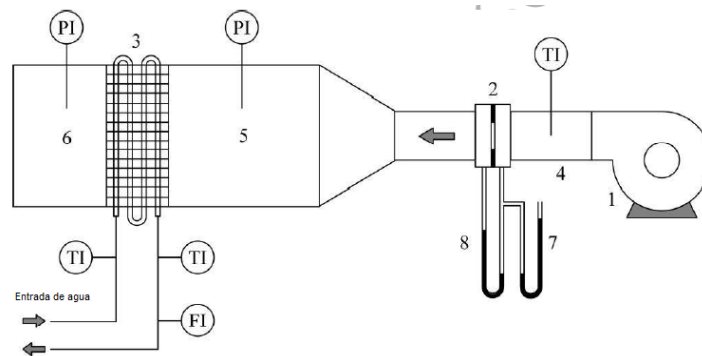


Figura 2.13: Experimento realizado para verificación de correlaciones. Fuente: (Marković *et al.*, 2019)

Cuadro 2.1: Diagrama de experimento. Fuente: (Marković *et al.*, 2019)

Número	Descripción
1	Ventilador centrífugo.
2	Conector para mediciones de presión estática y diferencial
3	Serpentín de tubos con aletas
4	Entrada de aire
5	Descarga de aire
6	Tubo flexible

El experimento busca dar con los valores de las constantes de la correlación del factor de fricción de Darcy-Weisbach.

$$\xi = (a + b \cdot Re^c) \left(\frac{S_{HE}}{S_{uf}} \right)^d \quad (2.31)$$

Donde:
 ξ : Factor de fricción.
 Re : Número de Reynolds.
 S_{HE} : Área de cara del intercambiador.
 S_{uf} : Área sin aletas.

Las constantes a , b , c y d son determinadas por los datos del experimento realizado por el autor. El cálculo de estas constantes fue realizado en 872 regímenes de trabajo distintos, los cuales cubren un rango de 60 - 11 100 para el número de Reynolds (Marković *et al.*, 2019). Para esa cantidad de regímenes se expone la siguiente expresión para la nueva correlación:

$$\xi = (1,20 + 2692 \cdot Re^{-1,27}) \left(\frac{S_{HE}}{S_{uf}} \right)^{-0,61} \quad (2.32)$$

Según la investigación realizada, la ecuación 2.32 de la nueva correlación no excede el 17% del error relativo de las mediciones hechas en el experimento (Marković *et al.*, 2019). Para calcular la pérdida de presión en el aire que fluye a través del intercambiador se puede usar la ecuación utilizada por Otović *et al.* en el 2018.

$$\Delta P_{HE} = \xi \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot v_\xi^2}{2} \quad (2.33)$$

Donde:
 L : Longitud del serpentín.
 D_h : Diámetro hidráulico.
 ρ : Densidad de la aire.
 v_ξ : Velocidad reducida por la sección transversal porosa.

L se define como la longitud total del serpentín, la cual se puede expresar como la multiplicación de la cantidad de filas por el paso longitudinal del tubo.

$$L = N_1 \cdot s_l \quad (2.34)$$

Donde:
 N_1 : Cantidad de filas del serpentín.
 s_l : Paso longitudinal del tubo.

Se define v_ξ , como la reducción de la velocidad del flujo de aire debido a la zona transversal porosa. En la figura 2.14 se puede observar la zona a la cual se hace referencia es la sección A-A, donde el aire entra perpendicular a esta. Se le llama porosa por el patrón de tubos que estrangula el flujo, provocando mayor resistencia al pasar por la sección transversal (Otović *et al.*, 2018).

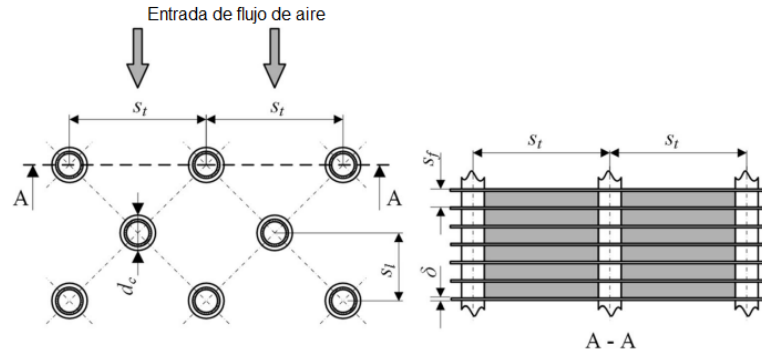


Figura 2.14: Vista superior y sección transversal del serpentín. Fuente: (Otović *et al.*, 2018)

Por lo tanto se define v_ξ como,

$$v_\xi = \frac{v_f}{\epsilon} \quad (2.35)$$

Donde:

v_f : Velocidad del aire.

ϵ : Porosidad volumétrica.

La porosidad volumétrica para este caso se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$\epsilon = 1 - \frac{\frac{d_c^2 \cdot \pi}{4} \cdot (s_f - \delta) + s_t \cdot s_l \cdot \delta}{s_t \cdot s_l \cdot s_f} \quad (2.36)$$

Donde:

d_c : Diámetro del tubo.

s_f : Distancia entre aleta.

δ : Espesor de aleta.

s_t : Paso transversal entre los tubos.

s_l : Paso longitudinal del tubo.

Para el cálculo del diámetro hidráulico se necesita conocer la superficie específica del intercambiador que se está analizando. Se define como superficie específica S_V , la cual es la relación del área de transferencia de calor S_{HE} , que se define con la siguiente expresión:

$$S_{HE} = \pi \cdot d_c \cdot (s_f - \delta) + 2 \cdot \left(s_t \cdot s_l - \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \right) \quad (2.37)$$

por lo que obtiene:

$$S_V = \frac{S_{HE}}{V_{HE}}$$

Donde:

V_{HE} : Volumen ocupado por el serpentín en el ducto donde se coloca.

$$S_V = \frac{2 \cdot \left(s_t \cdot s_l - \frac{d_c^2 \cdot \pi}{4} \right) + d_c \cdot \pi \cdot (s_f - \delta)}{s_t \cdot s_l \cdot s_f} \quad (2.38)$$

Conociendo S_V y ϵ se puede calcular el diámetro hidráulico que es parte de las variables que se necesitan para calcular la pérdida de presión.

$$D_H = 4 \cdot \frac{\epsilon}{S_V} \quad (2.39)$$

Se debe estimar el número de Reynolds para determinar los regímenes del flujo de aire que pasa por el intercambiador y realizar el cálculo del factor de fricción de Darcy-Weisbach. Luego, se debe calcular la velocidad de cara en el intercambiador, que se define como:

$$v_f = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot H \cdot W} = \frac{\dot{V}}{H \cdot W} \quad (2.40)$$

Donde:
 \dot{V} : Flujo volumétrico.
 H : Altura del ducto.
 W : Ancho del ducto.

Por último, se calcula el área sin aletas:

$$S_{uf} = \pi \cdot d_c \cdot (s_f - \delta) \quad (2.41)$$

Donde:
 S_{uf} : Área sin aletas.
 d_c : Diámetro del tubo.
 s_f : Paso entre aleta.
 δ : Espesor de aleta.

Las ecuaciones anteriormente descritas fueron utilizadas en los estudios de los autores Marković *et al.* y Otović *et al.* en el 2018, obteniendo resultados aceptables con respecto a las constantes de la correlación del factor de fricción de Darcy-Weisbach. Para ambos artículos, los parámetros geométricos del serpentín son conocidos, asimismo el valor de las constantes fueron muy similares. En el estudio elaborado por Otović *et al.* se obtuvieron indicadores estadísticos aceptables, sin embargo, se menciona que se necesita más retroalimentación de datos para mejorar la aproximación de la correlación. La continuación del estudio se lleva a cabo por Marković *et al.*, quien obtiene un error relativo que no supera el 17% del valor real. Como conclusión de ambos análisis, se obtiene que dicha correlación es factible y utilizable en prácticas de ingeniería para rangos de números de Reynolds de 60 a 11 100.

2.4.2. Pérdida de presión en filtros

Para el presente caso de estudio, la filtración del flujo de aire se realiza de manera mecánica. En estos casos, los filtros pueden contar con diferentes técnicas para evitar el paso de partículas de cierto tamaño y diferentes tipos de movimiento que estas describan durante su trayectoria. Se pueden describir cuatro métodos:

- Incrustamiento.
- Interceptación.
- Difusión.
- Atascamiento.

El incrustamiento se da cuando la partícula no puede desplazarse alrededor de la fibra del filtro, esto debido a su tamaño, masa y velocidad. Por otro lado, si la partícula continúa por alrededor de la fibra siguiendo la trayectoria del aire, se le llamará interceptación, ya que dicha cuerpo está siendo interceptado lográndose retener durante su paso. La difusión es cuando se captura una partícula que describe una trayectoria caótica, la cual se queda fija en la fibra; esto se debe a que la partícula puede estar bombardeada por otros moléculas presentes en el aire. Por último, el atascamiento se genera cuando la partícula no puede pasar a través de la fibra debido a que la distancia entre fibras es más pequeña con respecto al tamaño de dicha partícula (NAFA, 2014).

Por lo anterior, existen diferentes tipos de filtros que pueden combinar distintas técnicas para filtrar cierta cantidad de partículas, lo que se refleja en la eficiencia del filtro. Dependiendo de la configuración que se utilice, la pérdida será mayor o menor. No obstante, al aumentar o disminuir el flujo de aire por los filtros, la presión fluctúa de acuerdo al comportamiento del flujo, por lo que se vuelve necesario tener un método de predicción de dichos cambios en la presión.

En el artículo publicado, *Air Filter Performance Under Variable Air Volumen Conditions*, por Rivers y Murphy, se estudia el rango de la eficiencia de 31 filtros con diferentes medios que se utilizan en condiciones generales de ventilación, los cuales fueron probados a flujo constante y variable. Por otra parte, se realizan mediciones de la resistencia del medio de filtración, donde emplearon 15 medios distintos para 30 filtros de aire. Esta medición de la resistencia del medio se llevo acabo con un flujo constante y un flujo variable. De los datos obtenidos, se adquirió una función que depende de la velocidad del aire por el medio y la resistencia según el tipo de filtro.

$$\Delta p = a_r \cdot U_m + b_f \cdot U_m^2 \quad (2.42)$$

Donde:

Δp : Pérdida de presión.

a_r : Coeficiente de resistencia del medio.

b_r : Coeficiente de resistencia del medio.

U_m : Velocidad del aire en el medio.

Las constantes a_r y b_r son coeficientes de resistencia del medio que fueron determinadas mediante las mediciones que se realizaron en el estudio. Estas constantes fueron establecidas para 15 diferentes medios, los cuales fueron tabulados.

La velocidad U_m se define como caudal que pasa por los filtros entre el área del medio que filtra el aire.

$$U_m = \frac{\dot{V}}{A_m} \quad (2.43)$$

Donde:

\dot{V} : Flujo volumétrico.

A_m : El área del medio.

De esta manera, con las ecuaciones 2.42 y 2.43 se puede observar que hay una relación en la caída de presión con respecto a la variación en el flujo de aire que pasa por los filtros. Por lo tanto se obtiene una relación del cambio de presión para una configuración de específica.

Cuadro 2.2: Coeficientes de resistencia del medio. Fuente: (Rivers y Murphy, 2000)

Media Code	Media Type	Resistance Coefficients	
		a_r	b_r
11	Spun glassfiber pad	4.958	3.242
16	Air-laid glassfiber, backed	13.185	93.741
19	Air-laid glassfiber, backed	497.781	245.868
20	Air-laid glassfiber, backed	204.796	241.565
22	Spun polyester, 6 mm thick	8.218	-2.917
24	Air-laid glassfiber, backed	49.068	143.052
25	Spun polyester/cotton blend, 3 mm thick	34.556	-23.368
31	Dual-density spun polyester, 25 mm thick	16.787	6.468
33	Spun polyester, 13 mm thick	2.039	2.316
35	Melt-blown polypropylene	60.124	0.151
36	Melt-blown polypropylene	39.675	0.180
37	Melt-blown polypropylene	7.967	-0.005
38	Wet-laid glassfiber	892.935	-922.390
39	Wet-laid glassfiber	638.826	-243.008
40	Wet-laid glassfiber	227.339	-227.425

Resistance function is $\Delta p_m = a_r U_m + b_r U_m^2$, with Δp_m in Pa, U_m in m/s.

2.5. Leyes de ventiladores

Según la norma UNE 100-230-95, se puede utilizar una serie de ecuaciones cuando un ventilador ha sido ensayado bajo unas condiciones y se desea hacerlo funcionar en otro punto operativo (Casals, sf).

Según la ficha técnica, existen diferentes ecuaciones para varios casos de estudio. Los cuales son:

- Para tamaño y densidad de ventilador constantes.
- Para velocidad y densidad del ventilador constantes.
- Para tamaño, velocidad y volumen constante.

Para este proyecto se utilizaron las ecuaciones del primer caso-para un tamaño y densidad del ventilador constantes- esto debido a que las condiciones geométricas del ventilador no cambian y la densidad del aire se mantiene constante. Estas ecuaciones permiten tener una relación con la variación de la velocidad rotacional del ventilador. Estas relaciones se pueden ver en las siguiente ecuaciones:

- Relación de cambio con respecto al cambio en el flujo volumétrico:

$$\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (2.44)$$

- Relación de cambio de velocidad con respecto al cambio en la presión:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (2.45)$$

- Relación de cambio de velocidad con respecto a la potencia:

$$\frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (2.46)$$

Donde:

Q : Caudal de aire.

P : Presión estática del ventilador.

\dot{W} : Potencia del ventilador.

N : Velocidad de rotación del ventilador.

Los subíndices 1 y 2 indican los puntos de operación del ventilador, donde 1 representa la condición inicial y 2 las nuevas condiciones a las que el ventilador va operar. Para el cálculo de la potencia teórica se puede utilizar la ecuación 2.46 o bien, la ecuación de la potencia de una bomba centrífuga, dado que un ventilador también se puede caracterizar como una bomba, puesto que desplaza masa de fluido. Esta ecuación se describe como:

$$\dot{W}_T = \gamma \dot{V} \Delta P \quad (2.47)$$

Donde:

\dot{W}_T : Es la potencia teórica del ventilador.

γ : Es el peso específico del aire seco.

\dot{V} : Flujo volumétrico.

ΔP : Diferencial de presión que agrega la bomba.

La potencia real consumida por el ventilador dependerá de la eficiencia general del sistema. Por lo general, cuando se habla de un ventilador se hace referencia a todo el ensamble; sin embargo, está compuesto por diferentes componentes, como el impulsor, el sistema de transmisión, motor eléctrico y, a veces, un variador de frecuencia. Cada uno de estos componentes tienen una pérdida de energía, por lo tanto, no toda la energía eléctrica consumida por el equipo se ve reflejada en el impulsor, sino que hay una cierta eficiencia global del equipo (Trane, 2017).

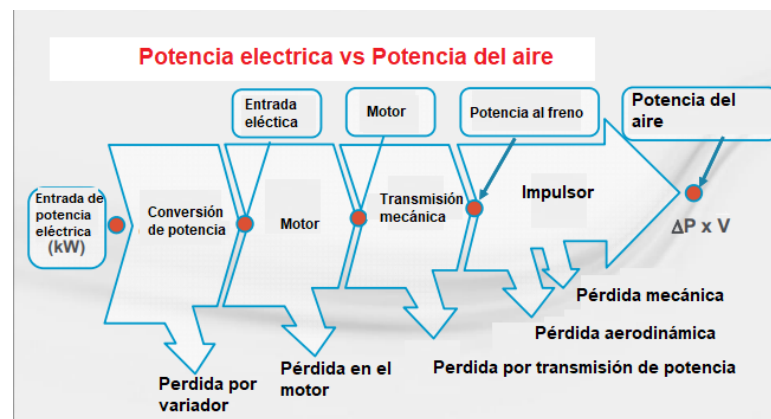


Figura 2.15: Eficiencia general de un ventilador. Fuente: (Trane, 2017)

La potencia eléctrica consumida por el equipo se puede definir como:

$$\dot{W}_E = \frac{\dot{W}_T}{\eta} \quad (2.48)$$

Donde:

\dot{W}_E : Es la potencia eléctrica consumida por el ventilador.

η : Es la eficiencia general del ventilador.

$$\eta = \eta_A \cdot \eta_T \cdot \eta_M \cdot \eta_V \quad (2.49)$$

Donde:

η_A : Es la eficiencia del impulsor del ventilador.

η_T : Es la eficiencia del sistema de transmisión de potencia.

η_A : Es la eficiencia del motor eléctrico.

η_A : Es la eficiencia del variador de frecuencia.

2.6. Evaluación de proyectos

Un *proyecto* es la búsqueda de una solución inteligente al planteamiento de un problema que tiende a resolver, entre tantos, una necesidad humana (Chain *et al.*, 2014); cualquiera que sea la solución a implementar conlleva la determinación de una serie de propuestas como respuesta a dicha necesidad. Para tomar una decisión sobre la implementación, o no, de un proyecto es necesario someterlo a un proceso de evaluación multidisciplinaria; sin embargo, uno de los análisis que más peso ejerce sobre la decisión final, es el análisis financiero. La solución que se propone debe evaluarse en términos de utilidad financiera, ya que en la mayoría de procesos se expresa una relación a un beneficio – costo monetario, siendo que los cambios implementados afectaran de una u otra manera los flujos de dinero futuros. Por esta razón, la evaluación de proyectos es de suma importancia, ya que con ella será posible medir y reducir la incertidumbre inicial respecto a la conveniencia de llevar a cabo el proyecto y, sobre todo, con el fin de comprobar que se va a resolver el problema de una manera segura, eficiente y rentable.

Puntualmente, la evaluación de proyectos pretende medir objetivamente ciertas variables resultantes del estudio del proyecto, las cuales permiten obtener diferentes indicadores que finalmente sirven para evaluar la conveniencia financiera de implementarlo (Chain *et al.*, 2014). Dicha evaluación, consiste en una serie de estimaciones de lo que se espera a futuro sobre los beneficios y costos asociados a un proyecto, contemplando en un periodo de tiempo específico variantes en los costos debido al comportamiento de precios, disponibilidad de insumos, avances tecnológicos, cambios en las políticas económicas, entre otros.

Es fundamental para lograr plantear estimaciones, supuestos o premisas concretas y válidas, las cuales deben apegarse lo más posible a la realidad del proyecto y puedan ser sometidas a procesos de validación por medio de distintos mecanismos. La correcta valoración de estos supuestos, así como de los beneficios esperados en el proyecto, permiten definir los criterios de evaluación más adecuados.

2.6.1. Valor del dinero a través del tiempo

Dependiendo del tipo de proyecto y los criterios de evaluación utilizados, en algunas ocasiones el método de análisis empleado debe considerar el cambio del valor del dinero a través del tiempo; lo cual puede contemplarse a partir del uso de ciertos conceptos de la matemática financiera dentro del estudio a realizar.

Para lograr considerar este cambio en el valor de los flujos de dinero a través del tiempo, se requiere determinar una tasa porcentual del cambio, la cual permita representar la equivalencia del dinero en dos periodos de tiempo distintos. Suponiendo que se tiene

una cantidad de dinero actual (valor presente) invertido al iniciar un periodo de análisis en el tiempo 0, dicha cantidad después de cierto tiempo debe generar una ganancia igual a una tasa o porcentaje de su valor inicial, denominada tasa de incremento. A partir de esta tasa y un número de periodos establecidos, se puede determinar la forma en la que crecería el dinero invertido a lo largo de del periodo en cuestión, como un valor futuro o valor capitalizado (Baca Urbina, 2013):

$$F_n = V_P(1 + i)^n \quad (2.50)$$

Donde:
 F_n : Valor futuro.
 V_P : Valor presente.
 i : Tasa de incremento.
 n : Periodos de capitalización.

Ahora bien, en el caso inverso en el que se tiene una cantidad o flujo de dinero capitalizado en cierto periodo de tiempo, a partir de una tasa de descuento se puede obtener el valor actualizado o descontado a un tiempo definido:

$$V_P = \frac{F_n}{(1 + i)^N} \quad (2.51)$$

Donde:
 F_n : Valor futuro.
 P : Valor presente.
 i : Tasa de incremento.
 n : Periodos de capitalización.

El significado de este *valor presente* puede explicarse analizando que,

“un dólar recibido ahora es más valioso que un dólar recibido dentro de cinco años en virtud de las posibilidades de inversión disponibles para el dólar de hoy. Al invertir o prestar el dólar recibido hoy, puedo tener considerablemente más de mi dólar dentro de cinco años. Si el dólar recibido se emplea ahora para el consumo, estaré dando más que el valor de un dólar de consumo en el año cinco. Por esta razón, los ingresos futuros deben descontarse siempre.” (Chain et al., 2014)

Desde el punto de vista de la evaluación financiera de un proyecto, el objetivo de descontar el dinero proyectado o capitalizado es definir cuál de las soluciones propuestas y bajo estudio, que implican una inversión inicial, rinde mayores beneficios; esto mediante la comparación del monto o flujo de dinero en un mismo instante, contemplando el cambio de su valor a través del tiempo.

Por último, otro de los conceptos relacionados a la evaluación financiera de un proyecto se ubica el *flujo de caja* o *flujo neto de efectivo*. Este cual permite sistematizar, en términos monetarios, la información recopilada con respecto a los flujos de dinero relacionados a los ingresos y costos de un proyecto, a su vez contemplando el cambio del valor del dinero a través del tiempo. Cuando se calcula la rentabilidad del proyecto por medio de un criterio de evaluación, se realiza a través de un flujo de caja y las premisas o supuestos cuidadosamente definidos para el escenario a analizar, por lo que esta representación monetaria de la información servirá de base para la evaluación del proyecto.

Situación con proyecto	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4
Ingresos		800	800	800	800
Costo de producción		(128)	(128)	(128)	(128)
Costos fijos		(200)	(200)	(200)	(200)
Inversiones	(500)				
Flujo neto	(500)	472	472	472	472

Figura 2.16: Flujo Neto de Efectivo. Fuente: (Chain *et al.*, 2014)

2.6.2. Criterios de evaluación

2.6.2.1 Valor Actual Neto (VAN)

En términos generales, el criterio del *Valor Actual Neto* (VAN) plantea que un proyecto debe aceptarse si su VAN es igual o superior a cero, donde dicho valor se determina a partir de la diferencia entre todos los ingresos y todos los costos expresados en un valor monetario; esto sumando todos los flujos netos de efectivo descontados al valor presente y restando la inversión inicial realizada. Por esta razón, se dice que el VAN representa una medida del valor de riqueza, es decir, determina cuántas ganancias o cuántas pérdidas genera un proyecto en el caso de ser aceptado.

Asimismo, a partir de lo indicado anteriormente, este criterio de evaluación pertenece a un enfoque costo-beneficio donde el objetivo de la evaluación es determinar si los beneficios que se obtienen son mayores que los costos involucrados, por lo que es necesario identificar, medir y valorar los costos y beneficios del proyecto (MIDEPLAN - Gobierno de Chile, S.F.).

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{BN_t}{(1+i)^t} - I_0 \quad (2.52)$$

Donde:

BN_t : Beneficio Neto.

i : Tasa de descuento.

t : Periodos.

I_0 : Inversión inicial.

Como se puede observar en la ecuación 2.52, el valor actual neto varía en función de la tasa de descuento definida para el caso de estudio; dicha variación es inversamente proporcional, por lo que en caso que se utilice una tasa de descuento muy alta el VAN se vuelve negativo, dando como resultado el rechazo del proyecto. Por último, los criterios de decisión para el Valor Actual Neto son los siguientes:

- Si VAN mayor a cero: Conveniente ejecutar el proyecto.
- Si VAN es igual a cero: Indiferente ejecutar el proyecto.
- Si VAN es menor a cero: No es conveniente ejecutar el proyecto.

2.6.2.1 Valor Actual de Costos

Este criterio de evaluación se aplica cuando existe dificultad para cuantificar los beneficios del proyecto, de modo que tales beneficios no se contemplan, si no únicamente los costos involucrados. Es una herramienta que se encuentra dentro de un enfoque costo – eficiencia, donde el objetivo del análisis es identificar propiamente aquella solución que presente el mínimo costo para los mismos beneficios. En estos casos, se dice que los beneficios son deseados sin importar su magnitud, por lo tanto, como se mencionó anteriormente, el criterio de decisión a aplicar será el del mínimo costo (MIDEPLAN - Gobierno de Chile, S.F.).

$$VAC = I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{C_t}{(1+i)^t} \quad (2.53)$$

Donde:

C_t : Costos Totales.

i : Tasa de descuento.

t : Periodos.

I_0 : Inversión inicial.

Analizando la ecuación anterior, mientras se comparan con la ecuación 2.52 para el cálculo del Valor Actual Neto, se puede denotar que la única diferencia es que en este caso la inversión se sumaría al VAN calculado, ya que se debe sumar al flujo de costos del proyecto.

Capítulo 3

Metodología

3.1. Funcionamiento actual

En la presente sección se desarrolla el modelo físico que se utilizó para realizar la estimación de calor en las diferentes etapas del proceso de acondicionamiento del aire; dicho modelo empleado se basa en volúmenes de control establecidos dentro de los módulos que componen el equipo. Para realizar el estudio de este proceso de acondicionamiento, se determinaron seis puntos de análisis, donde el aire tendría diferentes condiciones según el proceso psicrométrico que ocurra. En la figura 3.1 se muestra un diagrama simplificado de la configuración actual del equipo, donde la simbología encerrada en círculos representa el punto de análisis correspondiente.

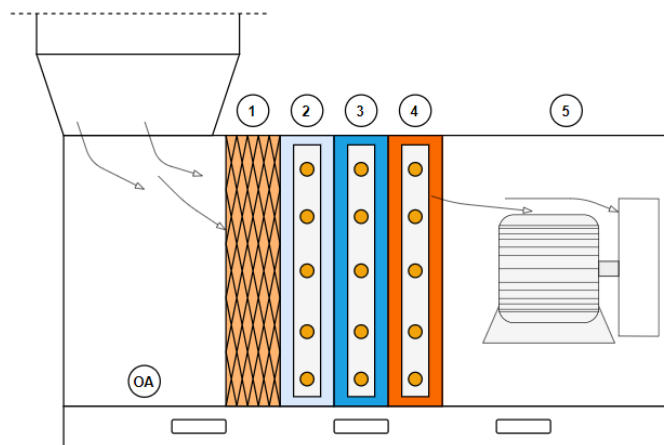


Figura 3.1: Diagrama de proceso, vista lateral. Fuente: (Elaboración propia)

Cuadro 3.1: Descripción de módulos del equipo. Fuente: (Elaboración propia).

Punto de análisis	Descripción
OA	Caja de Mezcla
1	Filtros
2	Serpentín Pre-enfriamiento
3	Serpentín Enfriamiento
4	Serpentín Calentamiento
5	Ventilador

El primer punto (*OA*) representa la sección de ingreso del aire al equipo, donde el estado del fluido es determinado por las condiciones ambientales. Dichas condiciones son conocidas gracias al sistema de control con el que cuenta la empresa, el cual permite monitorear en tiempo real los valores de temperatura de punto de rocío, temperatura de bulbo seco y humedad relativa. La empresa reportó los valores promedios de estos tres parámetros para cada mes del año 2020, con esta información se realizó el cálculo del estado psicrométrico del aire a la entrada del equipo para este lapso de tiempo.

El punto *1* representa la sección de filtros, es acá donde se atrapan todas las partículas que pueden comprometer la calidad del aire. El punto *2* es el módulo de pre-enfriamiento, acá se encuentra un serpentín, este se encarga de disminuir la temperatura del fluido antes de llegar a la siguiente etapa del proceso. El punto *3* es el módulo de enfriamiento, donde se desarrolla proceso de deshumidificación del aire para llevarlo a la condición de punto de rocío que se necesita por especificación. El punto *4* representa el serpentín de calentamiento, en este módulo se lleva el aire a las condiciones de temperatura y humedad relativa que se debe suministrar. Finalmente, el punto *5* corresponde al módulo del ventilador, allí se encuentra dicho equipo junto al motor eléctrico que impulsa su movimiento.

Cabe mencionar que, al igual que en el punto *OA*, en el punto *4* el estado del aire se encuentra definido; esto porque en este punto las condiciones de dicho fluido son las de suministro, es decir, a las que se deben entregar a la salida del serpentín de calentamiento (antes del ventilador), las cuales también son monitoreadas por el sistema de control instalado. La empresa suministró, para el presente caso de estudio, el valor promedio mensual de temperatura de punto de rocío, temperatura de bulbo seco y humedad relativa para todos los meses del año 2020; de este modo, se conoce el estado completo del aire en dicho punto de suministro.

3.1.1. Descripción general del proceso psicrométrico

Tal y como se muestra en la figura 3.1, el aire tiene diferentes etapas de acondicionamiento donde adquiere distintas propiedades físicas a través de cada uno de los módulos del equipo. El proceso por analizar inicia desde el punto *OA* al punto *4*, a lo largo de los cuales el fluido sufre cambios en temperatura y humedad. El modelo físico contempla dos procesos psicrométricos debido al paso del aire por los intercambiadores de calor. Estos dos procesos son denominados como: *enfriamiento o calentamiento sensible*, los cuales ocurren en los módulos 2 y 4, así como el proceso de *enfriamiento con deshumidificación* en el punto 3.

En los módulos 2 y 4, el aire solo sufre cambios de temperatura, lo que quiere decir que solamente se da un flujo de calor sensible, por lo tanto se considera que la humedad específica se mantiene constante durante el proceso de enfriamiento o calentamiento. Por otra parte, en el caso del punto 3, se tiene el proceso de enfriamiento con deshumidificación, en él el aire está sufriendo un cambio de temperatura, así como un cambio de estado, debido a la condensación del vapor de agua presente en el aire, lo que se evidencia con un cambio en la humedad específica.

En la figura 3.2 se representa el proceso de acondicionamiento del aire en la carta psicrométrica. Las flechas marcan el flujo de dicho proceso, comenzando desde el punto *OA* terminando en el punto 4. Es importante recordar que las condiciones del fluido en *OA-1* son equivalentes a las condiciones ambientales del aire. Por otra parte, el punto 4 son las condiciones de suministro, es decir, a las que se entrega el aire a la salida del serpentín de calentamiento. En las flechas punteadas de color azul se muestra el complemento del

modelo ideal del proceso, donde en el punto 2' el aire alcanza su *estado de saturación*; en él la temperatura de bulbo seco, bulbo húmedo y punto de rocío tienen el mismo valor para una determinada humedad específica ω_1 .

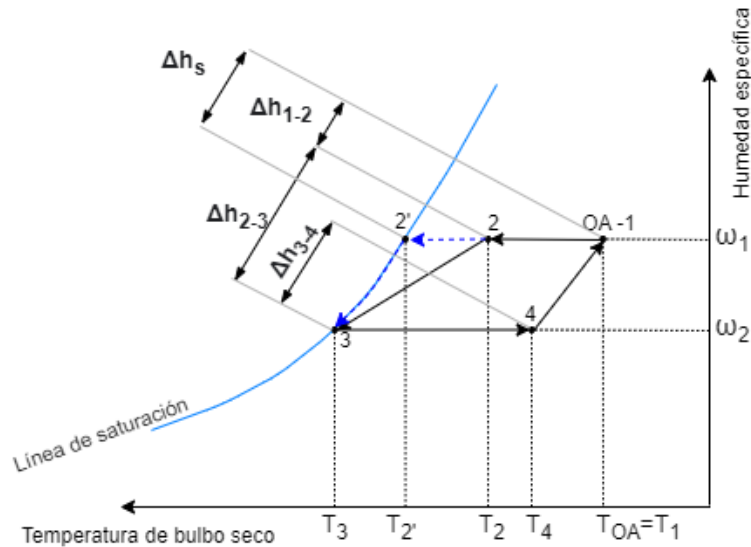


Figura 3.2: Descripción del proceso de acondicionamiento del aire en la carta psicrométrica. Fuente: (Elaboración propia).

En el modelo físico ideal se considera que cuando se deshumidifica el aire, se desciende su temperatura hasta alcanzar el punto de rocío, donde comienza a darse la condensación del vapor de agua presente; este proceso se observa en la figura 3.2, de OA a 2', al cual se le domina *enfriamiento sensible*, dado a que es la energía requerida para llevar el aire al *punto de saturación*. Del punto 2' al punto 3 ocurre un proceso de extracción de masa de agua donde se puede observar que hay un cambio en la humedad específica. En este proceso ideal, se considera que primeramente ocurre la disminución de temperatura del aire hasta alcanzar su punto de rocío, cuando comienza la condensación del vapor, continua la disminución de temperatura y, a su vez, de la humedad específica. De esta manera, en la carta psicrométrica se tiene que el proceso de deshumidificación se da en la curva de saturación para una determinada presión atmosférica.

3.1.2. Modelo de cálculo de calor sin tecnología de recuperación

Para el análisis termodinámico se analizó cada proceso psicrométrico con sus respectivas variables. Como ya se ha mencionado anteriormente, el orden de estudio comienza desde el punto OA hasta el punto 4, donde ocurren diferentes cambios en las propiedades del aire.

El primer volumen de control que se analizó es el compuesto por los módulos 2 y 3, donde ocurre el enfriamiento y deshumidificación del aire. Para este caso, el estado del fluido a la entrada de este volumen de control es conocido, dado que sus condiciones son las condiciones ambientales reportadas. En el punto 3, se conoce la temperatura de punto de rocío y se toma la consideración de que el aire sale en su estado de saturación, a un 100% de humedad relativa. Cabe destacar que se contemplan los módulos 2 y 3 como uno solo, dado que no se conocen las condiciones de salida del aire en el serpentín de

pre-enfriamiento.

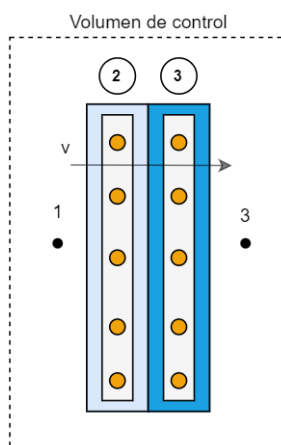


Figura 3.3: Volumen de control para proceso de enfriamiento y deshumidificación. Fuente: (Elaboración propia).

En la figura 3.3 se tiene el volumen de control indicado anteriormente, en el cual no hay pérdida de masa de aire, solamente extracción de masa de agua. En este caso, la entalpía de la mezcla del aire se puede calcular con la ecuación 3.1, donde se expresa que la entalpía total es la suma de la entalpía del aire seco y la entalpía de evaporación del agua.

$$h_1 = h_{1a} + \omega_1 h_w \quad (3.1)$$

Donde:

h_1 : Entalpía de la mezcla de aire.

h_{1a} : Entalpía del aire seco a condiciones ambientales.

ω_1 : Humedad específica del aire a condiciones ambientales.

h_w : Entalpía de evaporación del agua.

$$h_3 = h_{3a} + \omega_3 h_w \quad (3.2)$$

Donde:

h_3 : Entalpía de la mezcla de aire.

h_{3a} : Entalpía de aire seco en punto de saturación.

ω_3 : Humedad específica para aire saturado.

h_w : Entalpía de evaporación del agua.

Con las ecuaciones 3.1 y 3.2 se puede realizar una diferencia de entalpías $\Delta h_{1-3} = h_3 - h_1$, la cual representa el cambio de estado termodinámico del aire. Para la estimación del calor transferido por el equipo en su funcionamiento actual, se toma la consideración mencionada anteriormente, tomar los puntos 2 y 3 como un conjunto, ya que no se conoce ningún parámetro psicrométrico entre dichos módulos.

El calor requerido para este proceso se puede expresar como el producto del flujo másico por la diferencia de entalpía Δh_{1-3} , con lo que se obtiene:

$$\dot{Q}_e = \frac{\dot{V}}{\nu} \Delta h_{1-3} = \frac{\dot{V}}{\nu} [(h_{3a} + \omega_3 h_w) - (h_{1a} + \omega_1 h_w)]$$

Simplificando la ecuación anterior se obtiene,

$$\dot{Q}_e = \frac{\dot{V}}{\nu} [\Delta h_{3a-1a} + \Delta \omega_{3-1} h_w] \quad (3.3)$$

Donde:

Δh_{3a-1a} : Diferencia de entalpía de aire seco.

$\Delta \omega_{3-1}$: Diferencia de humedad específica generada por la extracción de masa de agua.

\dot{V} : Flujo volumétrico de aire.

ν : Volumen específico promedio.

Para el cálculo de la cantidad de masa de aire seco que pasa por el módulo, se define un promedio de los volúmenes específicos en las condiciones entrada y salida del volumen de control.

Por su parte, en el módulo 4 se tiene el calentamiento del aire que, tal y como se mencionó anteriormente, es un proceso de calentamiento sensible, es decir, solo se da un cambio en la temperatura del aire y no en la cantidad de vapor de agua presente en la mezcla.

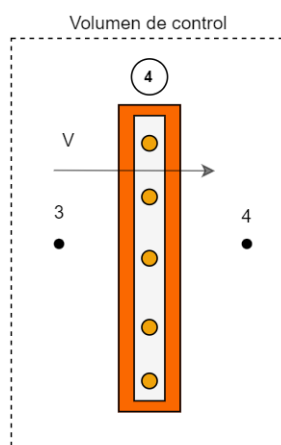


Figura 3.4: Volumen de control para proceso de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia).

Para este caso, se puede utilizar la ecuación 3.3. No obstante, se debe considerar que no hay diferencia en la humedad específica; por lo tanto, el valor de $\Delta \omega_{3-4} = 0$. Con esto, se dice que solo se tiene el componente sensible del flujo de calor, que se debe a la diferencia de entalpías de aire seco.

$$\dot{Q}_C = \frac{\dot{V}}{\nu} \Delta h_{3-4} \quad (3.4)$$

$$\nu = \frac{1}{2}(\nu_{OA} + \nu_1)$$

Donde:

\dot{Q}_C : Calor requerido en proceso de calentamiento sensible.

Δh_{3-4} : Diferencia de entalpía de aire seco para los puntos 3 y 4.

De igual manera, se utilizó el volumen específico promedio para determinar el flujo másico, de la misma forma que se realizó anteriormente.

3.1.3. Modelo de consumo de energía eléctrica para acondicionamiento de aire

Las estimaciones de calor descritas anteriormente, permiten hacer una aproximación de la cantidad de energía eléctrica que se necesita, tanto para el proceso de enfriamiento como para el proceso de calentamiento del aire. En este caso, la empresa proporcionó un factor de rendimiento de toneladas de refrigeración a potencia consumida por el equipo encargado del proceso. Para el enfriamiento, la planta cuenta con un enfriador de agua (chiller), el cual se encarga de entregar el agua helada a los procesos de enfriamiento de aire. Asimismo, se tiene otro enfriador de agua como sistema de recuperación de calor, de modo que, a partir del agua caliente proveniente de las torres de enfriamiento, toma energía para el proceso de calentamiento del aire.

Para ambos equipos se tiene un factor de rendimiento específico, los cuales se definen como p_c y p_t , para el enfriador de agua (chiller) y el enfriador que se utiliza como sistema de recuperación de energía (*Templifier*), respectivamente. Estos factores se utilizan para calcular la potencia consumida por cada equipo durante el proceso de acondicionamiento; para el caso del calor de enfriamiento se multiplica por p_c y para el caso del calentamiento se multiplica por p_t , por lo tanto se obtiene:

$$\dot{W}_c = p_c \cdot |\dot{Q}_e| \quad (3.5)$$

Donde:

\dot{W}_c : Potencia consumida por el chiller.

p_c : Factor de rendimiento del chiller .

\dot{Q}_e : Calor requerido en el proceso de enfriamiento y deshumidificación.

$$\dot{W}_t = p_t \cdot \dot{Q}_c \quad (3.6)$$

Donde:

\dot{W}_a : Potencia consumida por el *Templifier*.

p_t : Factor de rendimiento del *Templifier*.

\dot{Q}_t : Calor requerido en el proceso de calentamiento.

En las ecuaciones 3.5 y 3.6 se obtienen las potencias consumidas de manera instantánea, bajo las condiciones termodinámicas y de flujo del aire reportadas. Sin embargo, para convertir esta potencia consumida por los equipos a un valor de dinero, se necesita calcular la cantidad de energía consumida por mes operativo en kWh. Como se conoce, junto a la potencia consumida por los equipos, solo faltaría estimar las horas operativas, las cuales las determina el tiempo de operación de la manejadora de aire. Esta última opera de manera continua durante todo el año, con dos paros anuales para mantenimiento preventivo que se ejecutan durante la semana de paro de la planta. Es oportuno mencionar que estas horas de mantenimiento no son significativas en cuanto a variación de la potencia consumida mensualmente; por lo tanto, no se consideran estos tiempos muertos para los cálculos.

Para obtener este tiempo de operación, se toma la cantidad de días que tiene el mes y se multiplica por la cantidad de horas que tiene el día, de esta manera se puede determinar el tiempo operativo:

$$t = t_{op} \cdot n_{mes} \quad (3.7)$$

Donde:

t : Tiempo operativo mensual del equipo.

t_{op} : Tiempo operativo diario del equipo.

n_{mes} : Cantidad de días por mes.

Por último, para calcular los kWh mensuales solo se debe multiplicar la potencia consumida por el equipo por el tiempo operativo mensual:

$$W_{mes} = \dot{W} \cdot t \quad (3.8)$$

Donde:

W_{mes} : Potencia mensual consumida por el equipo.

\dot{W} : Potencia consumida por el equipo.

t : Tiempo operativo mensual del equipo.

Es atinado destacar que, en el caso de los sistemas de recuperación de calor, se utiliza este mismo modelo. Sin embargo, se debe hacer la aclaración que en tales casos se obtiene el ahorro energético logrado. En el proceso de enfriamiento, el ahorro en consumo será la potencia calculada para el calor recuperado entre los puntos 1 y 2, lo que significa que es la energía que ya no debería entregar el enfriador de agua para el proceso de enfriamiento y deshumidificación. En el proceso de calentamiento se utiliza la misma premisa, el flujo de calor recuperado y utilizado para dicho proceso representa la potencia que ya no debería entregar el *Templifier* para calentar el agua.

3.1.4. Modelo de cálculo de potencia del ventilador sin sistema recuperación

El equipo encargado de mover la masa de aire a través de la unidad manejadora es el ventilador, del cual también dependen los serpentines para aumentar y disminuir la temperatura de dicho fluido; este equipo se representa en el módulo 5 de la figura 3.1. Un ventilador es capaz de realizar el control del flujo que entrega, esto por medio de un variador de frecuencia que permite cambiar la velocidad de rotación en el motor en función de algún parámetro específico. Dado esto, la cantidad de flujo que maneje el equipo depende del punto de operación requerido, es decir, del flujo volumétrico y las condiciones psicrométricas a las que se requiera suministrar el aire. Por lo cual, para el presente análisis se utilizó el caudal promedio mensual, mismo que fue suministrado por la empresa.

Basado en estos datos de caudal, se realizó un modelo de cálculo de la potencia teórica consumida por el ventilador. Para esto, fue necesario utilizar las leyes de ventiladores para determinar ciertas variables de importancia. Para definir dicha potencia teórica se puede utilizar la ecuación 2.47, donde se requiere la presión estática que maneja el ventilador, caudal y peso específico del aire. Mientras que para calcular la presión estática se utilizó la relación entre caudal y revoluciones por minuto a las que trabaja el ventilador, como también la relación entre esta última variable y la presión estática.

Se conocen las condiciones de funcionamiento del ventilador a la altura a la que se encuentra instalado, con estos valores y los datos reportados de caudal de aire fue posible estimar las revoluciones de trabajo para un caudal específico. Luego, utilizando la caída de presión nominal que maneja el ventilador y la revoluciones a dicha presión, se calculó la caída de presión a las revoluciones de trabajo para el caudal específico mensual.

$$\frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_0} = \frac{N_a}{N_0}$$

Donde:

\dot{V}_a : Caudal de trabajo.

\dot{V}_0 : Caudal nominal.

N_a : Revoluciones actuales.

N_0 : Revoluciones nominales.

Despejando N_a , se obtiene la siguiente expresión,

$$N_a = N_0 \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_0}$$

De esta manera, se conocen las revoluciones por minuto teóricas del ventilador bajo las condiciones descritas anteriormente. Conociendo las revoluciones al caudal de trabajo y la pérdida de presión nominal, se procedió a realizar el cálculo de la caída de presión actual usando la ecuación 2.45.

$$\frac{P_a}{P_0} = \left(\frac{N_a}{N_0} \right)^2$$

Donde:

P_a : Presión estática actual.

P_0 : Presión estática nominal.

N_a : Revoluciones actuales.

N_0 : Revoluciones nominales.

Despejando P_a se obtiene,

$$P_a = P_0 \left(\frac{N_a}{N_0} \right)^2$$

Tras esto, se identificó la caída de presión estática que se maneja para el caudal actual Q_a ; este cálculo de presión estática se realizó para los datos reportados de caudal mensual, a partir de la siguiente ecuación de potencia teórica del ventilador:

$$\dot{W}_T = \gamma \cdot Q_a \cdot P_a \quad (3.9)$$

Donde:

\dot{W}_T : Potencia teórica.

γ : Peso específico del aire seco.

3.1.5. Cálculo de potencia eléctrica del ventilador

Como se señaló en la teoría sobre ventiladores (sección 2.5), estos equipos suelen estar compuestos por diferentes componentes mecánicos y eléctricos, los cuales tienen una disipación de energía asociada. Para esto se utiliza la ecuación 3.10 que describe la potencia eléctrica de entrada del sistema global ventilador - motor.

$$\dot{W}_E = \frac{\dot{W}_T}{\eta} \quad (3.10)$$

Donde:

\dot{W}_E : Potencia eléctrica consumida.

η : Es la eficiencia general del sistema ventilador - motor.

El valor η dependerá de los valores de eficiencia del impulsor del ventilador, de la transmisión de potencia mecánica del motor, de la conexión eléctrica y el variador de frecuencia. Para este caso de estudio, η se estima con la siguiente expresión:

$$\eta = \eta_A \cdot \eta_T \cdot \eta_M \cdot \eta_V \quad (3.11)$$

Donde:

η_A : Eficiencia del impulsor.

η_T : Eficiencia del sistema de transmisión de potencia.

η_M : Eficiencia del motor eléctrico.

η_V : Eficiencia del variador de frecuencia.

3.1.6. Modelo de consumo de energía eléctrica por el ventilador

Como se describe en la sección anterior, la potencia \dot{W}_E calculada es el consumo de energía que tiene el ventilador para un determinado flujo. Cabe recordar que estos cálculos de potencia son hechos a partir del caudal promedio mensual reportado. Por otra parte, este equipo trabaja de manera continua, por lo que se asume que trabaja 24 horas al día todo los días del año. Para calcular el tiempo de operación se puede utilizar la ecuación 3.7. Al igual que el modelo de estimación de consumo de energía eléctrica para el acondicionamiento de aire, la potencia mensual consumida se puede expresar como:

$$W_{vent} = \dot{W}_E \cdot t \quad (3.12)$$

Donde:

W_{vent} : Energía mensual consumida por el ventilador.

\dot{W}_E : Potencia consumida.

t : Tiempo operativo mensual del equipo.

3.1.7. Cálculo de costo de energía

El costo de la energía total utilizada se basa en el consumo total operativo de los equipos que participan en el proceso de acondicionamiento de aire analizado. Se pueden dividir en cuatro contribuciones:

- Potencia consumida por el chiller P_c .
- Potencia consumida por el *Templifier* P_t .
- Potencia consumida por el ventilador P_a .
- Potencia consumida por el bomba de agua P_b (Sistema *Run -Around*).

Cada una de estas potencias genera un aporte al consumo total de energía eléctrica, por lo que la suma total de ellas representa el costo operativo para dicho proceso de acondicionamiento. El cobro que se realiza por parte de la compañía de suministro eléctrico es por medio de un factor de conversión, transformando de un valor de kWh a dólares; este factor es reportado como parte de la información suministrada por la empresa. En el presente estudio, este factor se denomina k , el cual tiene unidades $\frac{\$}{\text{kWh}}$, por lo que el costo de la energía consumida por un equipo es igual al producto de la potencia consumida por el factor de conversión indicado.

$$G = P \cdot c \quad (3.13)$$

Donde:

G : Costo de la energía eléctrica.

P : Potencia consumida por el equipo.

c : Factor de conversión de energía a dólares.

3.2. Dimensionamiento tubos de calor

En el proceso de selección y dimensionamiento de los tubos de calor, se utilizó el software *COILPRO* del fabricante *Colmac Coil Manufacturing Inc.* Durante dicho proceso fue necesario iterar en diversas ocasiones, ya que con el dimensionamiento se busca que la capacidad de cada intercambiador seleccionado pueda pre-enfriar o calentar el aire, según sea el caso, lo suficiente para llevarlo a las condiciones requeridas. Así mismo, para esta selección y dimensionamiento se utilizó la ficha técnica *Installation, Operation, Maintenance, and Design Guide*, para serpentines de tubos de calor, publicado por Colmac Coil (2015b).

La configuración seleccionada para esta tecnología de recuperación de calor se le denomina *Wrap Around*. Se le llama de esta manera debido a que los tubos de calor envuelven el serpentín de enfriamiento que queda en medio del sistema. En este caso, se le debe prestar atención a la configuración geométrica que posee el equipo actualmente. En la figura 3.5 se muestra cómo los tubos de calor se conectan desde el serpentín de pre-enfriamiento hasta el serpentín de calentamiento; el espacio entre ellos lo definirá las dimensiones del serpentín actual.

El primer paso a seguir, fue definir el *espacio disponible para la instalación*, esto lo determinó el tamaño de los serpentines con los que cuenta la manejadora actualmente. Este es el primer paso dado que permite definir el área aletada que puede tener el intercambiador. Otro factor geométrico importante, es el espacio que hay entre cada serpentín, tal y como se puede ver en la figura 3.5, esto lo define el ancho de módulo en donde se encuentra el serpentín de enfriamiento en la manejadora.

Seguidamente, se definieron las *condiciones psicrométricas* a las que ingresa el aire, tanto al serpentín de enfriamiento como al intercambiador de calentamiento. Estas condiciones se conocen debido a que, como se ha indicado, la empresa las monitorea a partir de

su sistema de control, también se considera el flujo de aire que mueve la manejadora.

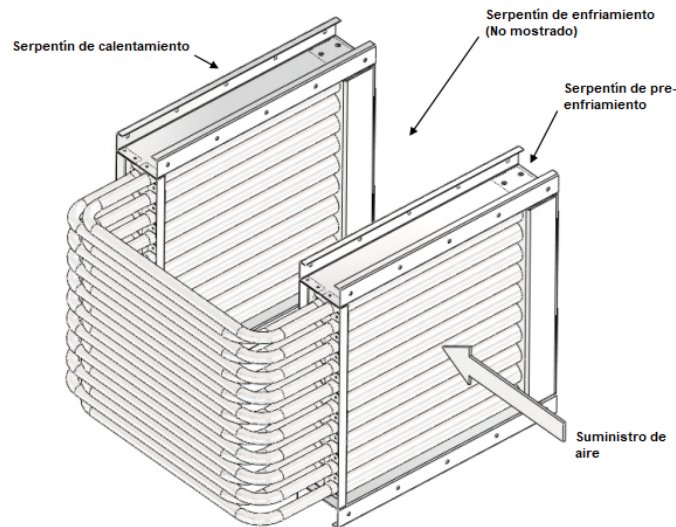


Figura 3.5: Vista isométrica sistema Wrap Around para tubos de calor. Fuente: (Colmac Coil Manufacturing Inc., 2015b).

Conociendo las condiciones anteriormente descritas, se procedió a realizar el dimensionamiento de ambos serpentines, donde se puede variar los siguientes parámetros físicos:

- Cantidad de filas.
- Densidad de aletas.
- Tipo de aletas.
- Espesor de aleta.
- Tipo de refrigerante.
- Área aletada.

Estos parámetros fueron iterados para encontrar la solución que más se adecuaba a las necesidades del proceso de acondicionamiento. Aquí es importante mencionar que también se iteraron los valores de condiciones psicrométricas para cada mes del año, los cuales son determinados como el promedio de cada condición medida por la empresa.

3.2.1. Modelo de estimación de calor para tubos de calor

En la presente sección se detalla el modelo que se utilizó para la estimación del calor recuperado por la tecnología de tubos de calor. En la figura 3.6 se muestra un diagrama ilustrativo de las diferentes etapas que caracterizan dicha configuración. En la tabla 3.2 se indica cada sección que compone el equipo. Se puede observar que los módulos 2 y 4 son los que cambian con respecto a la configuración original de la máquina (ver figura 3.1).

Los procesos psicrométricos son los mismos que se analizaron para la configuración inicial de la manejadora, descritos en la sección 3.1.1. En el módulo 2, se ubica la zona de evaporación de los tubos de calor, en este se enfría el aire antes de entrar al serpentín

de enfriamiento; la cantidad de energía recuperada dependerá de la capacidad sensible del intercambiador seleccionado. En el módulo 3, se sitúa el serpentín de enfriamiento de la máquina actual, este es el encargado de llevar el aire a las condiciones requeridas, basadas en la temperatura de punto rocío. Finalmente, En el módulo 4 se ubica la zona de condensación, donde los tubos de calor entregarán la energía recuperada anteriormente en el módulo 2.

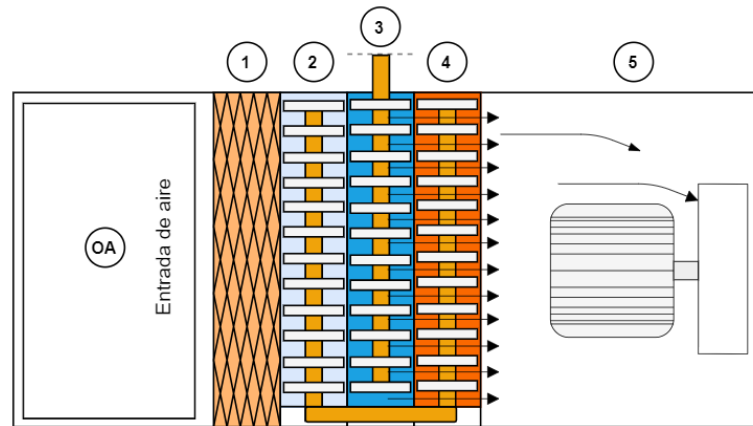


Figura 3.6: Vista en planta configuración: tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).

Cuadro 3.2: Descripción de etapas del equipo. Fuente: (Elaboración Propia).

Punto de análisis	Descripción
OA	Caja de Mezcla
1	Filtros
2	Módulo de Pre-enfriamiento / Zona de evaporador
3	Módulo de enfriamiento
4	Módulo de calentamiento / Zona de condensador
5	Ventilador

Se puede tomar como referencia la figura 3.2 para observar el flujo de los procesos termodinámicos que suceden bajo esta configuración. Partiendo del punto OA, las condiciones son las mismas que en 1; es decir, las condiciones ambientales. Por lo tanto, la diferencia de entalpías Δh_{1-2} representa el pre-enfriamiento del aire. A través del punto 1 y 2 se da un enfriamiento sensible, intentando llevar el aire hasta su estado de saturación, el cual estaría representado por el punto 2'. La diferencia de entalpía Δh_{1-2} depende de la capacidad de enfriamiento del intercambiador en la zona de evaporación. Basado en las temperaturas y humedad relativa del aire, se puede determinar los valores de entalpía en 1 y 2. Por consiguiente, se puede expresar el calor recuperado en el evaporador Q_E como:

$$Q_E = \frac{\dot{V}}{\nu} \Delta h_{1-2} = \frac{\dot{V}}{\nu} (h_2 - h_1) \quad (3.14)$$

Donde:

h_1 : Entalpía del aire para el punto 1.

h_2 : Entalpía del aire para el punto 2.

\dot{V} : Flujo volumétrico de aire.

ν : Volumen específico promedio.

En el módulo 3 se tiene el proceso de deshumidificación del aire, donde se disminuye su temperatura y se condensa vapor de agua. En este caso, en la carta psicrométrica mostrada en la figura 3.1, se puede ver que este proceso se lleva a cabo desde el punto 2 al punto 3, es acá donde se tienen dos componentes, uno sensible y uno latente; para estimar este calor se puede utilizar la ecuación 3.3. Para este caso se tomó como referencia el punto 2, es decir, que la entalpía de la mezcla es definida como:

$$h_2 = h_{2a} + \omega_1 h_w$$

Donde se obtiene la siguiente expresión para poder realizar el cálculo del calor a extraer al aire para llevarlo a la temperatura de punto rocío requerida:

$$\dot{Q}_e = \frac{\dot{V}}{\nu} [\Delta h_{3a-2a} + \Delta \omega_{3-2} h_w]$$

Por último, en el módulo 4 se tiene el serpentín de calentamiento del sistema de recuperación de calor, es acá donde se entrega el calor recuperado en el punto 2. Solo se lleva a cabo un calentamiento sensible, haciendo que el calor proporcionado suba la temperatura del aire sin ocasionar un cambio en la humedad específica. Esto se puede expresar como el calor entregado en el condensador Q_C , el cual es el calor que suministra el sistema de recuperación:

$$Q_C = \frac{\dot{V}}{\nu} \Delta h_{4-3} = \frac{\dot{V}}{\nu} (h_4 - h_2)$$

Las condiciones del aire a la salida de los intercambiadores dimensionados son conocidas; estos datos se obtuvieron mediante el resultado del proceso de selección como tal, en el cual se realizó la simulación del funcionamiento para cada mes, introduciendo en el programa la información suministrada por la empresa. Las entradas de información para la selección son las condiciones ambientales (temperatura de bulbo seco y humedad relativa), flujo volumétrico del aire y condiciones a la salida del serpentín de enfriamiento (temperatura de bulbo seco y humedad relativa). Utilizando el flujo de aire, se obtuvieron de los resultados del programa, las condiciones a la salida de los serpentines.

3.2.2. Modelo de cálculo de potencia del ventilador con sistema de recuperación

Para este caso se realizó un análisis más exhaustivo, debido al remplazo de los intercambiadores actuales por los serpentines del sistema de recuperación. Es necesario conocer la caída de presión estática de cada uno de los módulos del equipo. En la figura 3.7 se puede identificar que hay seis módulos que tienen una caída de presión específica, la cual dependerá del caudal que maneje el ventilador. No obstante, para los puntos OA y 5 se conserva el valor nominal reportado en la ficha técnica, esto debido a que los valores son muy bajos, por lo que no aportan una pérdida sustancial de presión en el flujo de aire.

Por otra parte, los nuevos intercambiadores agregan una nueva caída de presión debido a sus características geométricas. Estos valores son reportados por el dimensionamiento de los serpentines de los sistemas de recuperación de calor, donde se tiene la caída de presión para cada mes con su respectivo caudal promedio mensual. De esta manera, se conocen los diferenciales de presión en dichos módulos.

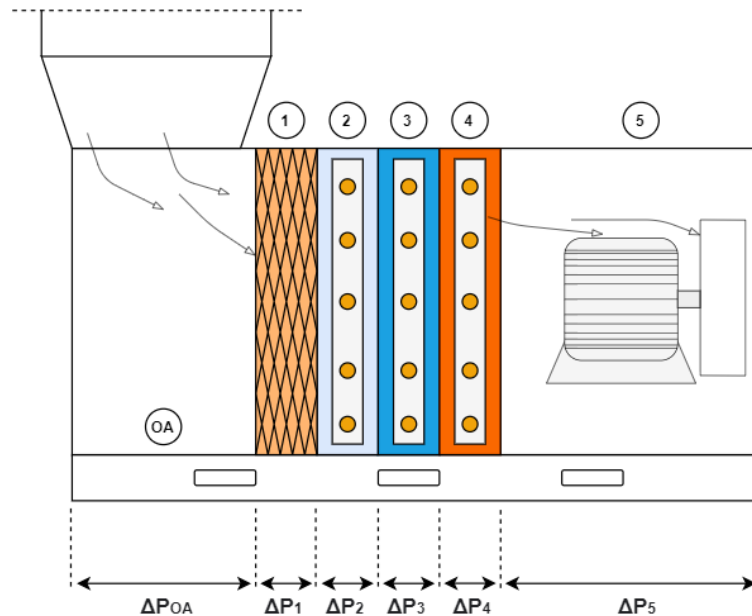


Figura 3.7: Diferenciales de presión por módulo, vista lateral. Fuente: (Elaboración propia).

En el caso de los módulos 1 y 3, las caídas de presión fueron calculadas con las ecuaciones expuestas en la sección 2.5. Para los filtros de aire, se utilizó la ecuación 2.33, la cual se detalló en la sección 2.4.2. Para determinar la disminución de la presión, fue necesario tomar datos de la ficha técnica del equipo, como el área del medio A_m y el flujo nominal para los que están diseñados los filtros; el objetivo fue estimar la variaciones de la pérdida de presión para cada mes del año.

Para el serpentín de enfriamiento, se utilizaron las ecuaciones descritas en la sección 2.4.1, donde se especifican todos los aspectos geométricos y de flujo requeridos para el uso del modelo. En la ficha técnica se proporcionan datos geométricos de este intercambiador; sin embargo, para aproximar estos datos geométricos no conocidos, se tomó el flujo y caída de presión nominal para realizar iteraciones con el objetivo de aproximar lo mejor posible el valor de ΔP al valor nominal.

Como todas las caídas de presión son conocidas, se puede decir que la suma de ellas representa la caída total. Esta es la presión estática que debe vencer el ventilador para el caudal actual. Es importante mencionar que para los puntos OA, 4 se tomó la caída de presión estática constante, donde se tiene un valor 0,11 y 0,03 pulgadas de agua, respectivamente. Esto se consideró de esta manera debido a que su contribución es pequeña a comparación con los intercambiadores de calor, por ende, el cálculo de la presión estática con un sistema de recuperación estaría un poco más arriba del valor real, debido a que los valores presentados también cambian con el flujo; por ende, este cálculo fue necesario para estimar un orden de magnitud para el cálculo de potencia consumida por el ventilador.

$$\sum \Delta P = \Delta P_{OA} + \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5$$

Usando la ecuación de potencia teórica se obtuvo la siguiente expresión, con la cual se pudo determinar la potencia que requiere el ventilador:

$$\dot{W}_T = \gamma Q_a \sum \Delta P$$

3.3. Dimensionamiento *Run Around*

En términos generales, el proceso de selección y dimensionamiento de un sistema *Run-Around* es bastante complejo; un procedimiento de prueba y error que debe apoyarse con el uso de softwares especializados, comúnmente de fabricantes en la industria del aire acondicionado o refrigeración, que permitan simular el funcionamiento de dicho sistema bajo condiciones específicas. Como se mencionó anteriormente, para la selección del serpentín de pre-enfriamiento y serpentín de calentamiento a sustituir en la manejadora bajo análisis, se acudió al software *COILPRO* del fabricante *Colmac Coil Manufacturing Inc.*; ya que dentro de este documento no se pueden mostrar los pasos de selección realizados dentro del software, en la presente sección se va describir la metodología general seguida para la selección de los serpentines junto a la descripción de los distintos parámetros a considerar durante el proceso de dimensionamiento.

La metodología de selección utilizada se basó en el boletín técnico titulado *Run-Around Coil Loop Heat Recovery* (Carstens, 2016) publicado por Colmac Coil, dicho boletín describe las condiciones de diseño, las variables de funcionamiento a considerar, así como el proceso a seguir dentro del software para la selección de los serpentines.

Adaptando dicho proceso de selección al presente caso de estudio, para el dimensionamiento de los serpentines primeramente se debieron definir las siguientes condiciones de diseño:

- Flujo de aire a través de cada serpentín.
- Condiciones del aire a la entrada del serpentín de pre-enfriamiento.
- Condiciones del aire a la entrada y salida del serpentín de calentamiento.
- Espacio disponible para la instalación de cada uno de los serpentines.

En el caso del *flujo de aire*, a partir del análisis de los datos suministrados por la empresa se obtuvo el flujo volumétrico promedio mensual que suministra la manejadora (punto 5 figura 3.8), por lo que este sería el flujo que pasa a través de ambos serpentines a seleccionar; cabe destacar que en este caso el software ya realiza la corrección de las propiedades del aire por efecto del cambio en la presión, al especificarle la altura, así como del cambio de temperatura a lo largo del proceso, al especificar la posición del ventilador dentro del equipo.

Con respecto a las *condiciones psicrométricas* a la entrada y salida de cada serpentín, para el intercambiador de pre-enfriamiento los parámetros de entrada son las condiciones ambientales a las que el aire entra al equipo (punto 1 figura 3.3). Mientras que para el serpentín de calentamiento, los parámetros psicrométricos corresponden al estado 3 y al estado 4 (figura 3.4) definidos en el modelo de cálculo de calor descrito anteriormente. En

el caso del estado del aire a la salida del serpentín de pre-enfriamiento, dichas condiciones se conocen a partir del flujo de calor obtenido en la simulación del funcionamiento de este intercambiador dentro de las condiciones en las que opera el sistema, así como del modelo de estimación de calor para el sistema previamente definido.

En el caso de este proyecto, el *espacio disponible para la instalación* lo determinó el tamaño de los serpentines con los que contaba el equipo a mejorar, que se describen a detalle en el submittal suministrado por la empresa propietaria del mismo.

Una vez definidos estos parámetros de diseño, se calculó el flujo aproximado que se debe manejar en el circuito de agua helada con el fin de transferir el flujo de calor requerido en el proceso de calentamiento, para así poder sustituir el serpentín instalado y sacar de funcionamiento el equipo encargado de suministrar el agua caliente. Para este cálculo, el fabricante propone la siguiente formula (Carstens, 2016):

$$\dot{Q} = C \cdot \dot{V} \cdot \Delta T \quad (3.15)$$

Donde:

\dot{Q} : Flujo de calor.

C : Constante = 500 para cuando el fluido es agua.

\dot{V} : Flujo volumétrico.

ΔT : Diferencial de temperatura a la entrada y salida del serpentín.

En este escenario, el flujo de calor representa la energía que se le debe transferir al aire durante el proceso de calentamiento sensible (punto 4 figura 3.8); el diferencial de temperatura del agua al pasar a través de los serpentines comúnmente se define entre los 5 °C y 15 °C (Carstens, 2016). Como se puede observar en la ecuación 3.15, esta diferencia de temperatura es directamente proporcional al flujo volumétrico dentro del circuito, por lo que un diferencial muy bajo en la temperatura del agua implica un mayor volumen de líquido a través de los serpentines para poder transferir el mismo flujo de calor.

Ahora bien, conociendo estos parámetros o condiciones de diseño descritas anteriormente, se pudo comenzar el proceso de selección, durante el cual se debieron tomar en cuenta otras variables de funcionamiento:

- Cantidad de filas.
- Densidad de Aletas.
- Circuito de agua.

Este proceso de dimensionamiento y selección de los serpentines se basa en el balance de energía entre ambos intercambiadores, lo cual se logra tomando una suposición inicial para la temperatura del agua e iterando, mediante la simulación a las condiciones requeridas, hasta que la temperatura de entrada del agua en uno de los serpentines sea la temperatura de salida en el otro intercambiador y viceversa. Durante estas iteraciones se cambian y definen las variables de funcionamiento mencionadas anteriormente; la cantidad de filas y la densidad de aletas con las que cuente cada uno de los serpentines, determina directamente el flujo de calor que se transfiere al aire en cada proceso. Una mayor cantidad de filas aumenta la transferencia de energía; sin embargo, también aumenta el tamaño y el costo del serpentín. Por su parte, una mayor densidad de aletas en la superficie del intercambiador igualmente es beneficioso para un mayor flujo de calor; pese a esto, un

serpentín muy denso aumentaría considerablemente la caída de presión que debe manejar el ventilador, lo que implica un mayor consumo eléctrico del equipo. En el caso del circuito de agua, se busca que la velocidad del fluido y la caída de presión generada por los serpentines sea la idónea para la máxima transferencia de calor y para no requerir un sistema de bombeo de gran potencia para la recirculación del agua, respectivamente; esto último podría incidir en la instalación de un sistema que requiera un consumo de energía considerable.

Cabe señalar que existen otras variables de selección, entre las que se destacan los materiales de construcción del intercambiador y propiedades físicas como el diámetro y el espesor de pared de los tubos, así como el espesor de las aletas, que ya dependen estrictamente de la aplicación para la cual se da el acondicionamiento del aire y del criterio del diseñador.

3.3.1. Modelo de estimación de calor para sistema *Run Around*

En esta sección se detalla el modelo utilizado para la estimación de calor recuperado por el sistema *Run-Around*. Para esta investigación se remplazaron los intercambiadores de pre-enfriamiento y calentamiento por los serpentines del sistema de recuperación de calor. En la figura 3.8 se tiene la distribución de los diferentes módulos con el sistema de recuperación propuesto. En la tabla 3.3 se observa la descripción de cada punto de análisis.

El modelo empleado es igual al utilizado en los tubos de calor, con la diferencia que este dimensionamiento si logró tomar en cuenta las condiciones de altura para la determinación del flujo másico a partir de un volumen específico definido. Mediante los resultados obtenidos, se logró determinar el calor que puede entregar cada intercambiador del sistema. Partiendo de lo reportado en el proceso de selección, se procedió a realizar el cálculo de entalpía del aire, para determinar la temperatura a la que sale este fluido del serpentín. Es decir, para este caso los flujos de calor en los puntos 2 y 4 son conocidos, al igual que las condiciones del aire a la entrada de cada intercambiador. De esta manera, se pudo despejar la entalpía del aire en cada punto de análisis.

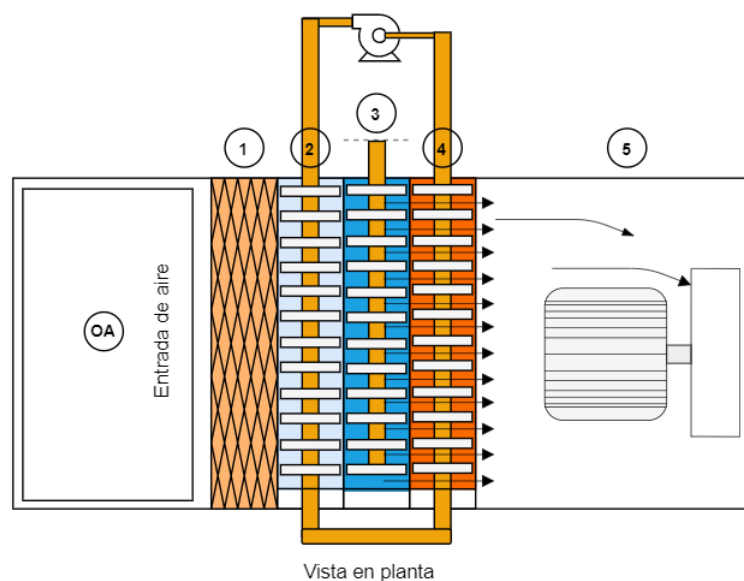


Figura 3.8: Vista en planta configuración run-around. Fuente: (Elaboración propia).

Cuadro 3.3: Descripción de etapas del equipo. Fuente: (Elaboración propia).

Punto de análisis	Descripción
OA	Caja de Mezcla
1	Sección de Filtros
2	Módulo de pre-enfriamiento/ Serpentín del round around
3	Módulo de enfriamiento
4	Módulo de calentamiento / Serpentín del round around
5	Ventilador

Al igual que en los casos anteriores, en los módulos 2 y 4 solamente se tiene cambio de temperatura en el aire, al no haber una cambio de fase se considera que solo hay extracción o adición de calor sensible; por lo que solo se asume que existe un cambio en la entalpía del aire.

$$\dot{Q} = \frac{\dot{V}}{\nu} = \frac{\dot{V}}{\nu}(h_f - h_i)$$

Si despeja la entalpía final h_f , se obtiene la siguiente expresión,

$$h_f = \frac{\dot{Q}\nu}{\dot{V}} + h_i$$

Por lo tanto, la ecuación anterior permitió conocer la entalpía del aire al pasar por un proceso de calentamiento o enfriamiento. Conociendo la humedad específica para cada punto de análisis, se pudo definir la temperatura en la carta psicrométrica, definiendo así el estado del aire.

3.3.2. Modelo de consumo de energía eléctrica por bombeo

Al igual que en los otros modelos propuestos a lo largo de este capítulo, el cálculo del consumo energético del sistema de bombeo necesario a instalar en el *Run-Around*, se basa en la estimación de la potencia consumida por el equipo durante el tiempo de operación mensual a partir de la ecuación 3.8. En el caso de la bomba, el procedimiento de cálculo a seguir es el descrito en la teoría de los sistemas de bombeo (sección 2.2.4), en donde se calcula la potencia al freno que se le debe entregar a la bomba a partir de la potencia útil que se requiere para mover el fluido a las condiciones de trabajo y la eficiencia del sistema bomba – motor.

$$\dot{W}_{potencia\ al\ freno} = \frac{\dot{W}_{potencia\ útil}}{\eta_{Bomba-Motor}} = \frac{\rho \cdot g \cdot \dot{V} \cdot H}{\eta_{Bomba-Motor}}$$

Donde:

\dot{W} : Potencia.

ρ : Densidad del fluido.

g : Aceleración de la gravedad.

\dot{V} : Flujo volumétrico.

H : Carga Hidrostática Neta.

η : Eficiencia del sistema.

En la figura 3.9 se muestra un diagrama de flujo básico de un sistema *Run-Around*, en el cual se presentan los principales equipos que interactúan en estos sistemas; este diagrama general es tomado como referencia para el procedimiento de cálculo de la potencia

requerida.

Entrando más en detalle sobre este procedimiento, lo que se debió calcular es la potencia mecánica útil requerida para recircular el agua a través del circuito, esto a partir de la ecuación 2.26. Como se puede ver en la figura 3.9, el agua es impulsada por la bomba hacia la manejadora para, primeramente, ingresar al serpentín de pre-enfriamiento de aire, donde el agua sufre un proceso de calentamiento para, posteriormente, pasar al serpentín de calentamiento y bajar su temperatura. Por el principio de balance de energía que se busca en el dimensionamiento de un sistema *Run-Around*, la temperatura con la que el agua entra y sale de la unidad manejadora de aire debe ser teóricamente la misma, por lo que se puede decir que el fluido recorre todo el circuito de bombeo a la misma temperatura o, al menos, con variaciones poco significativas. Por dicha razón, en este procedimiento de cálculo la densidad del agua solamente varía a partir de las condiciones promedio mensuales analizadas y se calcula su valor a partir de la temperatura reportada en la simulación del funcionamiento de los intercambiadores para la entrada y salida del agua, en el serpentín de pre-enfriamiento y calentamiento respectivamente.

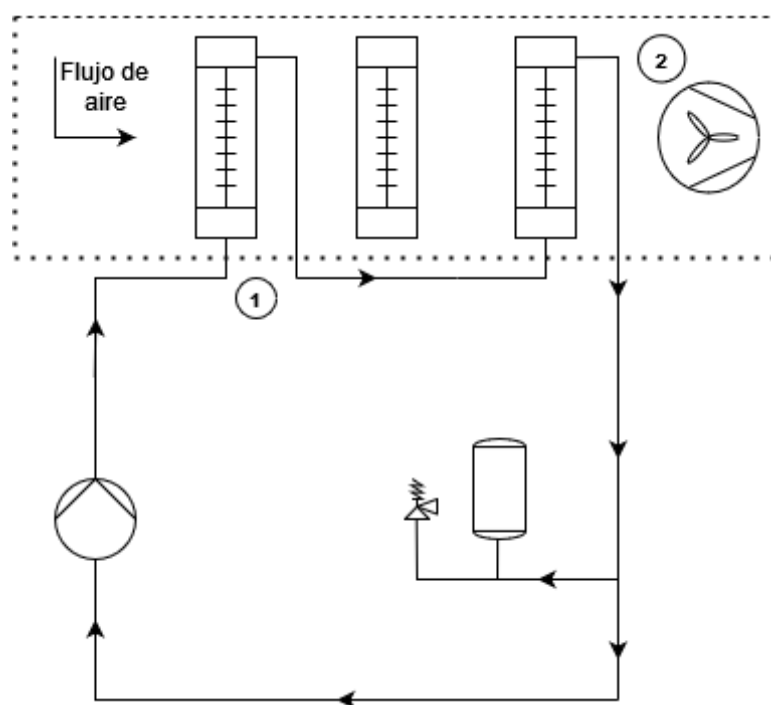


Figura 3.9: Diagrama de flujo sistema Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).

Con respecto al flujo volumétrico que debe entregar el sistema, este también varía mensualmente con respecto a la demanda de flujo de calor requerido por la manejadora, específicamente en el proceso de calentamiento, por lo que es el flujo de agua calculado a partir de la ecuación 3.15 para cada mes.

Por último, para el cálculo de cabeza hidrostática neta, comúnmente en los circuitos de bombeo que se instalan con los sistemas de recuperación *Run-Around*, la principal caída de presión que debe manejar la bomba es la generada por cada uno de los intercambiadores conectados dentro de dicho circuito; lo anterior en términos de la presente investigación se conoce como resultado de la simulación del funcionamiento de los serpentines, para cada valor de caudal definido mensualmente.

En la práctica generalmente se estima que las pérdidas de carga por fricción a lo largo de la tubería, así como las pérdidas menores generadas por los accesorios instalados en todo el circuito, representan una fracción o porcentaje de la pérdida de presión provocada por los serpentines, comúnmente entre el 15 % y 30 %. Dado que en este estudio no se determinó la configuración para la instalación de este sistema de bombeo, ya que no se conoce el espacio disponible para la instalación de los equipo y la distancia con respecto a la manejadora, se consideró que las pérdidas de carga representan un **30 %** de la caída generada por los intercambiadores.

3.4. Análisis financiero

Dentro de los objetivos de este proyecto, se encuentra la evaluación financiera de la implementación de cada uno de los sistemas de recuperación propuestos, esto con la finalidad de cuantificar el impacto en los costos energéticos asociados al proceso de acondicionamiento del aire, así como definir cual escenario o propuesta presenta mayor viabilidad desde un punto de vista financiero. Dicho análisis parte de la evaluación de los tres escenarios descritos en este caso de estudio:

- Funcionamiento Actual.
- Implementación Tubos de calor.
- Implementación *Run-Around*.

El análisis de estos escenarios se realizó a partir de la teoría descrita en la sección 2.7, basada en el criterio del *Valor Actual de Costos (VAC)*. Se utiliza tal criterio de evaluación debido a la naturaleza del proyecto, siendo posible analizarlo dentro del enfoque costo-eficiencia, ya que se busca implementar una solución que reduzca los costos de un proceso en específico, donde el beneficio global es la misma reducción de costos en cualquier magnitud.

Como primer paso, se definieron y estimaron los costos asociados a cada uno de los escenarios, esto para el cálculo de los flujos netos de efectivo correspondientes proyectados a un periodo de evaluación previamente establecido. Los costos considerados son el costo operativo, mantenimiento e inversión inicial, que en el cálculo del VAC se deben contemplar dentro del flujo de costos del proyecto.

Cuadro 3.4: Costos contemplados en Flujo Neto de Efectivo. Fuente: (Elaboración propia).

Flujo Neto Efectivo						
Año	0	1	2	3	4	5
Costo Operativo	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
Mantenimiento	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
FNE	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -

En el caso de la *inversión inicial*, corresponde a una cotización realizada por una empresa dedicada al diseño y construcción de proyectos en aire acondicionado, dentro de la cual se contempla la compra e instalación de cada uno de los dispositivos de recuperación de calor, así como de los demás equipos y materiales necesarios para el correcto funcionamiento de cada sistema. Por su parte, los *costos operativos*, corresponden al costo definido

en la sección 3.1.7, es decir, el costo total de la energía requerida para el proceso de acondicionamiento del aire en cada uno de los escenarios propuestos. Cabe aclarar que dichos costos operativos se analizan de forma anual, por lo que su valor se calcula a partir de la suma de los costos energéticos mensuales estimados a partir de las ecuaciones 3.8, 3.12 y 3.13, correspondientes igualmente a cada uno de los escenarios o propuestas a analizar. Por último, el costo de *mantenimiento* se refiere a la cotización por parte de la empresa actualmente encargada de dicho servicio, la cual es contratada por la compañía dueña del equipo con quien no posee relación alguna.

Junto con esto, es pertinente definir las premisas sobre las cuales se fundamentó cada análisis, ya que dichas premisas justifican la consideración o no de distintas variables dentro de la evaluación, así como el respaldo de los resultados obtenidos. Cabe aclarar que las premisas consideradas son las mismas en los tres escenarios, a excepción de la relacionada a la inversión inicial, la cual solo aplica a los escenarios donde se realizó esta inversión para la implementación de alguno de los dispositivos de recuperación de calor. A continuación, se describen y justifican las premisas consideradas para el presente proyecto:

1. ***Inversión Inicial contempla la compra e instalación (realizada por tercero) del dispositivo de recuperación de calor.***
2. ***Costo Operativo contempla únicamente el costo energético por el funcionamiento del equipo.*** Como se ha mencionado, el alcance de este estudio es la disminución del consumo energético requerido en un proceso, mostrándose los resultados únicamente relacionados al costo de la energía, por lo que no se considera algún otro costo directo o indirecto asociado al funcionamiento del equipo.
3. ***Costo Operativo contempla un incremento anual del 7.29 % por concepto del aumento en el costo de la energía.*** Esta tasa de incremento para la capitalización de los costos operativos anuales, se basa en el porcentaje de variación tarifaria para el año 2022 del sistema de distribución del Instituto Costarricense de Electricidad (ICE), específicamente la tarifa de media tensión (T-MTb) determinada por la Autoridad Reguladora de los Servicios Públicos (ARESEP) (Cámara de Industrias de Costa Rica, 2022).
4. ***En Mantenimiento se contempla un incremento anual del 6.5 % por concepto del aumento en el costo del servicio.*** Dicha tasa de incremento fue establecida por la empresa dueña del equipo.
5. ***No se consideran cambios en las condiciones de operación del equipo dentro de los próximos 5 años.*** Los datos suministrados sobre las condiciones de operación (flujo de aire, humedad relativa, temperatura) en varios puntos del equipo fueron únicamente los del año 2020; por lo que se considera que tales condiciones no varían considerablemente con respecto a los años siguientes o, al menos, no lo suficiente para ocasionar un cambio en los costos operativos.
6. ***No se consideran tasas tributarias, la empresa puede encontrarse en régimen de zona franca.*** En Costa Rica la gran mayoría de las empresas dedicadas a la producción de dispositivos médicos se encuentran en zonas francas, dentro de las cuales el porcentaje de los diferentes impuestos que se deben cancelar dependen de variables como la ubicación de la empresa en el país, categoría, años de funcionamiento, entre otros (PROCOMER, 2022). En este sentido, dado que se desconoce la

condición tributaria actual de la empresa, en tanto esta es considerada como información sensible, en el presente análisis no se toma en cuenta el pago de impuestos de ningún tipo.

7. ***Se considera el equipo existente ya depreciado.*** Según el Reglamento a Ley del Impuesto sobre la Renta (Procuraduría General de la República, 2021) para un equipo de aire acondicionado los años de vida sobre los cuales se toma el porcentaje anual de depreciación corresponde a 10 años; a partir de la información suministrada por parte de la empresa dueña del equipo, este fue instalado en el año 2009. Por lo que ya el periodo de años vida sobrepasa los 10 años estipulados, de modo que se considera el equipo como ya depreciado.
8. ***Análisis financiero con proyección a 5 años.*** Sumado a la premisa anterior, la unidad manejadora de aire cuenta con 13 años bajo funcionamiento. Según un estudio publicado por ASHRAE, se estima que en términos generales los equipos de aire acondicionado cuentan con una vida útil de entre 15 y 20 años (Hiller, 2000). Por lo tanto, este análisis se realiza con proyección a 5 años, contemplando que al final del periodo de evaluación ya el equipo habrá superado el valor medio dentro del rango estimado, por lo que estaría acercándose al final de su vida útil.

Por último, a partir de los flujos netos de efectivo se realizó el cálculo del VAC para cada uno de los escenarios. Es valioso mencionar que para el cálculo de este criterio de evaluación se consideró una *tasa de descuento* del **2.44 %**, la cual corresponde con la tasa de inflación promedio anual de los últimos cinco años en los Estados Unidos (Grupo Banco Mundial, 2022). Se toma este valor por el hecho de que tanto el factor de consumo energético reportado por la empresa, así como el análisis realizado, son en dólares americanos, por lo que se debe tomar la inflación del país norteamericano para que la evaluación no se vea afectada por la tasa de cambio de esta moneda.

El criterio de decisión se basó en la comparación del valor actual de costos obtenido para cada una de las soluciones propuestas, *Run-Around* y tubos de calor, con respecto al VAC del funcionamiento actual del equipo, siendo este el escenario base y punto de partida del estudio. La propuesta que presente una mayor diferencia con respecto al funcionamiento actual, es decir, la que exprese un menor valor actual de costos es la solución que presenta una mayor viabilidad financiera.

Capítulo 4

Resultados y discusión

4.1. Descripción de equipo

En primer lugar, fue necesario realizar la caracterización del sistema de aire acondicionado con el que actualmente cuenta la empresa, específicamente de la unidad manejadora que se quiere adecuar con los sistemas de recuperación de calor propuestos; esto para identificar las variables a considerar para el dimensionamiento de dichos dispositivos. Las *Make-up Air Units* (MUA), por sus siglas en inglés, son equipos diseñados para tratar o acondicionar aire tomado del exterior del edificio, el cual es suministrado como aire fresco a recintos donde no se puede dar la recirculación y la buena calidad o pureza del fluido. En el caso específico de la MUA que se analiza para este proyecto, es el equipo encargado del proceso de pre-acondicionamiento de aire fresco para suministro a una sección del edificio; la manejadora toma el aire y lo acondiciona mediante un proceso de enfriamiento y deshumidificación, más adelante realiza un calentamiento sensible para llevar este fluido a la temperatura y humedad relativa requerida, para después distribuirlo mediante un sistema de ductos a otras manejadoras de aire que se encargan de acondicionarlo a las condiciones determinadas para un recinto en específico.

La MUA es un equipo modular, es decir, está conformada por diferentes secciones donde se ubican los distintos accesorios, como serpentines, filtros y ventilador. En la figura 4.1 se muestra un esquema de la MUA, donde se pueden observar los módulos que la conforman, los cuales se describen a continuación, conforme a la ficha técnica del equipo suministrada por la empresa.

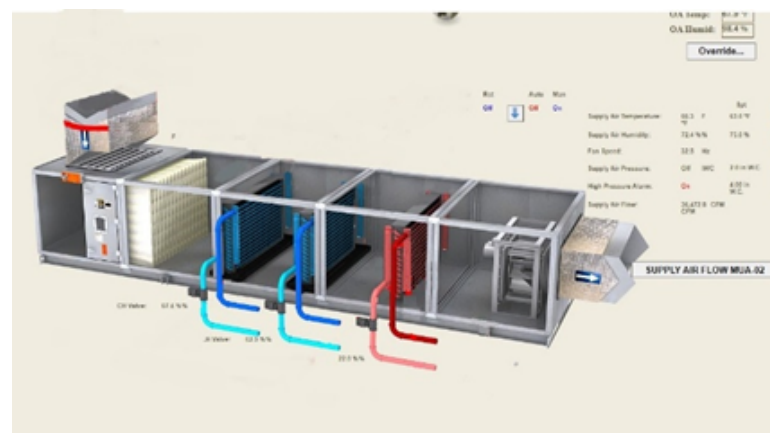


Figura 4.1: *Make-up Air Unit* (MUA) analizado. Fuente: (Sistema BMS de la empresa).

4.1.1. Caja de mezcla

Primer módulo o sección del equipo, consiste en un plenum donde se encuentra la boca de succión por donde ingresa el aire desde el exterior; también cuenta con cortinas de hojas paralelas con su respectivo actuador electrónico, encargado de regular el flujo de aire que entra a la máquina. Para este modulo se tiene una caída de presión estática de 0,11 pulgadas de agua, la cual se considera constante para los cálculos de potencia del ventilador.

4.1.2. Módulo de filtros

Debido a las condiciones de proceso que se deben mantener dentro de los diferentes cuartos limpios, el equipo debe contar con un sistema de filtración que evite que partículas contaminantes ingresen al cuarto. En este caso, la MUA cuenta con un banco de filtros tipo cartucho y bolsa, conformado por un pre filtro MERV 8 y un filtro MERV 14 con una efectividad del 95 %. Por lo general, estos filtros poseen alta estática dado que se restringe el flujo por el paso de las fibras; estos filtros comúnmente están conformados por un medio fibroso, ya sea de fibra de vidrio o algún polímero, que tiene como objetivo atrapar partículas de un determinado tamaño.

4.1.3. Serpentín de pre-enfriamiento

En esta sección, como su nombre lo indica, se encuentra el serpentín encargado de pre-enfriar el aire antes del proceso de enfriamiento y deshumidificación. Se cuenta con un módulo de dos serpentines instalados en paralelo, es decir, uno colocado sobre el otro. Como se ha mencionado, la solución que se propone es sustituir este módulo de serpentines por un dispositivo de recuperación de calor, el cual permita tomar el flujo de energía que pierde el aire en este proceso y reutilizarlo en la etapa de calentamiento que ocurre más adelante dentro de este mismo equipo. Por esta razón, es de suma importancia caracterizar lo más posible estos intercambiadores; en la tabla 4.1 se encuentran los parámetros más valiosos.

Cuadro 4.1: Datos del serpentín de pre-enfriamiento. Fuente: (Elaboración propia).

Medium-large Coil
Bandeja de condensados en acero inoxidable
Conexión a mano derecha
Refrigerante: Agua Helada
Modelo Serpentín: 5W
2 Filas
10 fpi ¹
Aletas de Aluminio
Tubos de cobre estándar; espesor = 5 mm
Diámetro: 15,875 mm
Carcasa de Hierro Galvanizado
Área Total: 11,05 m ²
Velocidad de cara: 2,60 m/s
Caída de Presión del aire: 47,28 Pa
Velocidad del agua: 1,48 m/s
Caída de Presión del agua: 34,64 kPa

Otras características a considerar son las dimensiones completas de este módulo de serpentines, las cuales determinan el espacio disponible para la instalación del nuevo intercambiador, así como las dimensiones de área aletada, que es el área de transferencia de calor entre el aire y este intercambiador. En la sección de anexos (figura 5.3) y cuadro 4.2 se muestra dicha información, la cual se obtuvo a partir del submittal del equipo.

Cuadro 4.2: Dimensiones área aletada serpentín pre-enfriamiento. Fuente: (Elaboración Propia).

Dimensiones Serpentín de Pre-enfriamiento (Cantidad = 2)	
Longitud Aletada	4,27 m
Altura Aletada	1,30 m
Area Aletada	5,53 m ²

4.1.4. Serpentín de enfriamiento

En este módulo se ubican dos serpentines de mayor capacidad que en la sección anterior, siendo estos los encargados de disminuir aun más la temperatura del aire, llevándolo a un estado de saturación donde se da la condensación del vapor de agua presente en la mezcla, completando el proceso de enfriamiento y deshumidificación. En el cuadro 4.3 se muestran los datos más relevantes de estos intercambiadores.

Cuadro 4.3: Datos del serpentín de enfriamiento. Fuente: (Elaboración propia).

Medium-large Coil
Bandeja de condensados en acero inoxidable
Conexión a mano derecha
Refrigerante: Agua Helada
Modelo Serpentín: 5D
10 Filas
14 fpi ¹
Aletas de Aluminio
Tubos de cobre estándar; espesor = 5 mm
Diámetro: 38,1 mm
Carcasa de Hierro Galvanizado
Área Total: 11,05 m ²
Velocidad de cara: 2,60 m/s
Caída de Presión del aire: 33,84 kPa
Velocidad del agua: 1,41 m/s
Caída de Presión del agua: 54,88 kPa

4.1.5. Serpentín de calentamiento

Dada la baja temperatura a la que se debe llevar el aire durante el proceso de deshumidificación, este debe pasar posteriormente a través de un proceso de calentamiento sensible con el fin de elevar su temperatura y humedad relativa a un valor óptimo para ser suministrado a las demás manejadoras. La MUA cuenta con un módulo conformado por tres serpentines de calentamiento, los cuales se encuentran instalados en paralelo. Al igual

¹fins per inch: Se refiere a la cantidad de aletas contenidas en una pulgada.

que en el caso del serpentín de pre-enfriamiento, estos intercambiadores de calentamiento se sustituyen por el dispositivo del sistema de recuperación, por lo que se deben considerar todas sus características; los planos con las dimensiones se muestran en la sección de anexos en la figura 5.5.

Cuadro 4.4: Datos del serpentín de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia).

Medium-large Coil
Bandeja de condensados en acero inoxidable
Conexión a mano derecha
Refrigerante: Agua Caliente
Modelo Serpentín: WA
1 Fila
8 fpi ¹
Aletas de Aluminio
Tubos de cobre estándar; espesor = 5 mm
Diámetro: 15,875 mm
Carcasa de Hierro Galvanizado
Área: 10,68 m ²
Velocidad de cara: 2,68 m/s
Caída de Presión del aire: 14,93 Pa.
Velocidad del agua: 1,08 m/s
Caída de Presión del agua: 7,86 kPa

Cuadro 4.5: Dimensiones área aletada serpentín calentamiento. Fuente: (Elaboración Propia).

Dimensiones Serpentin Calentamiento (Cantidad = 3)	
Longitud Aletada	4,27 m
Altura Aletada	0,838 m
Area Aletada	3,58 m ²

4.1.6. Ventilador

Por último, se encuentra el módulo del ventilador, el cual se encarga de entregar el flujo de aire requerido, venciendo la caída de presión generada por los diferentes accesorios instalados a lo largo de la manejadora. En el cuadro 4.6 se muestran las características del ventilador instalado.

Cuadro 4.6: Datos del ventilador. Fuente: (Elaboración propia).

Modelo Z120-60" AF Direct Drive
Tipo Plenum
Caudal de Diseño: 1 722 m ³ /s
Caída de Presión Externa: 870 Pa.
Caída de presión total: 1 700 Pa
Motor TEFC NEMA
Potencia del Motor: 73,55 kW / 100 HP
Alimentación Eléctrica 460V /3 Fases /60 Hz
826 RPM
Variador de Frecuencia TR2

4.2. Operación del equipo

Como se ha anotado, dentro de la información facilitada por la empresa propietaria del equipo se encuentran las condiciones de suministro del aire. Se reportan los valores promedio mensuales de temperatura de bulbo seco, humedad relativa y temperatura de punto de rocío a la salida del serpentín de calentamiento; en el cuadro 4.7 se muestran estos parámetros. Cabe destacar que, dado las necesidades que debe cubrir el equipo, debido a su función de suministrar aire a otras manejadoras, es de esperarse que su punto de operación sufra algunas variaciones.

Cuadro 4.7: Promedios mensuales de temperatura de suministro. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Suministro [°C]	Punto de rocío [°C]	Humedad relativa [%]
Enero	18,87	9,71	55,16
Febrero	20,27	18,96	62,84
Marzo	20,20	12,88	62,65
Abril	18,80	9,92	56,44
Mayo	18,86	9,83	55,51
Junio	18,89	9,73	55,10
Julio	18,86	9,85	55,53
Agosto	18,87	9,88	55,75
Septiembre	18,88	9,70	55,24
Octubre	18,87	9,73	55,24
Noviembre	18,87	12,22	65,10
Diciembre	18,94	13,15	68,98

4.3. Consumo actual

4.3.1. Consumo y costo de energía por acondicionamiento de aire

Los datos reportados por la empresa fueron las condiciones ambientales, flujo y condiciones de suministro del aire; la información proporcionada constó de los promedios mensuales para cada uno de los parámetros medidos por la empresa. Los datos ambientales se graficaron para observar el comportamiento de la humedad relativa y la temperatura de bulbo seco para el aire exterior.

En la figura 4.2 se puede observar que en los primeros tres meses del año hay un aumento de la temperatura y una disminución considerable en la humedad relativa; en marzo se obtiene el valor más bajo de humedad relativa durante el año operativo. De mayo a julio se puede ver que hay un valor semejante entre ellos, es decir, que el valor de temperatura es similar al porcentaje de humedad relativa. A partir de agosto, la temperatura disminuye y comienza a subir la humedad relativa, hasta el mes de diciembre, donde la humedad relativa se reduce abruptamente debido al cambio de estación en el país.

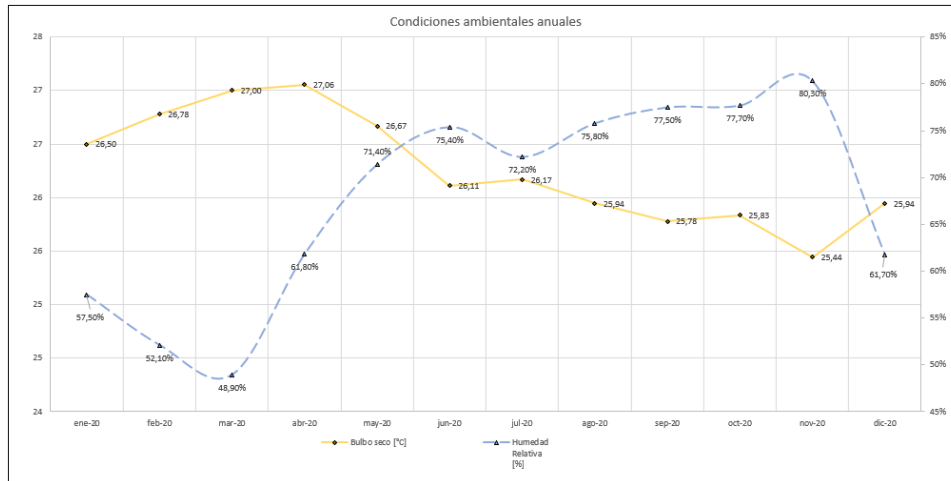


Figura 4.2: Condiciones ambientales mensuales para el 2020. Fuente: (Elaboración propia).

Basado en las condiciones psicrométricas de temperatura y bulbo seco se realizó el cálculo de los parámetros de humedad específica y entalpía del aire seco. Los valores obtenidos se puede observar en la tabla 5.1 del apéndice y los valores obtenidos se muestran en la figura 4.3.

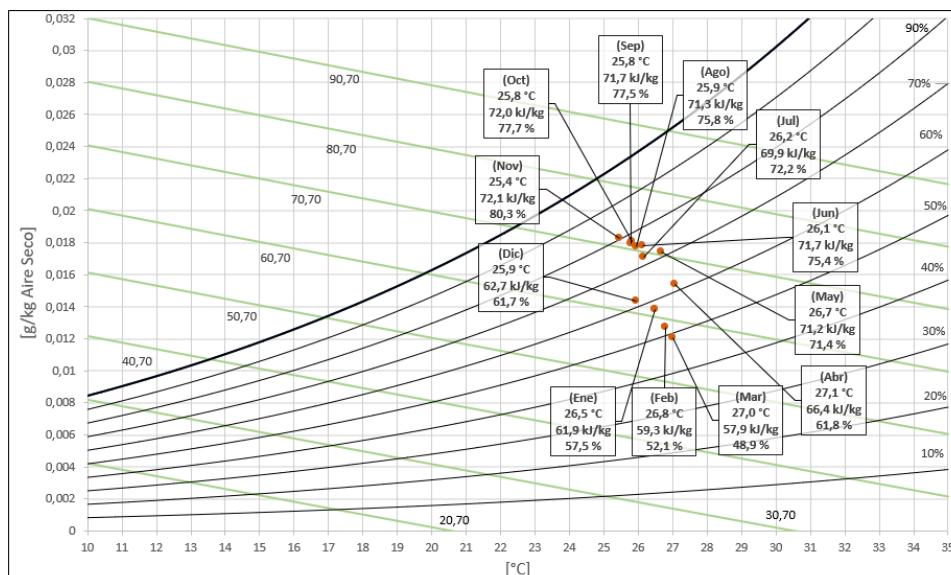


Figura 4.3: Carta psicrométrica de condiciones ambientales mensuales para el 2020. Fuente: (Elaboración propia).

El flujo reportado por la empresa es el flujo promedio que mueve el ventilador mensualmente, estos datos se reportaron durante todos los meses del año, estos resultados se puede ver en la figura 4.4. En esta misma gráfica, se tiene la presión estática del ventilador para dichas condiciones de flujo. Los resultados de estos cálculos se puede observar en la tabla 5.7.

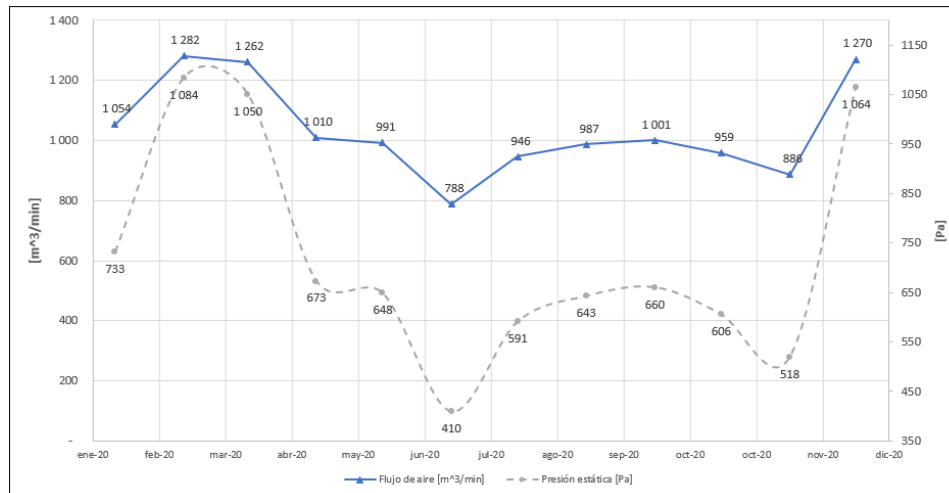


Figura 4.4: Flujo de aire y presión estática actual. Fuente: (Elaboración propia).

En la sección anterior se obtuvieron los datos de temperatura de punto de rocío para salida del aire después del intercambiador del módulo 3. Estas condiciones operativas no son constantes durante el año operativo del equipo. En la figura 4.5 se puede observar que hay tres condiciones operativas para los meses de enero, abril, mayo, junio, julio, agosto, septiembre y octubre se tiene que la temperatura de punto de rocío es poco superior de 9,44 °C. En cambio, para febrero, marzo y diciembre se tiene un aumento a los 12,78 °C. Por último, en el mes de noviembre se obtuvo un valor de 12,22 °C.

Con la información proporcionada para las condiciones ambientales y condiciones de punto de rocío se pudo realizar el cálculo de calor con los parámetros de humedad específica y entalpía del aire seco. Estos parámetros se pueden ver en la tabla 5.1.

Para estimar el calor retirado del aire en este proceso, se puede utilizar la ecuación 3.3, la cual requiere como entrada las diferencias de entalpía del aire, la humedad relativa, caudal y volumen específico promedio. En las tablas 5.2 y 5.3 se presentan los valores de calor y consumo de energía para este proceso.

Para determinar el consumo eléctrico en kW la empresa cuenta con un factor de conversión que permite pasar de un valor de toneladas de enfriamiento a kW consumidos por el enfriador de agua. Según los datos de la empresa, este equipo presenta un rendimiento $0,55 \frac{\text{kW}}{\text{ton}}$. Además, la empresa reporta un costo de energía eléctrica de $0,09 \frac{\$}{\text{kWh}}$.

Por último, este equipo trabaja de manera continua, dado que es el encargado de entregar el aire a las condiciones necesarias a otras unidades manejadoras, las cuales proporcionan el suministro a los cuartos limpios y oficinas.

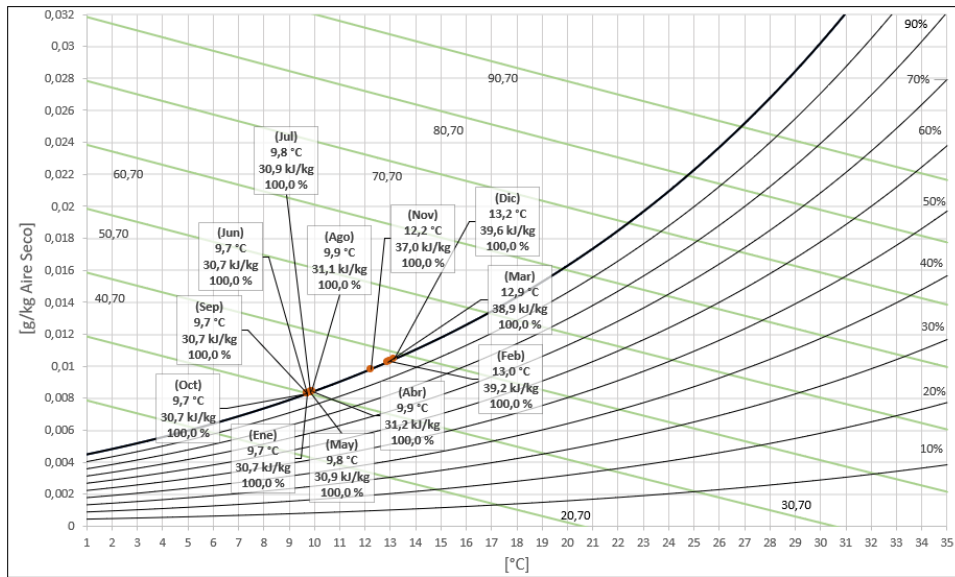


Figura 4.5: Carta psicrométrica de condiciones mensuales de punto de rocío para el 2020. Fuente: (Elaboración propia).

Cuadro 4.8: Tabla de factores operativos para el enfriador de agua. Fuente: (Elaboración propia).

Rendimiento	0,55 $\frac{\text{kW}}{\text{ton}}$
Costo de energía	0,09 $\frac{\$}{\text{kWh}}$
Operación diaria	24 h

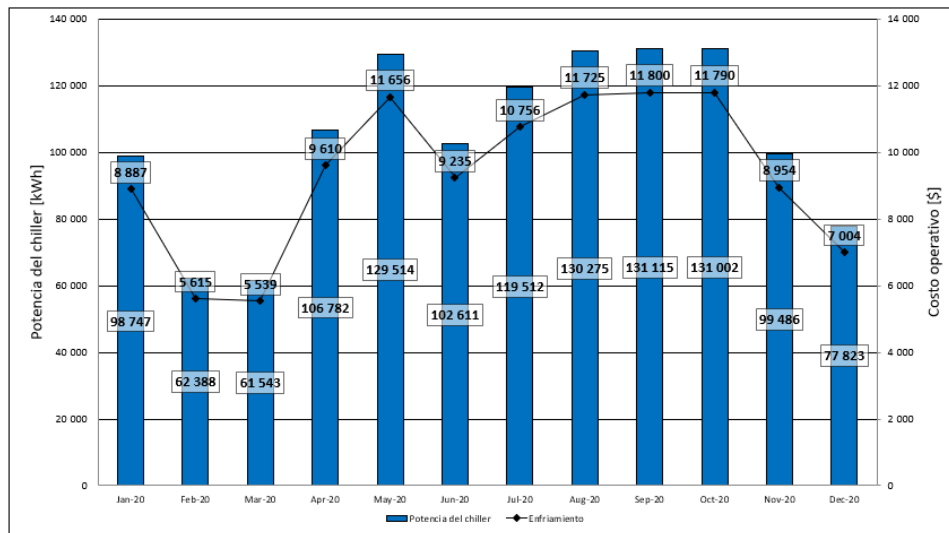


Figura 4.6: Consumo y costo energético para el proceso de enfriamiento y deshumidificación. Fuente: (Elaboración propia).

En la figura 4.6 se observa la distribución de consumo eléctrico y costo operativo mensual para el enfriador de agua o chiller. El mes con mayor consumo es el mes de octubre, con 131 002 kWh; no obstante, se vislumbra que los dos meses anteriores siguen la misma tendencia, dado que no presentan diferencias significativas. En la figura 4.3 se evidencia

que estos son los meses con mayor humedad relativa y menor temperatura del año 2020; por lo tanto, la carga latente en el aire será mayor ya que contiene más vapor de agua. En contraste, los meses con menor humedad relativa tienen un menor consumo de energía por enfriamiento y deshumidificación.

El proceso de calentamiento de los puntos de análisis 3 - 4 es conocido debido a las condiciones de suministro reportadas por la empresa. Estas condiciones del aire son monitoreadas a tiempo real y son controladas por medio del sistema de control. Los valores monitoreados son la temperatura de rocío y humedad relativa, las cuales son medidas a la salida del serpentín de calentamiento del equipo. Estas condiciones se pueden ver gráficamente en la figuras 4.7 y 4.8. Se observa que hay un aumento de la temperatura de suministro en los tres primeros meses del año; sin embargo, para los demás meses (a excepción de diciembre y noviembre) se presentan condiciones muy estables. En los meses que hay cambios mayores en la temperatura y humedad relativa, se debe al cambio de temperatura de punto de rocío del aire; en la figura 4.5 son los puntos que se encuentran por arriba de los 12 °C.

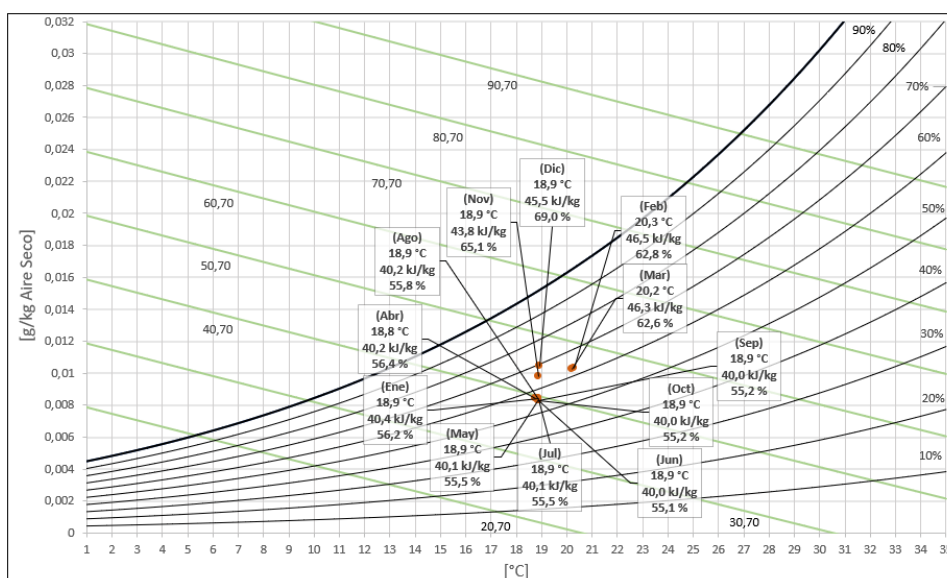


Figura 4.7: Carta psicrométrica de condiciones mensuales de suministro para el 2020. Fuente: (Elaboración propia).

Con los datos de las condiciones de punto de rocío y suministro se pudo realizar el cálculo de calor requerido para el calentamiento de aire para ese proceso. Para esto, fue necesario utilizar la ecuación 3.4, la cual se describe como un calentamiento sensible del aire. En las tablas 5.4, 5.5 y 5.6 se muestran los valores de consumo mensual del *Templifier* y su costo operativo, este mismo tiene un rendimiento más bajo en comparación al enfriador de agua; para este equipo se reportó un factor de $1,8 \frac{\text{kW}}{\text{ton}}$. Además, este opera de manera continua, es decir, 24 horas diarias durante todo el año.

A partir de estos datos, se puede divisar en la figura 4.9 la distribución del consumo y costo de energía eléctrica para el proceso de calentamiento del aire. Para el mes de enero se tiene el mayor consumo de energía; mientras que para los meses de noviembre y diciembre se tiene el menor consumo. En este caso, la tendencia del calentamiento está en función de la temperatura de rocío, esto se debe a que en la entrada del serpentín de calefacción

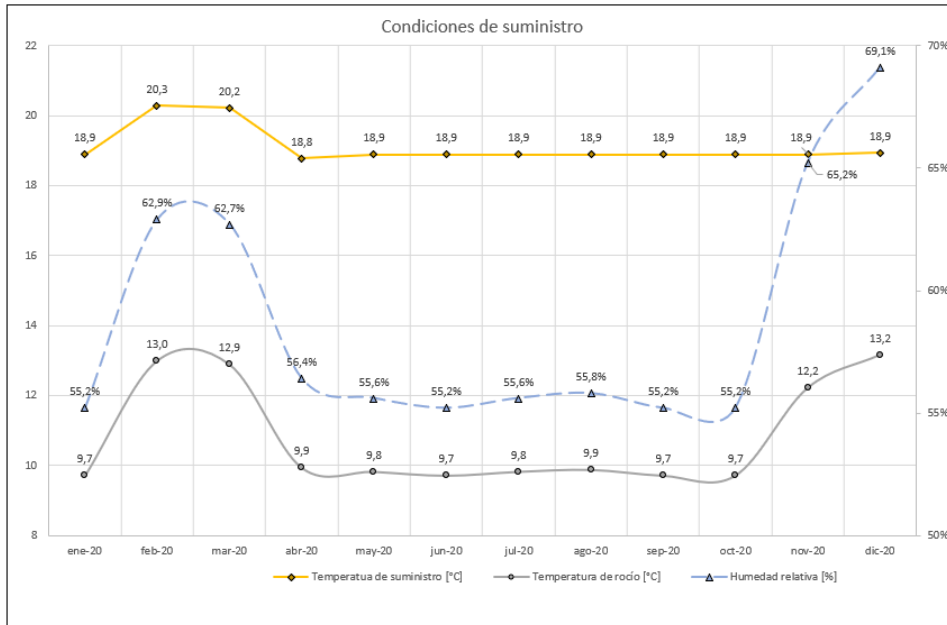


Figura 4.8: Distribución de condiciones mensuales de suministro para el 2020. Fuente: (Elaboración propia).

Cuadro 4.9: Tabla de factores operativos para el enfriador de agua. Fuente: (Elaboración propia).

Rendimiento	1,80 $\frac{\text{kW}}{\text{ton}}$
Costo de energía	0,09 $\frac{\text{\$}}{\text{kWh}}$
Operación diaria	24 h

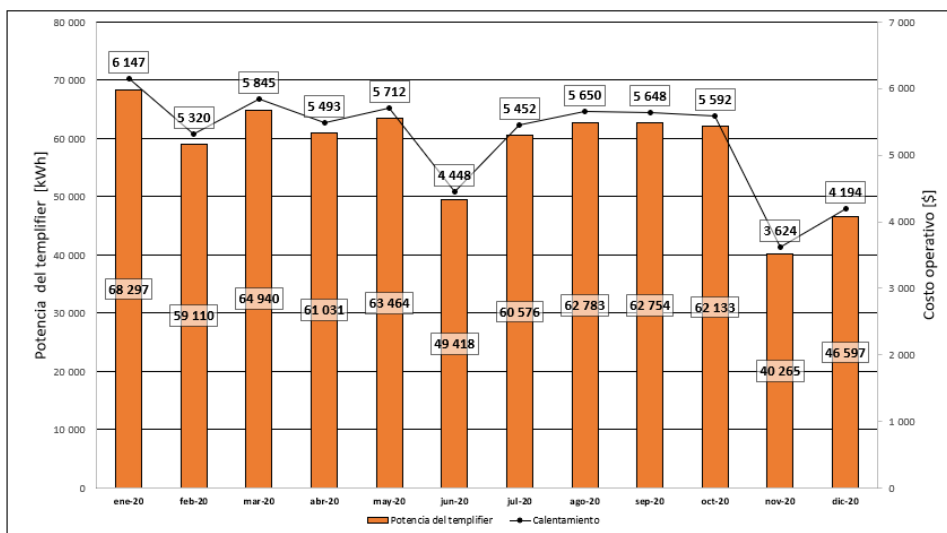


Figura 4.9: Consumo y costo energético para el proceso de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia).

el aire entra con está temperatura, por ende, si esta aumenta, el calor por calefacción será menor, reduciendo el consumo de energía.

4.3.2. Consumo de energía por el ventilador

En esta sección se presentan los resultados de potencia, consumo y costo de la energía para el ventilador. El cálculo de la potencia mensual para el ventilador se hizo utilizando las ecuaciones descritas por las leyes de ventiladores. Fue necesario conocer las condiciones nominales a las que fue dimensionado el ventilador; en la siguiente tabla se indican las condiciones nominales de flujo, presión estática y revoluciones del motor.

Cuadro 4.10: Condiciones nominales del ventilador. Fuente: (Elaboración Propia).

Flujo de aire - Q_0	1 722,5 $\frac{\text{m}^3}{\text{min}}$
Presión estática total - P_0	1 692,1 Pa
Velocidad rotacional del motor - N_0	826 RPM

Conociendo estas variables operativas, se utilizaron las ecuaciones 2.44 y 2.45 para estimar la nueva velocidad rotacional del motor y la presión estática del ventilador en las condiciones actuales. Estos valores se encuentran tabulados en la tabla 5.7, en donde se muestran las condiciones nominales y actuales para cada mes del año, las cuales son requeridas para la estimación de la potencia teórica del aire, utilizando la ecuación 2.47.

Por otro lado, fue pertinente definir la eficiencia de los diferentes componentes del ventilador, dado a que esto es requerido para estimar la cantidad de energía eléctrica en las condiciones actuales de operación. Los valores de eficiencia fueron tomados de un boletín técnico hecho por TRANE, donde se exponen las eficiencias comúnmente encontradas en este tipo de equipos. Para este caso, se debió tomar en cuenta la regulación de la velocidad del ventilador (Trane, 2017).

Cuadro 4.11: Eficiencia global del ventilador para la configuración actual. Fuente: (Trane, 2017).

Eficiencia por componente	
Abánico	71 %
Motor	95 %
Alimentación del motor	91 %
variador de frecuencia	96 %
Eficiencia general	59 %

En las tablas 5.7 y 5.8 se colocan los resultados de la aplicación de la ecuación 3.2.2, la cual proporciona un valor en unidades de caballo de potencia o HP que luego son convertidos a kW, este valor de energía dividido entre la eficiencia global del ventilador da como resultado la energía eléctrica requerida para la operación del motor eléctrico.

En la figura 4.10, se muestra el gráfico obtenido de los resultados para el consumo de energía en kWh y el costo de energía en dólares. En esta tendencia, se puede observar que los meses de mayor consumo por el ventilador son febrero, marzo y diciembre, los cuales presentan temperaturas de bulbo seco más altas y humedades relativas más bajas. La fluctuación de potencia del abanico se debe a que en los meses de baja humedad relativa, la mayor parte del calor es sensible, ocasionando un aumento en el flujo del ventilador para compensar esa carga por diferencia de temperatura. Por otra parte, el enfriador de agua debe consumir un poco más de energía para los meses con menor temperatura, pero con

mayor humedad relativa; esto se debe a que el equipo tiene que condensar más cantidad de vapor en el aire. La tendencia se puede observar en la figura 4.6.

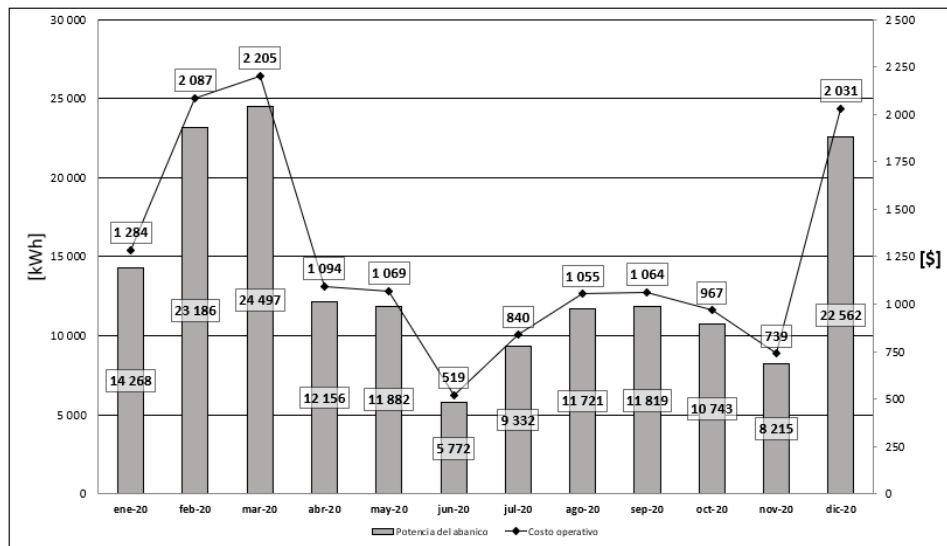


Figura 4.10: Consumo y costo energético para la operación del ventilador en el 2020 . Fuente: (Elaboración propia).

4.4. Consumo y costo energía

En esta sección se sintetizan los consumos y costos anuales para cada equipo involucrado en el acondicionamiento del aire para la configuración actual. Para ello, se tomaron como resultados los consumos y costos anuales de energía presentados en el apéndice A.1.

Con los datos obtenidos, se elaboró un gráfico de distribución de consumo de electricidad para cada mes operativo del año, el cual se puede ver en la figura adjunta 4.12. En promedio, se reportó un consumo de 176 526 kWh por año para la operación global actual del equipo, siendo mayo el mes de mayor consumo, mientras que para febrero tuvo lugar el menor consumo. Esto muestra de nuevo que los meses de con menor humedad relativa tienen la tendencia a usar menos cantidad de energía en el proceso. Si se observa la figura 4.3, en la carta psicrométrica los meses de febrero y marzo son los meses que requieren menos calor latente por el cambio de la humedad específica, en estos meses específicamente el retiro de masa de agua es menor, por lo que el enfriador de agua debe entregar menos energía para acondicionar el aire. Por otro lado, la alta temperatura de esos meses se regula con el flujo del ventilador, ocasionado que durante este periodo dicho flujo aumente.

Basado en los datos mensuales de consumo y costo de energía, se obtuvieron los datos anuales. Estos datos se calcularon para cada equipo analizado, chiller, *Templifier* y el ventilador. En las tablas 4.13 y 4.12 se muestran los valores correspondiente de consumo y costo operativo anual para el proceso de acondicionamiento actual en la MUA-02.

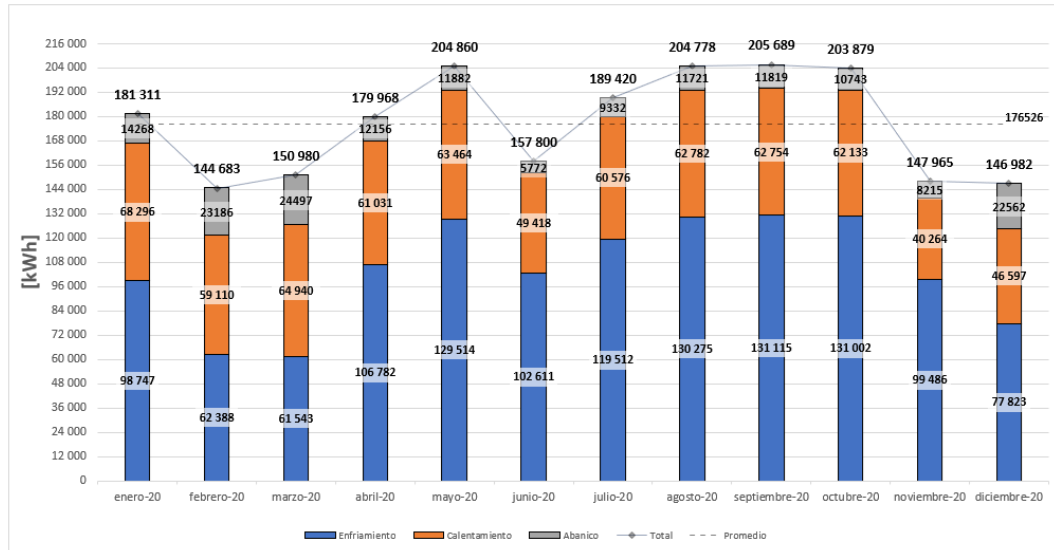


Figura 4.11: Distribución de consumo anual de energía para configuración actual. Fuente: (Elaboración propia).

Cuadro 4.12: Consumo anual de energía. Fuente: (Elaboración propia).

Equipo	Consumo anual de energía	
	[kWh]	Contribución
Enfriador de agua	1 250 799	59,0 %
<i>Templifier</i>	701 368	33,1 %
ventilador	166 153	7,8 %
Total	2 118 320	100 %

Cuadro 4.13: Costo operativo anual actual. Fuente: (Elaboración propia).

Equipo	Costo operativo anual	
	[\$]	Contribución
Enfriador de agua	112 572	59,0 %
<i>Templifier</i>	63 123	33,1 %
ventilador	14 954	7,8 %
Total	190 649	100 %

En las tablas 4.13 y 4.12 se tiene el valor correspondiente para cada uno de los equipos involucrados en el acondicionamiento del aire. La contribución es el porcentaje que aporta cada equipo del total de costo y consumo de energía. Es importante notar que, para el caso de la calefacción del aire, la cantidad de calor necesario es significativamente menor que la cantidad de calor necesario de extraer para el enfriamiento (ver tablas 5.37 y 5.16), lo cual demuestra que el equipo de calefacción realmente tiene una baja eficiencia, dado que su consumo de energía y costo operativo es similar al del enfriador de agua. En la tabla 4.14 se puede observar que el enfriamiento representa un 85,3 % del total; por otra parte, el calentamiento representa un 14,7 %, lo que evidencia una diferencia significativa entre cada uno.

Cuadro 4.14: Cantidad de calor usado en el proceso de acondicionamiento del aire. Fuente: (Elaboración propia).

Proceso	Consumo total	
	[kW]	Contribución
Enfriamiento	11 004	85,3 %
Calentamiento	1888	14,7 %
Total	12 892	100,0 %

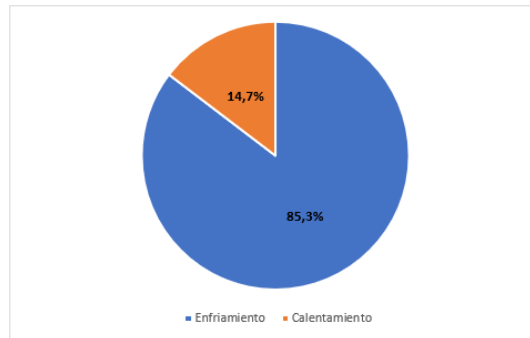


Figura 4.12: Calor anual requerido para cada proceso de acondicionamiento del aire. Fuente: (Elaboración propia).

En las figuras 4.36a y 4.36b se puede observar gráficamente el aporte de cada equipo en el costo y consumo de energía. Para ambos casos se vislumbra que el mayor aporte lo hace el enfriamiento y el menor lo hace el ventilador. Estos resultados permiten afirmar que realmente un proceso de recuperación de energía puede impactar significativamente el costo operativo. Además, se identifica que contar con un enfriamiento posterior del aire permite reducir la cantidad de energía consumida por el enfriador de agua; sin embargo, la aplicación de tecnologías también permite aprovechar este calor en la calefacción, permitiendo, a su vez, aumentar el ahorro en el acondicionamiento del aire.

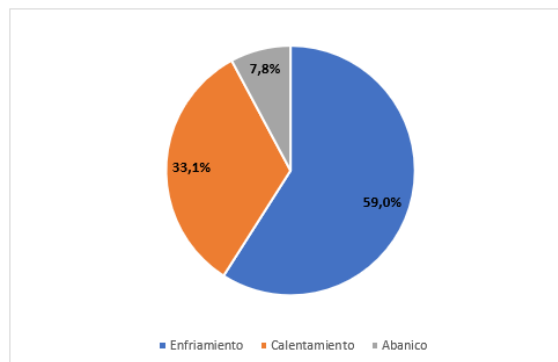


Figura 4.13: Consumo y costo de energía para operación actual del 2020. Fuente: (Elaboración propia).

4.5. Pérdida de presión

En este apartado se muestran los resultados de la estimación de pérdida de presión para el serpentín de enfriamiento y filtros de aire para el equipo actual. La descripción del método de cálculo y las ecuaciones utilizadas fueron descritas en las secciones 2.4.2 y 3.2.2, del marco teórico y metodología, respectivamente.

4.5.1. Pérdida de presión en el serpentín de enfriamiento

Para este caso, solo se calculó la caída de presión del serpentín de enfriamiento, el cual se encuentra en el módulo 3. Dentro de la documentación suministrada por la empresa, se tiene el detalle de cada módulo de la manejadora, donde se describen ciertos parámetros geométricos de los intercambiadores que utiliza. En la figura 5.1 del anexo A.1, se detalla que dicho módulo se compone de dos intercambiadores, los cuales poseen características iguales. En este mismo anexo, se encuentra la figura 5.4 que muestra las dimensiones principales del serpentín de enfriamiento.

Los resultados obtenidos provienen de la aplicación de las ecuaciones descritas en la sección del marco teórico 2.4.1, donde se describen cada uno de los parámetros que se requieren en el modelo para realizar el cálculo de pérdida de presión. Dentro de los datos geométricos requeridos están: las distancia entre aletas, espesor de aleta, diámetro del tubo, altura del intercambiador, longitud entre tubos, longitud transversal entre tubos y cantidad de filas. Estos datos fueron compilados en la tabla 4.15.

Cuadro 4.15: Datos geométricos del serpentín de enfriamiento. Fuente: (Elaboración propia).

Datos del intercambiador		
Parámetro	Valor	Unidades
Cantidad de aletas	12	fpi
	0,0833	ipf ²
Distancia entre aleta - s_f	0,0833	in
	2,11667	mm
Espesor de aleta - δ	0,002	in
	0,0508	mm
Diámetro el tubo - D_c	1 1/2	in
	38,1	mm
Altura	1300	mm
Longitud entre tubos - s_l	64	mm
Longitud transversal - s_t	105	mm
Cantidad de filas - N	10	—

En la ficha técnica reportada por la empresa, se indica que este módulo tiene una presión estática de 33,84 Pa, la cual representa una parte considerable de la presión estática total de diseño del equipo; esto se puede deducir de la densidad de aletas y la longitud transversal. Analizando estos datos, se deduce que el intercambiador opone gran resistencia al aire. Por otra parte, este módulo tiene la mayor capacidad de enfriamiento, lo que se debe mucho a su configuración geométrica, al contener una considerable cantidad de

²*inch per fins*: Se refiere a la distancia que existe entre cada aleta, es el valor inverso de la cantidad de aletas por pulgada.

aletas y filas de tubos hace que el área de contacto con el aire sea mayor, dando una mejor tasa de transferencia de calor, pero afectando directamente la estática del módulo.

Basados en los datos de la tabla 4.15, se obtuvieron valores constantes para la estimación de la pérdida de presión. Estos valores se pueden ver en la tabla 4.16, de modo tal que se mantienen constantes cuando el flujo de aire cambia; los valores que cambian con el flujo de aire son la velocidad máxima, número de Reynolds y el factor de fricción. Para validar el cálculo se determina la presión estática del serpentín con el valor nominal, es decir, con un flujo nominal de $1\,722\text{ m}^3/\text{min}$ con una densidad y viscosidad cinemática del aire a $20\text{ }^\circ\text{C}$ ($\rho = 1,204\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ y $\nu = 1,825 \times 10^{-5}\text{ }\frac{\text{kg}}{\text{m s}}$). Es importante mencionar que estos valores aplican para cada intercambiador, debido a que el módulo se compone de dos intercambiadores, el resultado de la pérdida de presión se multiplica por dos.

Cuadro 4.16: Resultado de cálculos de parámetros para estimación de pérdida de presión. Fuente: (Elaboración propia).

Valores calculados		
Parámetro	Valor	Unidades
Longitud característica - L	0,6400	m
Superficie total - S_{HE}	0,0114	m^2
Superficie sin aletas - S_{UF}	0,0002	m^2
Porosidad volumétrica - ϵ	0,8104	m^3
Superficie específica - S_V	801,96	m^2/m^3
Díametro hidráulico - D_H	0,0040	m

Cuadro 4.17: Caída de presión para flujo nominal del serpentín. Fuente: (Elaboración Propia).

Resultados con flujo nominal		
Parámetro	Valor	Unidades
Velocidad max - V_ϵ	3,28	m/s
Número de Reynolds - Re	874,58	—
Factor de fricción - ξ	0,164	—
pérdida de presión - Δp	167,8	Pa
	1,349	inwg

Se puede observar que la simulación con el flujo nominal da un resultado bastante aproximado con un 0,809 % de error; sin embargo, es crucial reiterar que utilizando este modelo existe aproximadamente 14 % de desviación con respecto a los datos del experimento. Por lo tanto, se debe considerar que los resultados también tendrán un sesgo; no obstante, el modelo permite determinar con mayor exactitud el orden de magnitud del cambio de los valores de presión estática para diferentes flujos.

Con los datos de flujos mensuales se procedió a realizar el cálculo de la presión estática para cada mes del año. Los resultados de este cálculo se pueden observar en la tabla 4.18, donde se obtienen las presiones estáticas para cada mes del año.

Cuadro 4.18: Simulación de presión estática para el serpentín de enfriamiento. Fuente: (Elaboración Propia).

Simulación de pérdida					
Mes	Flujo [m ³ /min]	V_{max} [m/s]	Re	ξ	Δp [Pa]
ene.-20	1054	2,02	537,9	0,204	79,3
feb.-20	1282	2,45	654,2	0,185	106,1
mar.-20	1262	2,42	644,1	0,186	103,6
abr.-20	1010	1,93	515,5	0,209	74,6
may.-20	991	1,90	506,0	0,212	72,6
jun.-20	788	1,51	402,2	0,244	52,9
jul.-20	946	1,81	483,0	0,217	68,0
ago.-20	987	1,89	503,7	0,212	72,1
sep.-20	1001	1,92	510,7	0,210	73,6
oct.-20	959	1,83	489,3	0,216	69,2
nov.-20	886	1,70	452,4	0,226	62,0
dic.-20	1270	2,43	648,3	0,186	104,6

4.5.2. Pérdida de presión en los filtros de aire

Para el módulo de los filtros se corre la simulación de la caída de presión usando la teoría de la sección 2.4.2. Para dicho módulo, el área del medio filtrante corresponde a 13,8 m². Debido a la configuración de los filtros mencionados anteriormente, se tomó de la tabla 2.2 el tipo de medio filtrante número 16, el cual representa una configuración cercana al tipo de filtro que posee la manejadora de aire. Estos filtros, por lo general, son contruidos por diferentes capas de fibra de vidrio soportadas por estructuras de aluminio. Por lo tanto, se obtuvo como coeficiente de resistencia $a_r = 13,185$ y $b_r = 93,741$. Basado en el flujo volumétrico nominal de la máquina se procedió a realizar el cálculo de la pérdida de presión por los filtros para un flujo nominal.

Cuadro 4.19: Resultado de presión estática para flujo nominal. Fuente: (Elaboración Propia).

Resultado con flujo nominal		
Parámetro	Valor	Unidades
Flujo de aire	1 722	m ³ /min
	28,71	m ³ /s
Área de medio filtrante - A_m	13,80	m ²
Velocidad de cara - U_m	2,08	m/s
Pérdida de presión - Δp	433,20	Pa
	1,74	inwg

Con los resultados de la tabla 4.19, se pudieron realizar las iteraciones de la pérdida de presión para cada mes con su respectivo flujo de aire. Por otra parte, la simulación realizada posee una desviación del valor original reportado por la ficha técnica del equipo; para este caso, la pérdida de presión reportada es de 393,2 Pa. Con este dato se pudo ver que existe un porcentaje de error entre el valor calculado y el valor real, el cual es de 10,13%. El error reportado es significativamente grande en comparación con el porcentaje obtenido en la sección anterior; no obstante, el modelo permitió calcular un valor cercano en orden de magnitud que, a su vez, da la posibilidad de tener un modelo de cómo cambia

la pérdida de presión con el caudal.

Cuadro 4.20: Simulación de pérdida de presión para los filtros de aire. Fuente: (Elaboración Propia).

Simulación de pérdida			
Mes	Flujo de aire [m ³ /s]	velocidad de cara [m/s]	Δp [kPa]
ene.-20	17,656	1,279	170,32
feb.-20	21,474	1,556	247,50
mar.-20	21,142	1,532	240,22
abr.-20	16,922	1,226	157,12
may.-20	16,611	1,204	151,69
jun.-20	13,201	0,957	98,40
jul.-20	15,855	1,149	138,89
ago.-20	16,536	1,198	150,39
sep.-20	16,764	1,215	154,35
oct.-20	16,063	1,164	142,35
nov.-20	14,850	1,076	122,73
dic.-20	21,280	1,542	243,23

4.6. Revisión de tecnologías

En este segmento se profundiza en la bibliografía para las diferentes tecnologías de recuperación de calor. Para esto, fue necesario estudiar el equipo con el objetivo de comprender su funcionamiento y sus diferentes módulos. Esta información permitió enfocarse en sistemas específicos que se podrían implementar en la manejadora.

Los sistemas de recuperación de energía permiten desplazar el calor de un punto a otro, en función de la necesidad de la operación. En el caso de la manejadora que se está analizando, el calor recuperado se debe utilizar en el mismo sentido del flujo de aire. Esta condición operativa limita la cantidad de tecnologías que aplican para la solución; por lo tanto, se buscaron soluciones basadas en donde el calor pueda ser desplazado desde la entrada del aire hasta el suministro.

La implementación de sistemas de recuperación de calor en la ventilación de los edificios puede utilizar dispositivos como ruedas entálpicas, intercambiadores de placas, tubos de calor, sistemas de *Run-around* y bombas de calor. Cada equipo de recuperación de calor tiene sus propias aplicaciones, como también sus ventajas y desventajas. Sin embargo, las facilidades del edificio y el equipo son los criterios que más influyen en la selección del tipo de recuperación de calor que se requiera instalar; por este motivo, es importante conocer cuáles son las mayores implicaciones del caso de estudio. Se debe tener en cuenta que las manejadoras de aire son los equipos que pueden significar el mayor aporte de ahorro de energía tanto como fuente primaria, así como una gran porción del ahorro energético total (Zender-Świercz, 2021).

En general, se pueden clasificar estos sistemas como: *recuperación de calor sensible* y *recuperación de calor entálpico*. Los dispositivos que funcionan con recuperación entálpica son capaces de poder realizar cambios en la humedad específica del aire, mejorando la capacidad de recuperar mayor porción de la energía térmica por la carga mojada del sistema

de ventilación, dado que realizan un cambio en la temperatura y humedad específica del aire. Por otro lado, los sistemas que pueden extraer calor sensible tienden a tener una menor efectividad, siendo más ineficientes en su operación. La rueda entálpica, por ejemplo, es un dispositivo entálpico que puede operar con una efectividad de 80 %, por lo contrario de un sistema como el un run - around, que puede operar un rango de efectividad entre 50 % a 60 % (Mardiana-Idayu y Riffat, 2012).

En este caso de estudio, se pretende recuperar calor del aire exterior para usarlo en el proceso de calentamiento. El objetivo consiste en pre-enfriar el aire antes del serpentín principal de enfriamiento, lo cual se quiere realizar por medio de un intercambiador de tubos con aletas y, en el caso del calentamiento, se remplaza el intercambiador actual por otro serpentín de tubos con aletas, el cual entrega el calor recuperado en la fase de pre-enfriamiento.

El tipo de construcción de estos equipos se hace de manera modular, es decir, el montaje del equipo puede hacer mediante la conexión de cada módulo. Al ser un sistema modular permite que alguno de sus módulos pueda ser remplazado por uno nuevo, lo que proporciona la facilidad de realizar mejoras al equipo para aumentar su eficiencia. Al tener esta oportunidad de modificación, permite tener una guía de la investigación a sistemas de recuperación de calor que puedan ser suplantados por algún módulo en específico.

La propuesta realizada es intercambiar los módulos 2 y 4, donde se coloquen los dispositivos de intercambio de calor. Para este estudio que se trata de una extracción de calor sensible, los intercambiadores de calor de tubos con aletas son los dispositivos que más se adecuan a la configuración actual del equipo. De la revisión bibliográfica realizada, se encontraron dos tecnologías que se pueden implementar como mejoras, estos sistemas son los tubos de calor y run-around. De la investigación realizada, se tomaron en cuenta ciertas características como: efectividad del sistema, velocidad promedio del aire, condiciones de operación, flujo de aire, entre otros aspectos técnicos. Esta información se documenta en las siguientes secciones donde se exponen los diferentes aspectos para la tecnologías de tubos de calor y *Run-Around*.

4.6.1. Tubos de calor

La implementación de los tubos de calor en sistemas de recuperación de calor es cada vez es más frecuente, debido a su sencillo diseño dimensional. Al ser un dispositivo que usa un esquema de fluido bifásico para el transporte del calor de un punto a otro, permite que el sistema no cuente con alguna bomba o parte móvil para la transferencia de energía. Por otra parte, al ser un dispositivo totalmente hermético permite que no haya contaminación cruzada entre los flujos de aire, asegurando que no haya un intercambio de partículas o agentes que puedan contaminar el aire de suministro. Estos aparecen como una solución viable por su facilidad en la manufactura y su bajo costo en mantenimiento. Sin embargo, se debe tener en cuenta que los tubos de calor logran su desempeño óptimo cuando el aire fresco tiene un temperatura cercana a la temperatura de trabajo del fluido que está contenido dentro (Zender-Świercz, 2021).

En una configuración típica de un serpentín de tubos de calor se puede alcanzar aproximadamente una efectividad del 50 %, con pérdidas pequeñas de presión. No obstante, la efectividad de la transferencia de calor puede ser afectada cuando aumente o disminuya el flujo de aire y, también, cuando el contacto entre las aletas y los tubos no es el adecuado

(Mardiana-Idayu y Riffat, 2012).

Las configuraciones más tradicionales son: tubos de calor oscilantes y por circuito cerrado. Los tubos de calor constan de un circuito cerrado en donde el movimiento es generado por el cambio de fase, no requiere de una bomba para mover el fluido, sino que por su misma diferencia de densidades comienza a moverse hasta completar el ciclo (Zender-Świercz, 2021). Por otra parte, los tubos de calor por circuitos cerrados se caracterizan por tener un funcionamiento similar a un circuito de termosifón; no obstante, se puede trabajar en contra de la gravedad, esto ya que el evaporador del sistema se encuentra por arriba del condensador (Celsia, 2021).

Las configuraciones más comunes para este tipo de manejadoras de aire son los sistemas envolventes o *Wrap Around*, que se caracterizan por envolver el serpentín. Este sistema se compone de varias filas de tubos de calor en forma de “U”, donde en cada extremo se encontrará la zona del evaporador o la zona del condensador, dependiendo de la configuración de operación. Para este diseño se utilizan tubos de calor por circuito cerrado, es decir, que el fluido se mueve de cada zona respectivamente, dependiendo de los diferenciales de presión. En la figura 4.14 se puede observar un ejemplo de un sistema *Wrap Around* con tubos de calor, en ellos los tubos envuelven al serpentín de interés; para el caso de este proyecto, el serpentín de enfriamiento del equipo.

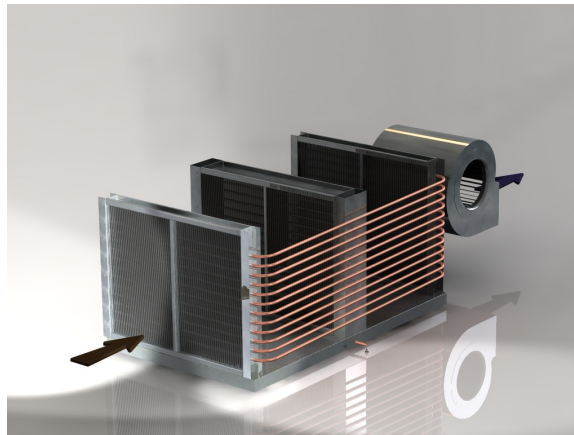


Figura 4.14: Tubo de calor por circuito. Fuente: (SPC, 2016).

4.6.2. *Run-Around*

La recuperación de calor por este método se caracteriza por ser un sistema que funciona con un flujo que es constantemente bombeado. El *Run-Around* hace referencia a un circuito de bombeo que consta de dos intercambiadores de calor, uno que extrae energía del medio con mayor temperatura para luego transferirlo hacia el medio de menor temperatura. Este tipo de sistema puede alcanzar rangos de efectividad 45 % a 65 % (Mardiana-Idayu y Riffat, 2012).

En la figura 4.15 se muestra un esquema de un sistema *Run-Around*. Para mantener el sistema en funcionamiento se puede utilizar una bomba para mover el fluido de trabajo, el cual es el encargado de mover el calor de un punto a otro, de modo que requiere una potencia externa para mover el fluido. No obstante, la potencia requerida por

bombeo posiblemente será menor que la potencia requerida para la circulación del aire (Zender-Świercz, 2021).

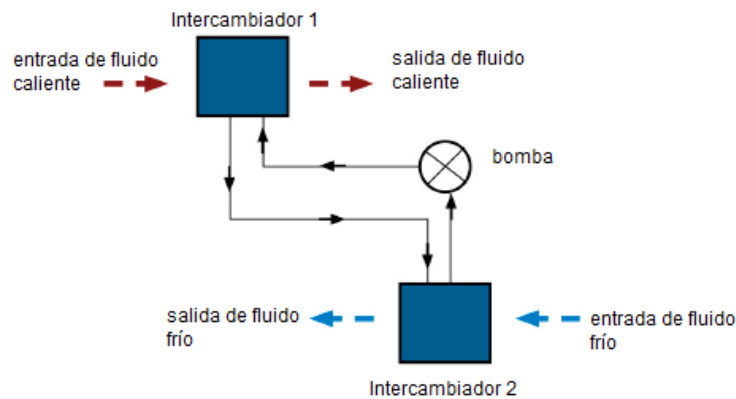


Figura 4.15: Descripción de sistema Run-Around. Fuente: (Mardiana-Idayu y Riffat, 2012).

Para el *Run-Around* la recuperación de energía proviene de una fuente de calor sensible. Este depende de las condiciones ambientales en donde se desea aplicar, dado a que su tasa de transferencia de calor depende de la temperatura ambiental del aire. Al colocar intercambiadores de calor se suma una resistencia del flujo de aire en el sistema de ventilación por lo que es necesario aumentar la presión estática del aire para mantener la cantidad de flujo de calor requerido (Mardiana-Idayu y Riffat, 2012).

4.6.3. Comparación de tecnologías

Basado en el estudio realizado por los autores Mardiana-Idayu y Riffat (2012), y Zender-Świercz (2021) se confeccionó la tabla 4.21 comparativa con diferentes criterios a evaluar para las dos tecnologías anteriormente descritas. Para el año 2012, según Mardiana-Idayu y Riffat el porcentaje de estudios orientados a la recuperación de calor con estos sistemas tenía un alto porcentaje de publicaciones, siendo que del total de publicaciones realizadas sobre estudios de recuperación de calor, los tubos de calor tenían 36 %, Rueda entálpica 21 % y Run-Around de 3 %. Parte de estas investigaciones se basan en las tecnologías más comúnmente utilizadas en la industria. Es necesario mencionar que muchas de las tecnologías señaladas en estos artículos no son aplicables para el tipo de solución de este caso de estudio.

Para este caso, las tecnologías de *Run-Around* y *Wrap Around* con tubos de calor, tienen las características más adaptables al equipo, debido a su configuración y funcionamiento. Sobre el *Run-Around*, es un sistema que permite mover el calor de un serpentín a otro en distancias considerablemente más largas que los tubos de calor, siempre y cuando la tubería este aislada del ambiente. Por otro lado, los tubos de calor se ven limitados por la distancia a la que se encuentra la fuente de calor y la disipación del mismo, esto debido a que conforme aumenta la distancia, aumentan las pérdidas de presión por fricción, por lo que distancias muy extensas podrían comprometer el funcionamiento de los tubos de calor.

En cuanto a fluidos de trabajo, los tubos de calor poseen una gama más amplia, dado que pueden operar bajo condiciones de vacío, disminuyendo la presión de vapor que, por consecuencia hace decaer la temperatura del punto de evaporación del fluido, permitiendo

que a temperatura ambiente el fluido de trabajo pueda cambiar de fase. Esto hace que los tubos de calor puedan tener una variedad más amplia de fluidos de trabajo, inclusive abre la posibilidad de poder utilizar refrigerantes por sus propiedades termodinámicas. En cambio, el *Run-Around* solo puede trabajar con líquidos, esto se debe a que dicho sistema utiliza una bomba hidráulica que se encarga de impulsar el fluido por la tubería y los intercambiadores de calor; por lo general, este tipo de sistemas utilizan agua o etilenglicol dependiendo de la temperatura del medio de donde se recupere calor (Zender-Świercz, 2021).

La efectividad de ambos sistemas tiene rangos muy similares, donde, según la investigación realizada por (Mardiana-Idayu y Riffat, 2012) estos rangos de efectividad no superan el 65 %. Este valor dependerá del diseño de los intercambiadores (tipos de aletas, cantidad de aletas, filas de tubos y fluido de trabajo); por ende, la efectividad es un parámetro que está en función del diseño o dimensionamiento realizado del sistema.

Otros factores como la velocidad de cara y la pérdida de presión en intercambiadores juegan un papel importante en tanto afectan el funcionamiento del ventilador; por ello, en este tipo de sistemas de recuperación se debe contemplar la caída de presión que agregan los intercambiadores. La modificación en la presión estática está directamente relacionada con el consumo del ventilador, por ende, si se aumenta la estática es probable ver un aumento en el consumo eléctrico de este equipo.

Por otra parte, en el estudio realizado por Mardiana-Idayu y Riffat (2012) se puede observar que los sistemas con menor eficiencia son los que se componen por los tubos de calor. No obstante, la eficiencia de un equipo no determina su aplicación en una circunstancia dada, esto porque se debe analizar los componentes de los equipos que puedan tener un consumo significativo de energía. Por ejemplo, se puede identificar que en los dos equipos estudiados se necesita un aumento en la presión del flujo de aire y una determinada velocidad para que pueda funcionar de manera óptima. Este cambio en la velocidad y presión significa también un cambio en el consumo de potencia del motor del sistema de ventilación, por lo que el consumo energético por ventilación sufrirá un cambio, consumiendo más o menos energía dependiendo de la configuración. Esto muestra que los aspectos técnicos de cada sistema juegan un papel crucial en la selección de los sistemas que se desean utilizar. Un ejemplo claro son los tubos de calor; aunque su eficiencia sea más baja, según dicho estudio, el equipo debe tener una alta rentabilidad por su bajo costo, al no necesitar de equipo extra y su poca necesidad de mantenimiento para funcionar. Estas características hacen que sea un equipo bastante atractivo, tanto para la reducción de consumo energético como para el ahorro económico en las empresa por mantenimiento.

En contraste con el estudio realizado por Mardiana-Idayu y Riffat en el 2012, en un estudio reciente hecho por Zender-Świercz que se publicó el 22 de marzo del 2021, se expone que la eficiencia de los tubos de calor se aproxima al 80 %. Esto demuestra la posibilidad de crecimiento tecnológico en este tipo de sistemas de recuperación de calor.

Comparando los valores de efectividad de las tabla 4.21, se evidencia que hay un aumento en los recuperadores de calor basados en tubos de calor y el sistema *Run-Around*. Esto ha llevado a empresas a realizar investigaciones sobre nuevas aplicaciones de los tubos de calor y sistemas *Run-Around* como nuevas alternativas de ahorro de energía en sistemas de aire acondicionado.

Cuadro 4.21: Tabla comparativa entre tecnologías. Fuente: (Mardiana-Idayu y Riffat, 2012) y (Zender-Świercz, 2021).

	Tubos de calor	Run around
Arreglo de flujo principal de aire	Contraflujo y flujo paralelo	Contraflujo y flujo paralelo
Efectividad	45 % - 55 %	45 % - 65 %
Velocidad de cara [m/s]	2 - 4	1,5 - 3
Caída de presión [Pa]	25 - 370	100 - 500
Rango de temperaturas [°C]	-40 a 35	-45 a 500
Tipo de recuperación	Calor sensible	Calor sensible
Regulación de rendimiento térmico	Cambio de caudal de aire.	Cambio en el caudal de aire y agua.
Contaminación cruzada	No	No
Equipos secundarios	No requiere equipo adicional.	Requiere de un sistema de bombeo, tanque de presurización, tuberías de suministro, filtros de agua y variador de frecuencia.
Tipos de fluidos de trabajo	Agua, CO ₂ y refrigerantes usados en sistemas de expansión directa.	Agua y etilenglicol.
Instalación	Consta de un solo bloque. Pueden apilarse verticalmente en un mismo módulo.	Se constituye de varios componentes: dos serpentines, bomba, tanque de expansión, filtros, sistema de control variador de frecuencia y la tubería con sus respectivos accesorios.
Ventajas	No necesita equipos extra, compacto se puede colocar en edificios naturalmente ventilados, totalmente reversibles, mantenimiento sencillo, no contaminación cruzada.	Los ductos de aire pueden ser colocados separados, no contaminación cruzada, facilidad de instalación, puede mover el calor distancias largas.
Desventajas	El control del dispositivo es más complejo y caro. La instalación puede ser más compleja debido a que el sistema no es modular.	El control del equipo es menos complejo. Sus instalación es más sencilla dado a que el equipo está conformado por varios módulos.

4.7. Dimensionamiento

4.7.1. Tubos de calor

En la siguiente sección se presentan los resultados del dimensionamiento del sistema de tubos de calor para el equipo actual. Este proceso se llevó a cabo mediante la metodología descrita en la sección 3.2.

En primer lugar, se determinaron las dimensiones y el espacio disponible en la MUA para la instalación del sistema de recuperación, esta información se obtuvo de los planos reportados por la empresa, los cuales se muestran en las figuras 5.1 y 5.2. En estos planos se detallan las dimensiones de ancho, alto y largo de cada módulo. Para este caso de estudio, los módulos de interés son los que contienen los serpentines, dado que representan el espacio disponible para la instalación; cada uno de dichos módulos poseen las mismas dimensiones.

Con las dimensiones detalladas en la tabla 4.22, se realizó una selección del sistema de recuperación, tomando en cuenta que no exceda las dimensiones indicadas. Para esta selección, el fabricante cuenta con guía donde se muestran cuales son las dimensiones principales de todo el sistema.

Cuadro 4.22: Dimensiones de los módulos de los serpentines. Fuente: (Elaboración propia).

Dimensión	Valor
Altura	2,75 m
Largo	0,75 m
Ancho	4,41 m
Espesor de pared	66,80 mm

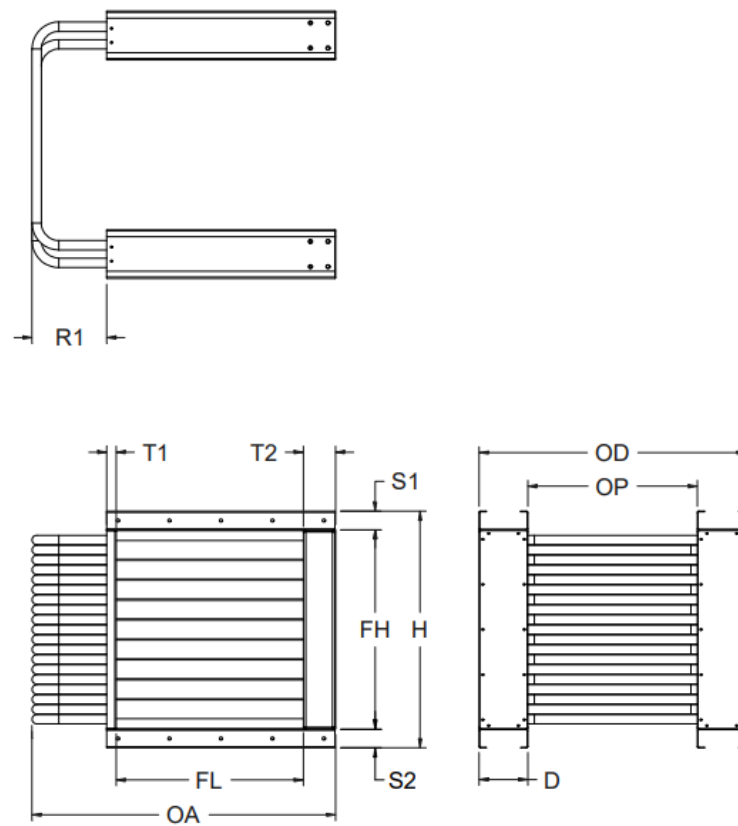


Figura 4.16: Diagrama de dimensiones para el sistema de tubos de calor. Fuente: (Colmac Coil Manufacturing Inc., 2015b).

En la figura 4.16 se muestran las dimensiones más críticas consideradas para el proceso de selección, las cuales son OA , H , OP , FL y HL . La longitud OA representa la longitud general del sistema, la cual contempla la dimensión FL , que es el largo del área aleteada. OP es el espacio disponible entre cada intercambiador, por ende, este debe ser dimensionado en función del intercambiador actual que posee la manejadora; según los datos proporcionados por la ficha técnica este intercambiador, tiene una longitud de 45,72 cm. Por otra parte, H representa la altura total del sistema, donde ya se contempla FH , que es la altura del área aleteada. Las demás dimensiones mostradas en la figura 4.16 son generadas por los anteriores parámetros geométricos y variables de diseño de capacidad

térmica, por ejemplo, el área aletada.

Basado en las dimensiones de espacio disponible se obtuvo la configuración geométrica del sistema de recuperación. Como referencia, se puede utilizar la figura 4.14 como diagrama del sistema a implementar. Los resultados de la configuración geométrica del sistema se exponen en la tabla 4.23.

Cuadro 4.23: Las dimensiones del sistema de *Wrap around* con tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).

Dimensión	Valor
H	2,67 m
FH	2,57 m
FL	4,06 m
OA	4,33 m
R1	15,24 cm
OP	50,80 cm
OD	1,12 m
S1	50,80 mm
S2	50,80 mm
T1	88,90 mm
T2	88,90 mm
D	30,50 cm

Aunado a esto, se identifica que las dimensiones OA y H son ligeramente más pequeñas en comparación a las dimensiones de ancho y alto del módulo. Se realizó de esta forma para asegurar un espacio de trabajo para la instalación del sistema; en este caso, se buscó tener un espacio mínimo de 3 pulgadas para la instalación del equipo. Además, por otra parte, se pretende que el sistema quede totalmente dentro del gabinete de la manejadora con el fin de proteger el mismo.

La definición de las dimensiones del sistema se ejecutó en paralelo al diseño térmico, en el cual entran parámetros como el tipo de refrigerante, tipo de aletas, cantidad de aletas, cantidad de filas de tubos y las dimensiones del área aletada; es importante mencionar que la cantidad de filas de tubos y el área aletada se aplica para ambos intercambiadores. Las iteraciones fueron realizadas para cada uno de los meses del año con datos psicrométricos de condiciones ambientales y de suministro, con estas iteraciones se obtuvo un rendimiento térmico aceptable; como resultado, el sistema debe contar con cinco filas de tubos de calor y un área aletada con dimensiones de 160 x 101,25 [in].

Para el intercambiador de calor de la zona del evaporador, se tiene una densidad de aletas de 8 fpi utilizando el patrón tipo "Waffle", que debido a sus ondulaciones, ayudan a mejorar el rendimiento térmico del serpentín. Por otro lado, para el intercambiador de calor en la zona del condensador, la densidad de aletas es de 7 fpi, utilizando el mismo patrón que en el primer intercambiador; en este caso, se utilizó menor cantidad de aletas para bajar la efectividad del sistema debido a que puede realizar un sobre calentamiento que represente un costo operativo más alto. Con los datos mencionados anteriormente, el programa de selección arrojó como resultado el flujo de calor, caídas de presión y condiciones del aire a la salida de cada intercambiador. En las tablas 4.24 y 4.25 se exponen los resultados del proceso de selección del sistema. Estos datos fueron utilizados para la

estimación de energía ahorrada por recuperación y el consumo energético del ventilador, basado en la caída de presión estática del mismo.

Cuadro 4.24: Resultados de selección para el serpentín de la zona del evaporador. Fuente: (Elaboración propia).

Zona de evaporador				
Mes	Calor recuperado [BTU/h]	T ₃ [°C]	ϕ_3 [% HR]	Pérdida de presión [Pa]
Enero-20	184,16	19,17	0,982	38,82
Febrero-20	174,28	20,39	0,812	49,77
Marzo-20	177,50	20,50	0,769	48,52
Abril-20	185,57	19,89	0,983	36,33
Mayo-20	189,87	20,17	0,989	35,83
Junio-20	156,83	20,44	0,99	27,37
Julio-20	177,31	19,94	0,99	34,34
Agosto-20	182,34	19,89	0,989	36,33
Septiembre-20	188,63	19,89	0,99	36,33
Octubre-20	183,08	20,00	0,991	35,09
Noviembre-20	137,30	20,67	0,992	3,23
Diciembre-20	159,54	20,00	0,931	50,27

Cuadro 4.25: Resultados de selección para el serpentín de la zona del condensador. Fuente: (Elaboración propia).

Zona de condensador				
Mes	Calor recuperado [BTU/h]	T ₄ [°C]	ϕ_4 [% HR]	Pérdida de presión [iwg]
Enero-20	189,88	17,50	0,982	45,54
Febrero-20	169,23	19,44	0,812	57,48
Marzo-20	177,19	19,44	0,769	55,99
Abril-20	208,07	18,72	0,983	43,30
Mayo-20	246,11	19,89	0,989	44,04
Junio-20	213,98	19,89	0,99	32,85
Julio-20	231,94	19,56	0,99	42,05
Agosto-20	247,45	20,00	0,989	45,04
Septiembre-20	260,27	20,06	0,99	45,29
Octubre-20	252,24	20,11	0,991	43,80
Noviembre-20	191,08	20,61	0,992	39,81
Diciembre-20	156,10	19,17	0,931	58,23

Para el caso de los tubos de calor, el fabricante dió una sola opción para el material de las aletas, por lo que para este sistema las aletas son de una aleación de aluminio 1100. Por otra parte, en el caso de los refrigerantes se pueden seleccionar distintas opciones como R134a, R124a, dióxido de carbono y agua. Realizando las iteraciones, se determinó que el tipo de refrigerante no influye significativamente en la capacidad térmica del serpentín, por ende, la selección del fluido de trabajo fue en función de la aplicación que se está analizando. Debido a que se trata de una industria de manufactura de dispositivos médicos, se decidió utilizar como refrigerante el agua, esto para prevenir en caso de que se presente alguna fuga, no se impacte la producción en los cuartos limpios.

4.7.1.1 Consumo de energía tubos de calor

Basado en los datos proporcionados en la sección de dimensionamiento, se realizó el cálculo del nuevo consumo de energía del equipo con la implementación del sistema. Los resultados de los cálculos de flujo calor se pueden consultar en el apéndice A.2. Para el análisis de los puntos de operación, se confeccionaron dos cartas psicrométricas de los puntos reportados en las tablas 4.24 y 4.25.

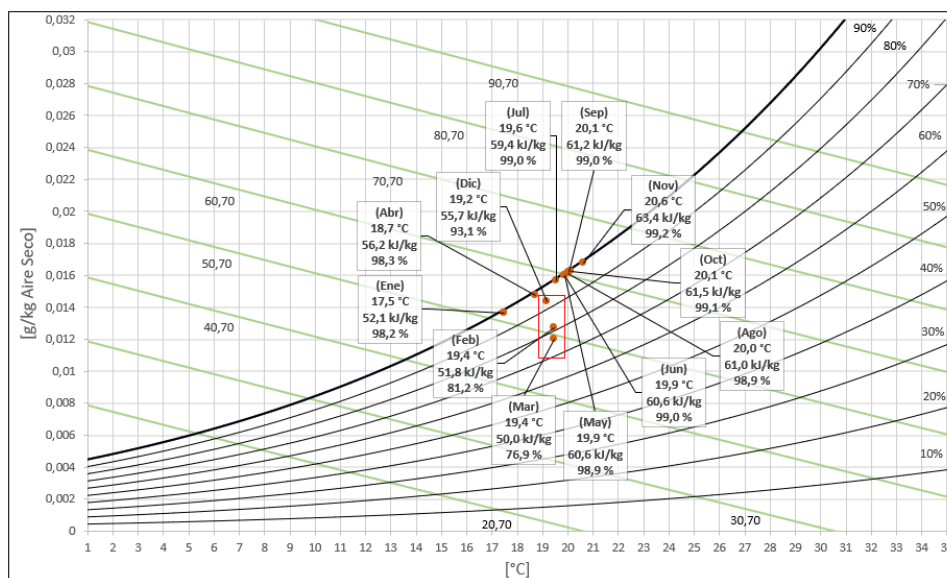


Figura 4.17: Condiciones psicrométricas de salida del aire en el serpentín de la zona del evaporador. Fuente: (Elaboración propia).

En la figura 4.17 se detalla que en la mayoría de los meses el serpentín puede llevar al aire cercano al punto de saturación, es decir, que para estos meses el intercambiador del módulo 3 debe solo encargarse del proceso de extracción de masa de agua en el aire. Para los meses encerrados en los cuadros rojos, se observa que están más alejados de la línea de saturación, por lo que en el módulo 3 se debió ayudar con la disminución de la capacidad sensible del aire, y aparte, la extracción de vapor de agua.

Por otra parte, en la figura 4.18 se tienen las condiciones a la salida del serpentín de la zona del condensador de los tubos de calor, para este caso se tuvo una distribución de puntos operativos entre temperaturas de 66 °C a 69 °C y humedad relativa entre 50 % a 68 %; esto genera una banda operativa que se encuentra delimitada por las líneas de temperatura de bulbo seco y las líneas de humedad relativa, las cual se ven representadas en color rojo.

Las temperaturas de salida del serpentín de la zona del condensador son mayores al promedio reportado por la empresa durante el ciclo de operación del año 2020. Esto muestra que si se mantienen dichas condiciones el sistema de aire acondicionado debe atender ese sobre calentamiento, lo cual deviene en un costo futuro asociado al enfriamiento del aire.

Basado en los resultados de la selección, se obtuvieron los ahorros por el sistema y los consumos asociados al acondicionamiento del aire en el equipo. Los valores obtenidos de la ejecución de la metodología fueron los valores mensuales de ahorros y de consumo, tanto

para la energía como para el costo operativo.

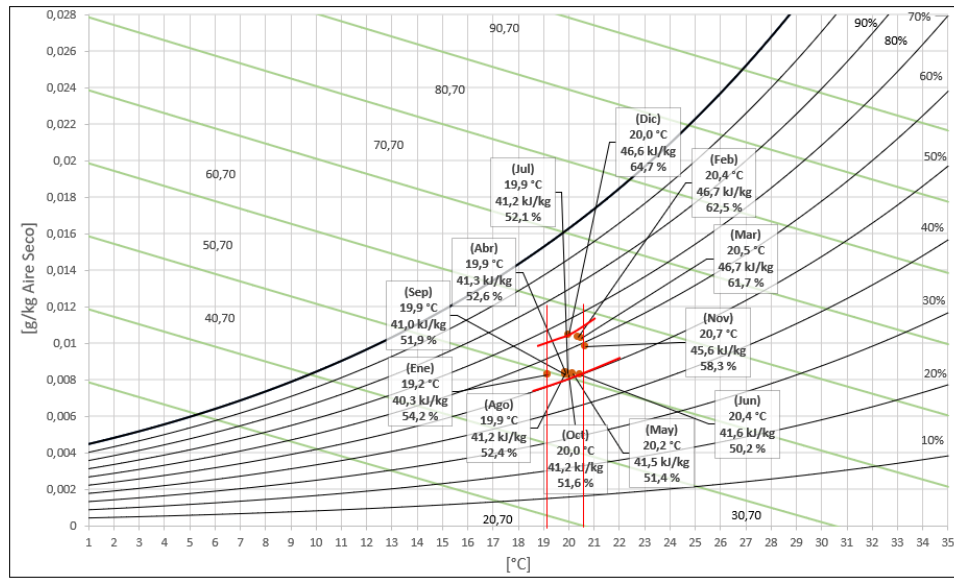


Figura 4.18: Condiciones psicrométricas de salida del aire en el serpentín de la zona del condensador. Fuente: (Elaboración propia).

En las figuras 4.19 y 4.20 se muestran las proyecciones de ahorro por el pre-enfriamiento y el consumo del equipo de enfriamiento de agua. En ambas figuras se puede observar que los mayores ahorros y consumos se dan en los meses de mayor humedad relativa; esto se aprecia en la gráfica de condiciones ambientales 4.2.

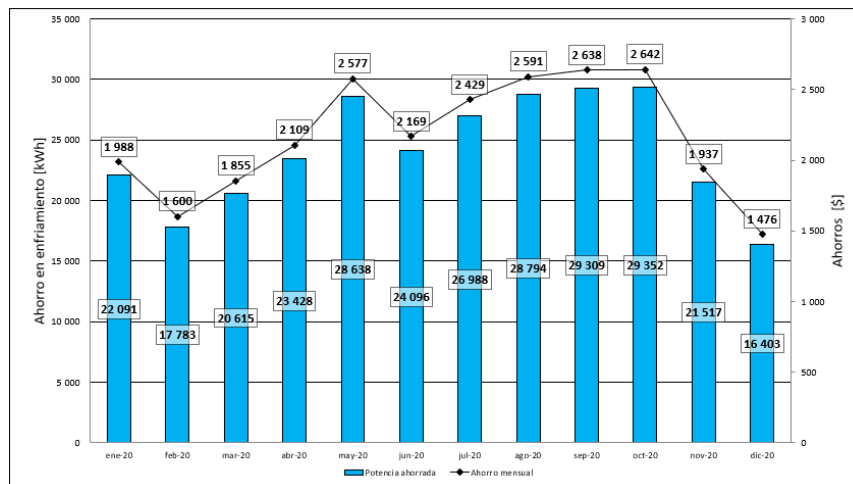


Figura 4.19: Ahorro mensual por pre-enfriamiento del aire con tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).

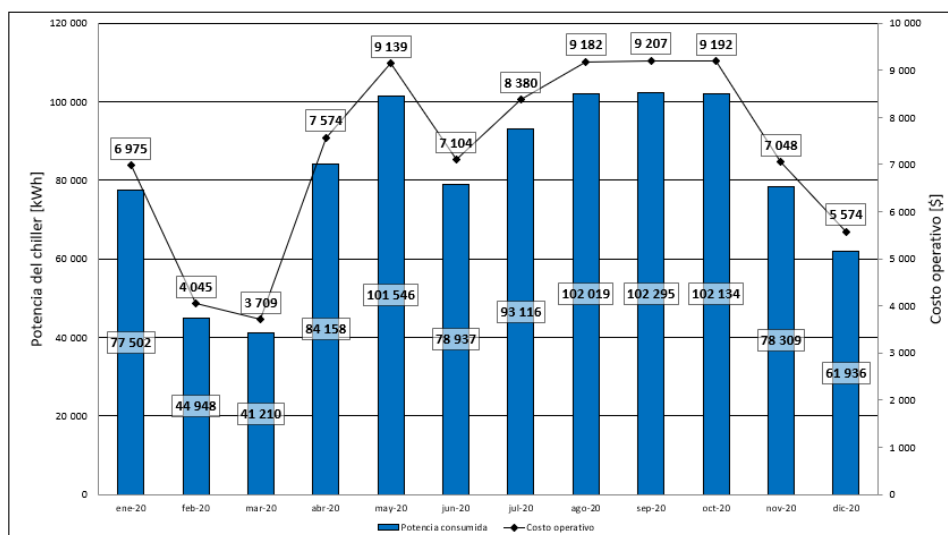


Figura 4.20: Consumo y costo mensual operativo del enfriador agua con tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).

Por otra parte, en las figuras 4.21 y 4.22 se expone el resultado de la simulación, donde la figura 4.21 muestra la tendencia del ahorro de potencia y el costo ahorrado de la energía utilizada para el calentamiento del aire; para este caso, la tendencia es un poco más estable en comparación al ahorro por enfriamiento. Como el aire sale de esta etapa a una temperatura mayor a la establecida por especificación, se asume que el serpentín es capaz de manejar dicha carga térmica; no obstante, esa diferencia de temperatura con respecto a las condiciones operativas originales se considera como un consumo de energía adicional debido al enfriamiento requerido para llevar el aire a las condiciones de proceso (figura 4.22). Para el enfriamiento adicional, se nota que el mayor consumo de energía se dio en los meses de mayor humedad relativa, lo cual pone en manifiesto que el aire podría estar sobre calentado en todos los meses del año, con una menor incidencia en los primeros tres meses. Sin embargo, comparando el consumo por enfriamiento, este representa una magnitud significativamente menor, tanto el consumo en kWh como el costo operativo en dólares.

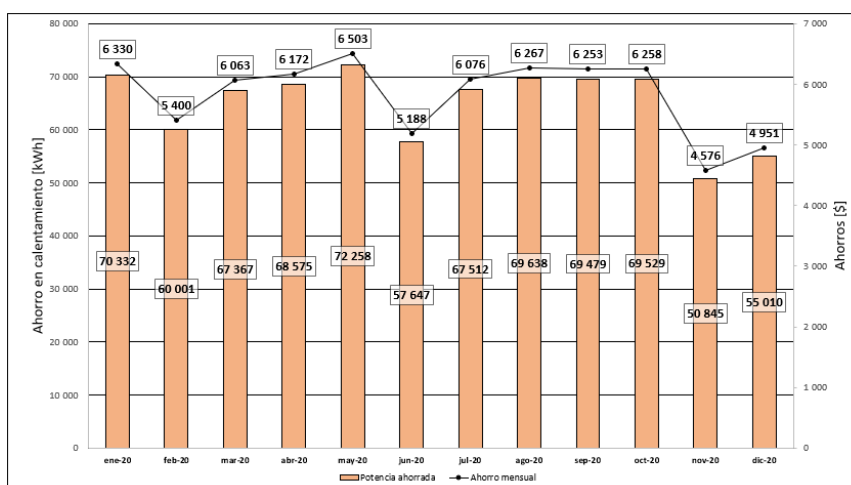


Figura 4.21: Ahorro mensual por calentamiento del aire con tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).

Para la estimación de la potencia consumida por el ventilador, se utilizaron las nuevas caídas de presión para el serpentín de enfriamiento y los filtros de aire; además, se tomaron los valores de estática reportados anteriormente para la tecnología. Basado en estos valores de presión, se realizó el cálculo de la potencia consumida por el ventilador, esto se refleja en las tablas 5.21 y 5.22. De estos valores se obtuvo el siguiente gráfico de la tendencia del gasto del ventilador mensualmente.

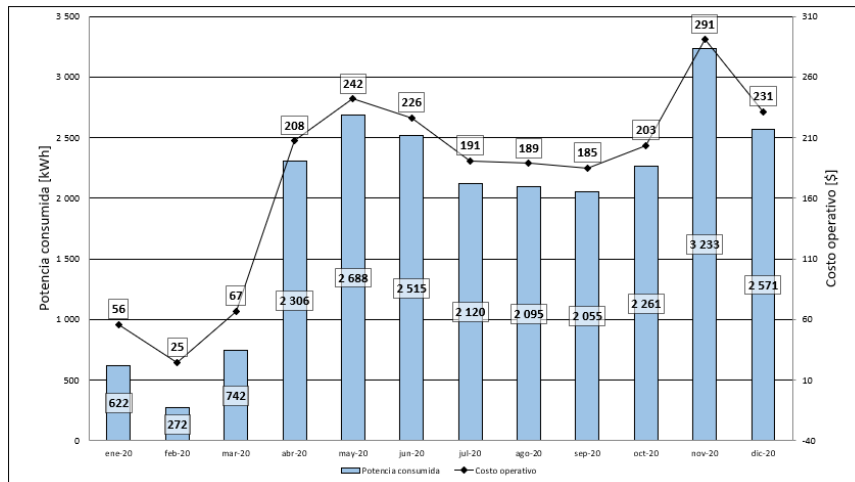


Figura 4.22: Consumo y costo mensual operativo por enfriamiento adicional con tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).

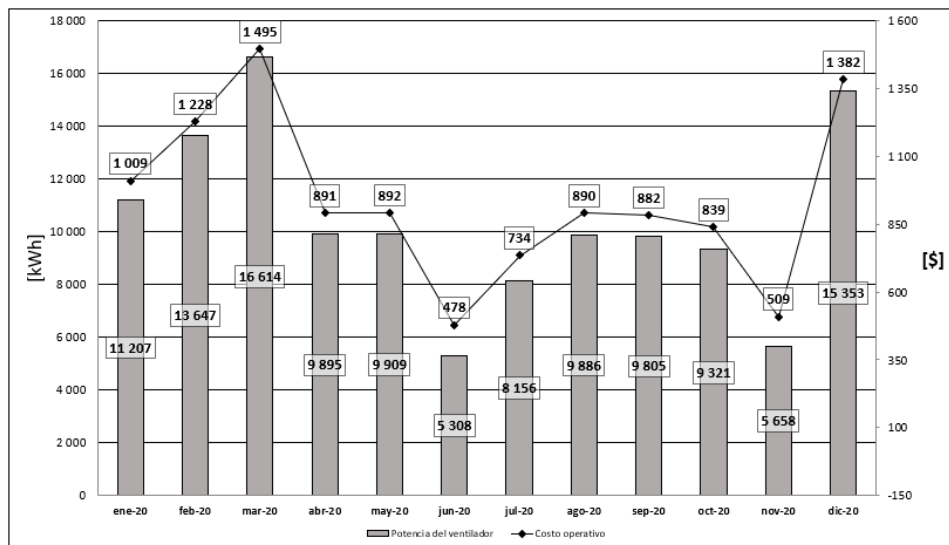


Figura 4.23: Consumo y costo mensual operativo para el ventilador. Fuente: (Elaboración propia).

Se observa que el consumo del ventilador aumentó para los meses con menor humedad relativa y mayor temperatura de bulbo seco, esto permite deducir que el equipo aumenta el caudal en los meses secos para aumentar la transferencia de calor; por otro lado, el equipo puede disminuir la velocidad del flujo de aire y aumentar el caudal de agua helada (para el caso del serpentín de enfriamiento) para atender la carga latente del aire debido a la alta humedad relativa.

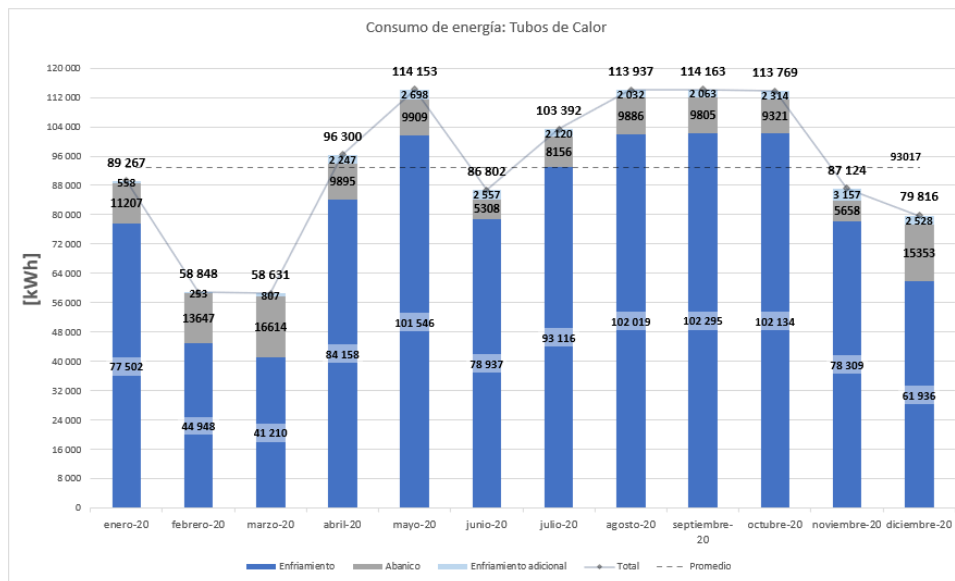
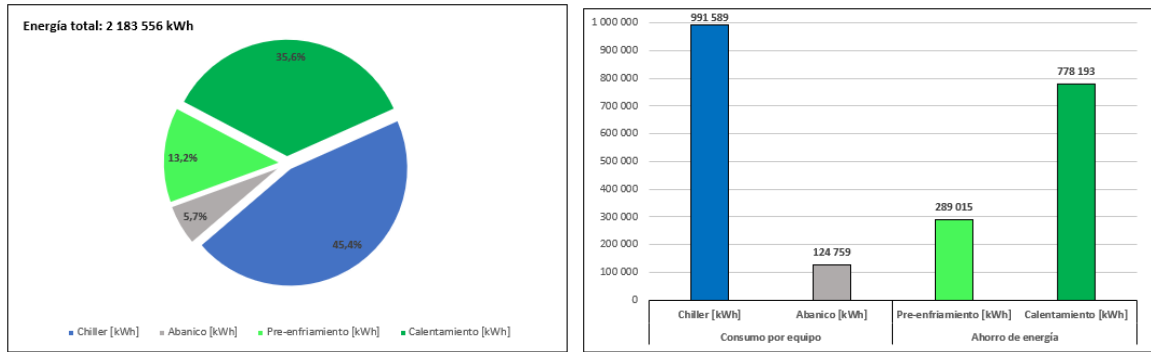


Figura 4.24: Consumo mensual de potencia para la implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).

En la figura 4.24 se evidencia que la mayor parte del consumo lo aporta el enfriador de agua, teniendo picos de consumo en los meses de mayor de humedad relativa. Para este caso, se tuvo un consumo promedio mensual de 93 017 kWh. La segunda contribución mayor es el consumo por el ventilador, que representa una sección pequeña del consumo de energía.

Aunado a esto, en la figura 4.25 se presenta el resultado de la simulación del modelo de consumo de energía para esta implementación. Se puede ver que el ahorro de consumo de energía para el calentamiento es significativamente más grande que el del ahorro en el pre-enfriamiento, esto se debe al indicador de rendimiento del equipo encargado del calentamiento; sobre esto, las tablas 4.8 y 4.9 muestran que el consumo energético del *Templifier* es tres veces más grande que el consumo del enfriador de agua. En total, los ahorros representan un 48,9% de la energía total que se requiere para el acondicionamiento del aire y el consumo un 51,1% de la energía total.

De manera análoga, se obtuvo el costo de consumo del equipo y el ahorro por la energía recuperada del sistema. En la figura 3.13 y tabla 4.27 se expresa que la distribución porcentual es igual a la distribución porcentual por consumo, esto debido a que al final el valor de costo de la energía es un valor proporcional al consumo, donde el costo de energía es igual para todos los equipos.

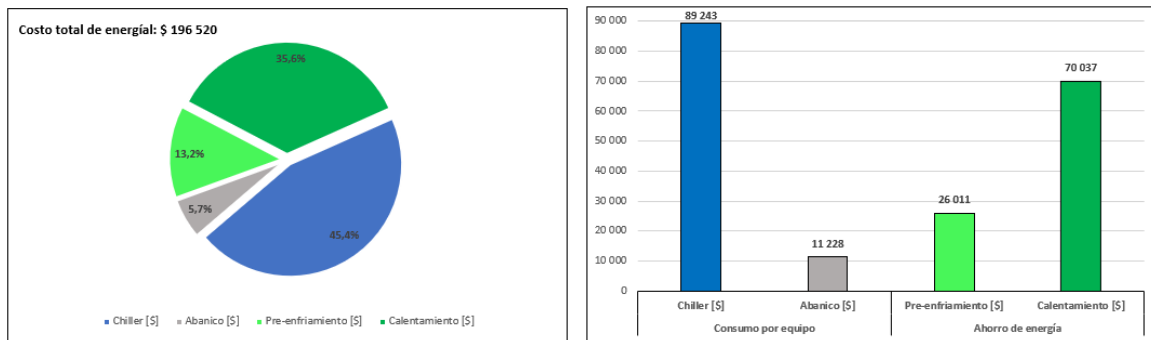


(a) Distribución porcentual de consumo de energía (b) Distribución en magnitud de consumo de energía

Figura 4.25: Consumo de energía para la implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).

Cuadro 4.26: Resumen de consumo de energía para la implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).

Consumo por equipo	Chiller [kWh]	991 595	1 116 348 kWh
	Abanico [kWh]	124 759	
Ahorro de energía	Pre-enfriamiento [kWh]	289 015	1 067 208 kWh
	Calentamiento [kWh]	778 193	



(a) Distribución porcentual de costo de energía (b) Distribución en magnitud de costo de energía

Figura 4.26: Costo de energía para la implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).

Cuadro 4.27: Resumen de costo de energía para la implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).

Consumo por equipo	Chiller [\$]	89 243	\$ 100 471
	Abanico [\$]	11 228	
Ahorro de energía	Pre-enfriamiento [\$]	26 011	\$ 96 049
	Calentamiento [\$]	70 037	

4.7.2. *Run-Around*

A lo largo de este apartado se exponen los resultados del proceso de dimensionamiento del serpentín de pre-enfriamiento y serpentín de calentamiento, los cuales forman parte del sistema *Run-Around*; dicho proceso, como se ha indicado, sigue la metodología descrita en la sección 3.3.

Inicialmente, se definieron las condiciones de diseño, las cuales corresponden a las condiciones que se presentan con el funcionamiento actual de la MUA. El *flujo de aire* a través de cada serpentín es el caudal promedio mensual que maneja el equipo, este fue reportado por la empresa y se muestra en los cuadros 5.37 y 5.16. Las *condiciones del aire* a la entrada del primer intercambiador corresponden al estado al que el fluido entra al equipo, indicado como el punto de análisis 1 en el cuadro 5.27. Por su parte, para el serpentín de calentamiento corresponden a los parámetros indicados en el punto 3 y el punto 4 del cuadro 5.33. Cabe recordar que estas condiciones de salida del segundo intercambiador (punto 4) son estrictamente de referencia, ya que lo que se busca es que el serpentín seleccionado tenga la capacidad de transferir el flujo de calor requerido en dicho proceso de calentamiento, indicado en el cuadro 5.16. Por último, con respecto al *espacio disponible* para instalar los nuevos intercambiadores, definido a partir del tamaño de los mismos, se tomaron las dimensiones totales de los módulos de serpentines existentes a partir de la información indicada en el submittal del equipo.

Tras la definición de los parámetros de diseño, se procedió a calcular el caudal de agua que debe manejar el sistema para lograr transferir el flujo de calor requerido, esto a partir de la ecuación 3.15, el diferencial de temperatura del agua se definió en 10° F.

$$\dot{Q} = C \cdot \dot{V} \cdot \Delta T$$

Donde:

\dot{Q} : Flujo de calor.

C : Constante = 500 para cuando el fluido es agua.

\dot{V} : Flujo volumétrico.

ΔT : Diferencial de temperatura a la entrada y salida del serpentín.

Cuadro 4.28: Flujo de agua sistema Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Flujo de calor [kW]	Flujo de agua helada [m ³ /s]
ene-20	179,35	0,463
feb-20	174,80	0,444
mar-20	170,54	0,441
abr-20	165,62	0,428
may-20	166,66	0,431
jun-20	134,10	0,346
jul-20	157,08	0,411
ago-20	164,87	0,426
sep-20	170,30	0,440
oct-20	163,17	0,421
oct-20	109,26	0,282
dic-20	135,48	0,350

Seguidamente, se realizó el dimensionamiento de los serpentines mediante un proceso iterativo dentro del software de selección; a partir de las condiciones de diseño definidas anteriormente, se varían parámetros físicos como la cantidad de filas y densidad de aletas, así como ajustes al circuito de agua para definir la velocidad del fluido y la caída de presión a través de los intercambiadores. Luego de las iteraciones, se alcanzó un balance de energía aproximado entre ambos serpentines; se obtuvieron los siguientes modelos:

- Serpentin Pre-enfriamiento: **BWL-102x168.0-4R-6.0F-WR-R**
- Serpentin Calentamiento: **BWL-102x168.0-6R-10.0F-WR-R**

En la sección de anexos se adjunta la nomenclatura indicada por el fabricante (Colmac Coil) para estos modelos (figura 5.6), donde se describen a detalle sus características. En este caso, se seleccionó un único serpentín de pre-enfriamiento y un único serpentín de calentamiento, los cuales cuentan con el área aletada total que tienen los módulos de dos y tres serpentines instalados respectivamente, esto porque, según lo indicado por el fabricante, la opción de sustituir cada módulo existente mediante un solo serpentín es la más económica (Carstens, 2016).

Igualmente, se identifica que el intercambiador para el proceso de calentamiento es el más robusto, ya que cuenta con 6 filas y una densidad de aletas de 10 fpi. Lo anterior debido a que este es el proceso crítico para la selección, en tanto se requiere que el serpentín entregue la cantidad de calor suficiente para sustituir el módulo instalado y desconectarlo del *Templifier*. Sobre el patrón de aletas seleccionado, el tipo “Waffle” con borde ondulado es el que presenta una mayor efectividad, debido a su geometría particular que aumenta el área de transferencia de calor.

Ya con el dimensionamiento y selección de ambos serpentines, se realizó la simulación del funcionamiento de estos dispositivos para cada punto de operación mensual reportado. A partir de estas simulaciones, se obtuvo el flujo de calor que maneja cada intercambiador en tales condiciones de trabajo, así como el estado del aire a la salida de cada uno, lo que permitió calcular el consumo energético y costo operativo del proceso de acondicionamiento con esta solución ya instalada. Asimismo, como resultado de las simulaciones, se obtuvo la caída de presión generada por cada dispositivo en el circuito de agua y en el ventilador, información necesaria para el cálculo de la potencia requerida para el sistema de bombeo y ventilación. En el apéndice A.3 se muestran los cuadros con los resultados de las simulaciones realizadas.

4.7.2.1 Consumo de energía del Sistema de Bombeo

A continuación, se presenta los resultados del consumo de energía por parte del sistema de bombeo a instalar en el run-around; dicho cálculo se realizó de acuerdo a la metodología descrita en la sección 3.3.2. En este caso, para la potencia útil requerida la densidad del fluido se determinó a partir de la temperatura a la que circula el agua a lo largo del circuito de bombeo, temperatura con la que entra al serpentín de pre-enfriamiento y sale del serpentín de calentamiento, las cuales son el mismo valor debido a la configuración del sistema. Este valor de temperatura se obtuvo a partir de los resultados de las simulaciones, presentadas en la sección de apéndices.

Por su parte, el flujo volumétrico corresponde al requerido con respecto a la demanda de flujo de calor para el proceso de calentamiento, el cual se muestra en el cuadro 4.28. Como se explicó, dado que no se conoce ni se determina el espacio o la configuración para

la instalación de este sistema de bombeo, la cabeza hidrostática neta se define como las pérdidas generadas por los dos intercambiadores, más un 30 % adicional generado por la tubería y accesorios a instalar. Por último, para la eficiencia del sistema bomba-motor se consideró un valor de 65 %, el cual es valor medio del rango definido en la teoría (Cengel y Cimbala, 2012).

Cuadro 4.29: Potencia de bombeo requerida para sistema Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Densidad [kg/m ³]	Caudal [m ³ /s]	Presión [kPa]	Potencia mecánica [W]	Potencia al freno [W]
ene-20	999.16	0.007722	80,35	620.01	953.86
feb-20	998.92	0.007399	72,97	539.39	829.84
mar-20	998.92	0.007343	72,16	529.26	814.25
abr-20	999.10	0.007131	69,40	494.42	760.65
may-20	999.05	0.007176	7.0927	498.64	767.14 7
jun-20	999.05	0.005774	69,55	308.42	474.50
jul-20	999.07	0.006849	64,19	439.26	675.79
ago-20	999.06	0.007099	68,70	487.23	749.58
sep-20	999.05	0.007332	72,86	533.69	821.06
oct-20	999.05	0.007025	67,65	474.82	730.49
nov-20	999.01	0.004704	37,69	177.14	272.53
dec-20	999.02	0.005833	54,05	314.98	484.58

Cuadro 4.30: Consumo mensual del sistema de bombeo. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Potencia al freno [W]	Días	Consumo [kWh]	Costo [\$]
ene-20	953.86	31	709.675	\$ 63.87
feb-20	829.84	28	557.650	\$ 50.19
mar-20	814.25	31	605.799	\$ 54.52
abr-20	760.65	30	547.668	\$ 49.29
may-20	767.14	31	570.753	\$ 51.37
jun-20	474.50	30	341.637	\$ 30.75
jul-20	675.79	31	502.784	\$ 45.25
ago-20	749.58	31	557.688	\$ 50.19
sep-20	821.06	30	591.166	\$ 53.20
oct-20	730.49	31	543.486	\$ 48.91
nov-20	272.53	30	196.218	\$ 17.66
dec-20	484.58	31	360.530	\$ 32.45

Como se puede observar en los cuadros 4.29 y 4.30, para este caso de estudio la potencia requerida y, por ende, el consumo de energía del sistema de bombeo es bastante bajo en comparación al consumo de los demás equipos participantes en el proceso de acondicionamiento. Esto se debe a que la caída de presión provocada por los serpentines seleccionados no es alta, en promedio 7.5 ft H₂O para el serpentín enfriamiento y 9.28 ft H₂O para el serpentín de calentamiento. Esto es inferior, al menos en un 50 %, a lo que se considera comúnmente en la selección de estos intercambiadores.

Asimismo, es oportuno recalcar que en este caso se está considerando una estimación porcentual para las pérdidas de carga generadas por el sistema de tuberías, basada en las buenas prácticas comúnmente contempladas para estos sistemas; sin embargo, esto depende estrictamente de la instalación que se deba realizar en sitio.

4.7.2.2 Consumo de energía Run-Around

De los resultados obtenidos de la selección del sistema, se realizaron los cálculos de calor recuperado y utilizado en el proceso de acondicionamiento. Para el serpentín de preenfriamiento las condiciones del aire después de salir del módulo se pueden ver descritas en la figura 4.27. En dicha figura se vislumbran tres puntos de operación mensuales que no llegan a la línea de saturación; estos meses son febrero, marzo y diciembre.

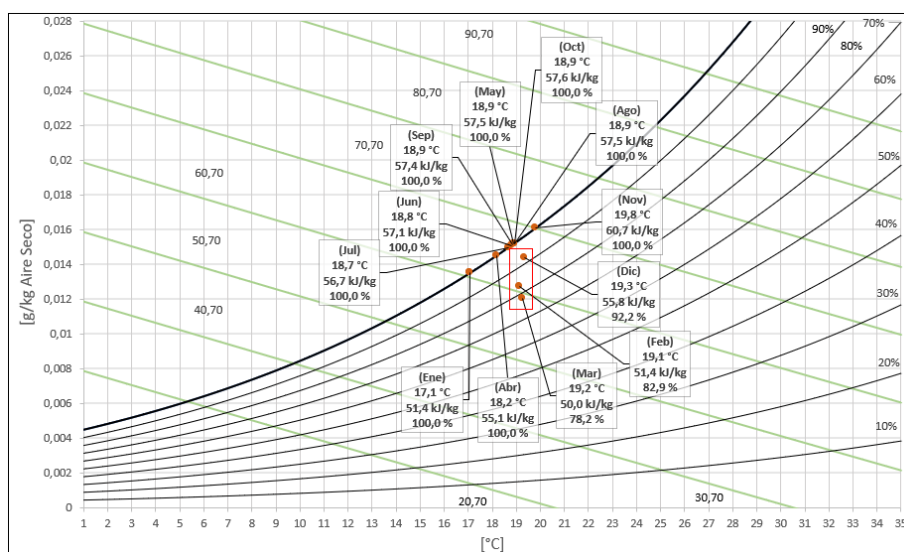


Figura 4.27: Carta psicrométrica de condiciones del aire a la salida del serpentín de preenfriamiento. Fuente: (Elaboración propia).

Basado en las condiciones del aire de la figura 4.27 se obtuvo el perfil de ahorro por mes para el año operativo. Este perfil, mostrado en la figura 4.28, representa el ahorro de energía por el calor recuperado por el serpentín. Para este módulo se identifica que la recuperación de energía no disminuye a menos de los 15 000 kWh, que representan al menos \$ 1 200 en ahorros mensuales.

Este calor recuperado se refleja en el consumo del enfriador de agua, el comportamiento del consumo mensual se aprecia en la figura 4.29 donde se determina que los meses de menor consumo son febrero y marzo, meses donde se tienen las temperaturas más altas y humedades relativas más bajas del año 2020.

En el caso del proceso de calentamiento, se tiene una tendencia más estable en los primeros 10 meses del año, siendo que los valores de ahorro más bajos se dan en los últimos dos meses del año. Como resultado de la adición de calor, se desprenden las condiciones ambientales mostradas en la carta psicrométrica de la figura 4.30, donde se muestra que hay una banda operativa entre los 18,94 °C - 20,60 °C de temperatura de bulbo seco y entre los 66,8 % - 50,6 % de humedad relativa.

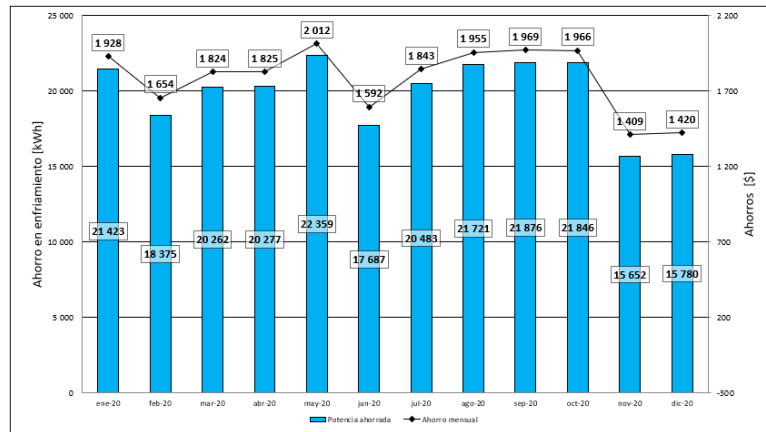


Figura 4.28: Ahorro mensual por pre-enfriamiento del aire con Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).

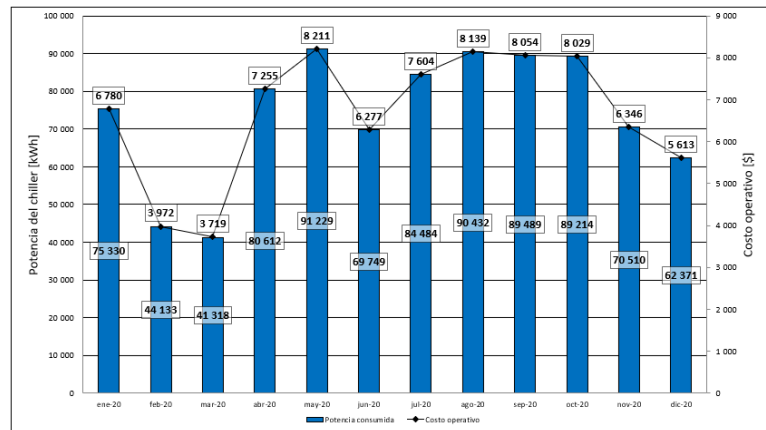


Figura 4.29: Consumo y costo de energía mensual por enfriamiento del aire con Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).

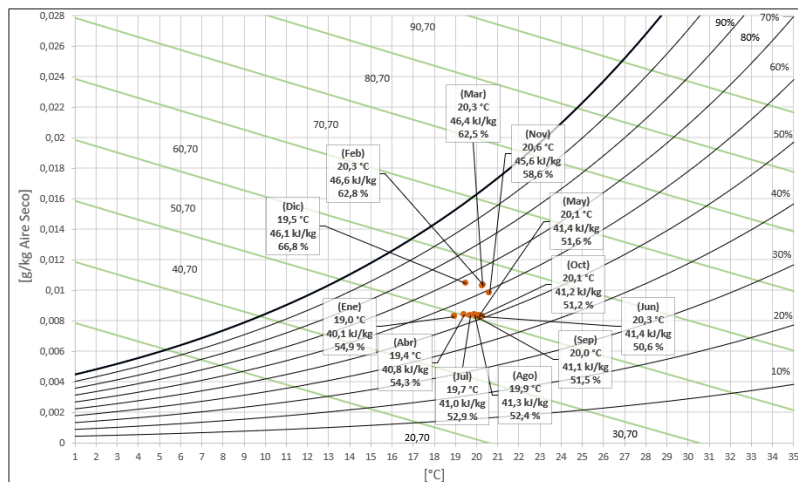


Figura 4.30: Carta psicrométrica de condiciones del aire a la salida del serpentín de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia).

Debido al dimensionamiento del sistema *Run-Around* se obtuvo un sobre calentamiento del aire, es decir, que supero el valor establecido por proceso, por lo que se calculó también la cantidad de energía requerida por el enfriador de agua para enfriar el aire a las condiciones establecidas. Estos resultados están representados en la gráfica de la figura 4.31, en este caso se identifica que en los primeros tres meses del año el consumo es significativamente menor en comparación a los demás meses.

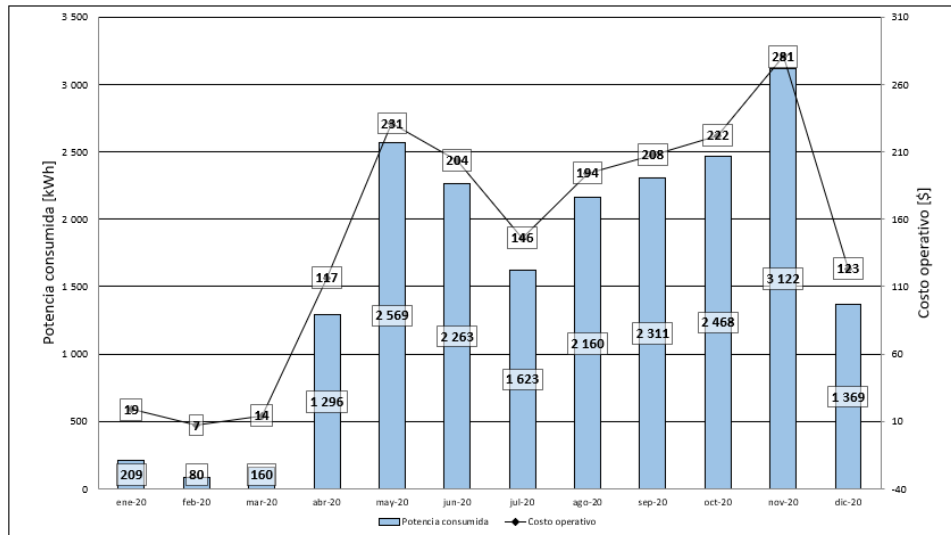


Figura 4.31: Consumo de energía por enfriamiento adicional del aire con Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).

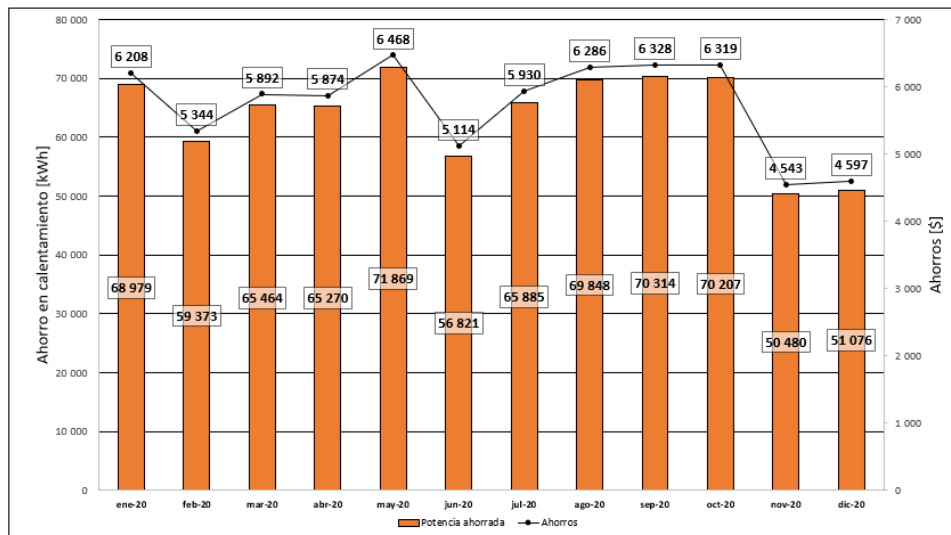


Figura 4.32: Ahorro de energía por calentamiento del aire con Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).

Para el consumo de energía por el ventilador se utilizaron los resultados de caída de presión presentados en la sección 4.5.1 y 4.5.2 de los resultados y, además, los datos de presión estática de los serpentines de pre-enfriamiento y calentamiento como parte de la información obtenida del proceso de dimensionamiento; esta información puede ser consultada en los cuadros 5.24 y 5.25 del apéndice A.3. Los resultados de los cálculos de potencia

se pueden verificar en la tabla 5.39, los cuales se utilizaron para determinar el perfil de consumo del ventilador. En la figura 4.33 se muestra la misma tendencia que se obtuvo para el costo por operación del ventilador para los tubos de calor, donde igualmente se tiene menor consumo en meses con humedad relativa alta.

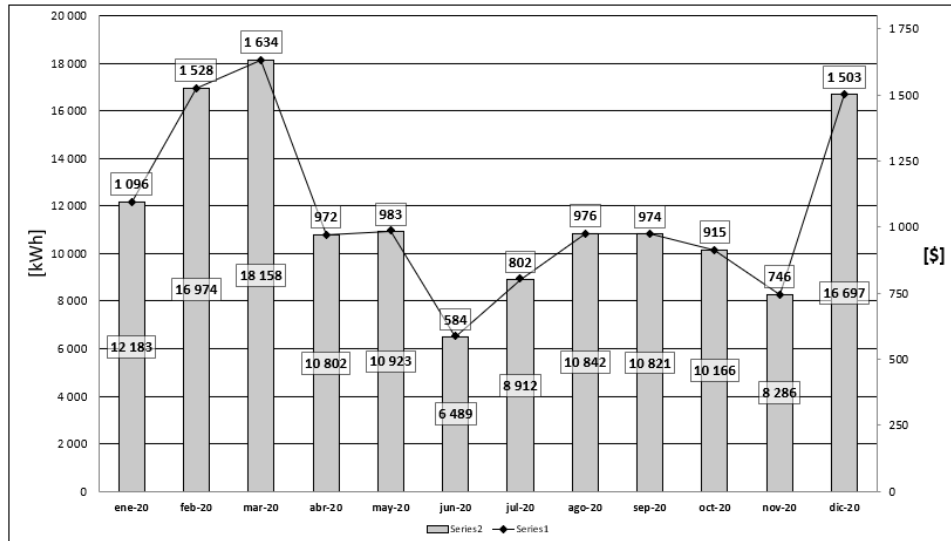


Figura 4.33: Consumo de energía por el ventilador del aire con Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).

A partir de los resultados anteriores se confeccionó una gráfica de consumo total para la implementación del sistema *Run-Around* (ver figura 4.34). Para este caso, se obtuvo que el mayor consumo lo tiene el proceso de enfriamiento del aire y de segundo el ventilador; el enfriamiento adicional no aporta significativamente al consumo total del acondicionamiento del aire.

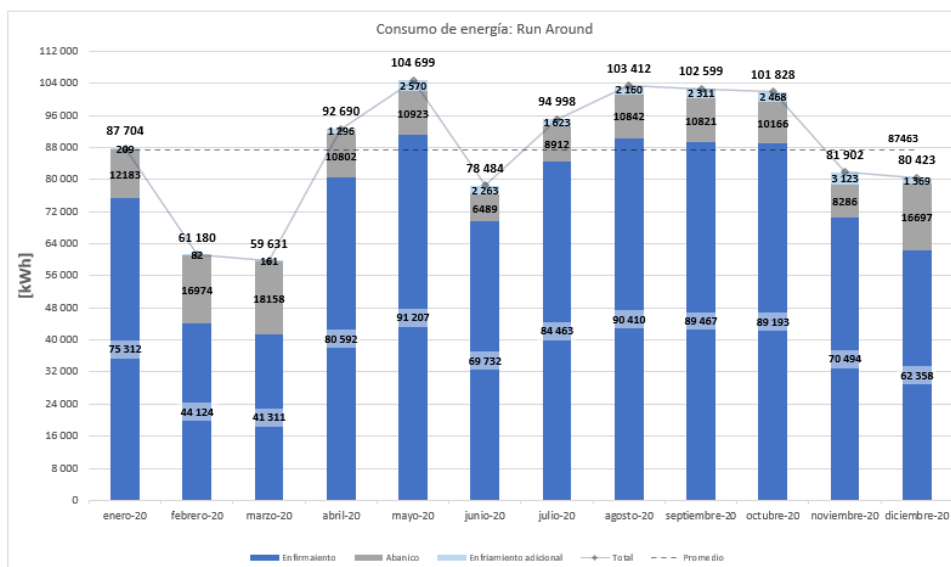
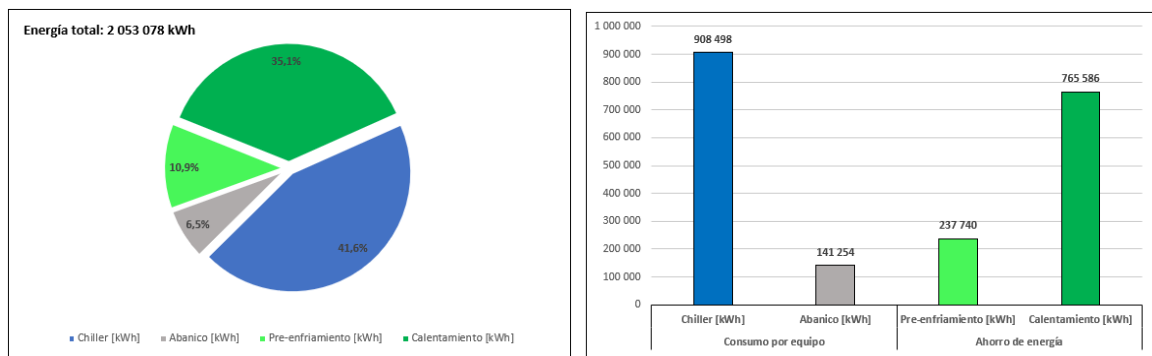


Figura 4.34: Consumo mensual de potencia para la implementación de Run-Around. Fuente: (Elaboración propia).

Para la implementación de este sistema se proyectó que el *Chiller* o enfriador de agua represente un 41,6% del consumo total de energía en un año para el acondicionamiento del aire, mientras que el ahorro por calentamiento representa un 35,1% de la energía total requerida para el proceso; para el consumo por equipo se tiene un 51,1% total para el ventilador y el chiller. Por otra parte, se estima un ahorro del 48,9% de la energía total recuperada por el sistema. De manera análoga, se establece el mismo resultado porcentual para la distribución de costo de energía.

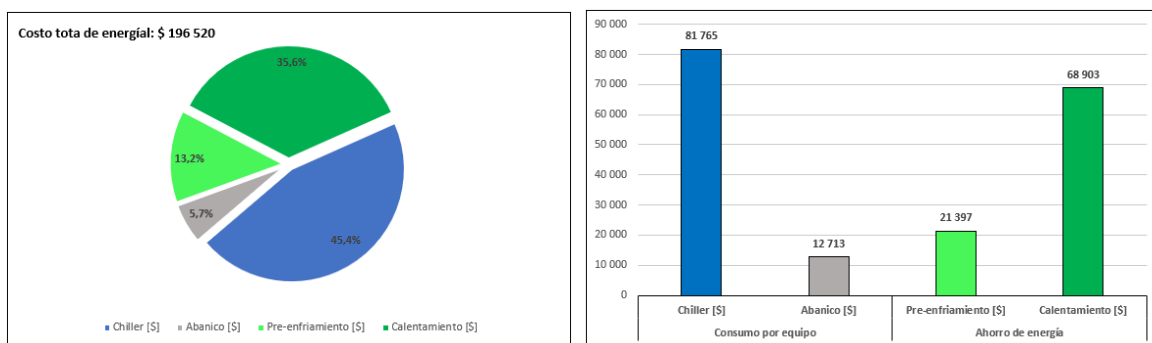


(a) Distribución porcentual de consumo de energía (b) Distribución en magnitud de consumo de energía

Figura 4.35: Consumo de energía para la implementación de Run - Around. Fuente: (Elaboración propia).

Cuadro 4.31: Resumen de consumo de energía para la implementación de Run - Around. Fuente: (Elaboración propia).

Consumo por equipo	Chiller [kWh]	908 498	1 049 752 kWh
	Abanico [kWh]	141 254	
Ahorro de energía	Pre-enfriamiento [kWh]	237 740	1 003 326 kWh
	Calentamiento [kWh]	765 586	



(a) Distribución porcentual de costo de energía (b) Distribución en magnitud de costo de energía

Figura 4.36: Costo de energía para la implementación de Run- Around. Fuente: (Elaboración propia).

Cuadro 4.32: Resumen de costo de energía para la implementación de Run - Around. Fuente: (Elaboración propia).

Consumo por equipo	Chiller [\$]	81 765	\$ 94 478
	Abanico [\$]	12 713	
Ahorro de energía	Pre-enfriamiento [\$]	21 397	\$ 90 299
	Calentamiento [\$]	68 903	

4.8. Análisis Financiero

Finalmente, se muestran los resultados de la evaluación financiera para las dos soluciones propuestas. Dicho análisis se realizó a partir de la metodología descrita en la sección 3.4, basado en el criterio de Valor Actual de Costos (VAC). En las secciones anteriores, se calcularon los costos operativos, en términos únicamente del costo de la energía consumida en el proceso de acondicionamiento de aire, para los tres escenarios descritos en este caso de estudio: el funcionamiento actual del equipo, la operación con la implementación de tubos de calor y el funcionamiento con la instalación de un sistema *Run-Around*.

Cabe recordar que en la sección 3.4 se definieron las premisas sobre las cuales se fundamentan cada una de las evaluaciones realizadas, las cuales justifican las consideraciones tomadas y los resultados obtenidos. Para efectos de los cálculos a realizar, en dichas premisas se definió una tasa de incremento del 7.29 % para los costos operativos y otra del 6.50 % para el costo de mantenimiento.

4.8.1. Funcionamiento actual

Para el caso del funcionamiento actual de la MUA, en el cuadro 4.33 se muestran los costos operativos del proceso de acondicionamiento, donde el costo por enfriamiento se debe al consumo por parte del *Chiller*, el del proceso de calentamiento por el consumo del *Templifier* y el del ventilador que, como su nombre lo indica, está relacionado al consumo de dicho equipo. Por su parte, el costo anual de mantenimiento reportado es de **\$1 067.13**.

Cuadro 4.33: Resumen costos operativos anuales para el funcionamiento actual de la MUA. Fuente: (Elaboración propia).

Costos Operativos Anuales			
Enfriamiento	Calentamiento	Ventilador	Total
\$ 112 572	\$ 63 123	\$ 14 954	\$ 190 649

Cuadro 4.34: Flujo neto de efectivo para funcionamiento actual. Fuente: (Elaboración propia).

Flujo Neto de Efectivo						
Año	0	1	2	3	4	5
Costos Operativos	\$ -	- \$ 204 547	- \$ 219 459	- \$ 235 458	- \$ 252 622	- \$ 271 038
Mantenimiento	\$ -	- \$ 1 136	- \$ 1 210	- \$ 1 289	- \$ 1 373	- \$ 1 462
FNE	\$ -	- \$ 205 684	- \$ 220 669	- \$ 236 746	- \$ 253 995	- \$ 272 500

4.8.2. Implementación tubos de calor

En este escenario, se debe contemplar la inversión inicial a realizar para la implementación de esta tecnología en recuperación de calor; en el cuadro 4.35 se muestra un valor aproximado para dicha inversión, relacionado al costo por concepto de la compra e instalación de los tubos de calor.

Cuadro 4.35: Inversión inicial para implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).

Rubro	Costo
Equipos	\$ 145 472.60
Materiales	\$ 1 453.40
Mano de Obra	\$ 13 136.73
TOTAL	\$ 160 062.73

Como se ha mencionado, en los costos operativos no se debe contemplar el consumo del *Templifier*; a su vez, se debe considerar el costo por el proceso de enfriamiento adicional, el cual deben realizar los equipos a los que la MUA suministra el aire. Por su parte, para este escenario el costo de mantenimiento considerado es **\$1 200.52**.

Cuadro 4.36: Resumen costos operativos anuales con tubos de calor. Fuente: (Elaboración propia).

Costos Operativos Anuales			
Enfriamiento	Enfriamiento Ad.	Ventilador	Total
\$ 87 130	\$ 2 100	\$ 11 228	\$ 100 471

Cuadro 4.37: Flujo neto de efectivo para implementación de tubos de calor. Fuente: (Elaboración Propia).

Flujo Neto Efectivo						
Año	0	1	2	3	4	5
Inversión Inicial	-\$ 160 063					
Costos Operativos		- \$ 107 781	- \$ 115 639	- \$ 124 069	- \$ 133 113	- \$ 142 817
Mantenimiento		- \$ 1 279	- \$ 1 362	- \$ 1 450	- \$ 1 544	- \$ 1 645
FNE	- \$ 160 063	- \$ 109 060	- \$ 117 000	- \$ 125 519	- \$ 134 658	- \$ 144 462

4.8.3. Implementación *Run-Around*

En el caso de la instalación de un sistema *Run-Around*, se tiene que la inversión inicial es menor con respecto a la que se debe realizar para el escenario de los tubos de calor. Asimismo, se debe considerar el costo por el proceso de enfriamiento adicional mencionado anteriormente. Por último, esta tecnología tiene un costo de mantenimiento de **\$ 1 333**.

Cuadro 4.38: Inversión inicial para instalación de *Run-Around*. Fuente: (Elaboración propia).

Rubro	Costo
Equipos	\$ 115 465
Materiales	\$ 6 468
Mano de Obra	\$ 14 635
TOTAL	\$ 136 568

Cuadro 4.39: Resumen costos operativos anuales con sistema *Run-Around*. Fuente: (Elaboración propia).

Costos Operativos Anuales			
Enfriamiento	Enfriamiento Ad.	Ventilador	Total
\$ 79 980	\$ 1 767	\$ 12 713	\$ 94 460

Cuadro 4.40: Flujo neto de efectivo para implementación de *Run-Around*. Fuente: (Elaboración propia)

Flujo Neto Efectivo						
Año	0	1	2	3	4	5
Inversión Inicial	-\$ 136 568					
Costos Operativos		- \$ 101 346	- \$ 108 734	- \$ 116 661	- \$ 125 166	- \$ 134 290
Mantenimiento		- \$ 1 421	- \$ 1 513	- \$ 1 611	- \$ 1 716	- \$ 1 828
FNE	- \$ 136 568	- \$ 102 767	- \$ 110 247	- \$ 118 272	- \$ 126 881	- \$ 136 118

4.8.4. Evaluación de alternativas

A partir de los flujos netos de efectivos elaborados para cada escenario analizado, se realizó el cálculo del valor actual de costos (VAC) respectivo; cabe recalcar que para este cálculo se consideró una tasa de descuento del 2.44 %.

Cuadro 4.41: Valor Actual de Costos (VAC) de cada escenario analizado. Fuente: (Elaboración propia).

Escenario	VAC
Funcionamiento Actual	-\$ 1 103 499
Tubos de Calor	-\$ 745 117
Run Around	-\$ 687 846

En el cuadro 4.41 se expone el VAC obtenido para cada uno de los escenarios. En el caso del funcionamiento actual, el valor actual de costos representa el costo que tiene en valor presente el proceso de acondicionamiento de aire para los próximos cinco años, sin hacer modificación alguna en el equipo; dicho costo es el que se toma como punto de comparación para las dos soluciones propuestas. Analizando los resultados obtenidos, los dos escenarios presentan un VAC menor al del funcionamiento actual, lo que quiere decir que con ambas soluciones se logra el objetivo de disminuir el consumo energético requerido para el proceso de acondicionamiento. Sin embargo, la solución que presenta mayor viabilidad desde el punto de vista financiero es la instalación de un sistema *Run-Around*, ya que el VAC para este caso representa una diferencia sustancial (\$ 415 653.48) con respecto al funcio-

namiento actual, así como con respecto al valor obtenido con la implementación de tubos de calor (\$ 358 382.43). Este resultado significa que dentro del periodo definido para los próximos cinco años, al día de hoy el costo del proceso de acondicionamiento sería menor con la implementación de un sistema *Run-Around* que con la instalación de tubos de calor.

Sin duda, la inversión inicial que se debe realizar para cada tecnología tiene un gran peso en el resultado obtenido, esto debido a que actualmente para la implementación de los tubos de calor se deben invertir aproximadamente \$ 23 000 más que para la instalación del *Run-Around*. Asimismo, se puede denotar que para esta tecnología se presenta un menor costo operativo, lo que también aporta al resultado obtenido.

Capítulo 5

Conclusiones y recomendaciones

En esta sección se presentan las conclusiones y recomendaciones que se obtuvieron como parte del proceso de análisis de resultados desarrollado en la sección anterior.

5.1. Conclusiones

- Se dimensionaron dos tecnologías de recuperación de calor mediante la aplicación de la metodología planteada, la cuál surgió del proceso de análisis y evaluación de los datos generados, como de la información obtenida a partir de la investigación bibliográfica.
- La implementación de alguno de los sistemas de recuperación de calor dimensionados logra la disminución del consumo energético en el proceso de acondicionamiento del aire. Según los análisis realizados, para el sistema de tubos de calor se proyecta un ahorros anual de más de \$ 96 000 anuales, mientras que el sistema *Run-Around* proyecta más de \$90 000.
- Se identificó la temperatura y la humedad relativa del flujo de aire exterior como las variables causantes de la variación en el consumo energético del sistema de acondicionamiento. Los mayores consumos de potencia se dan en los meses donde la humedad relativa supera el 70 %.
- Para los tres casos de estudio se obtuvo la misma tendencia con respecto al comportamiento de las variables psicrométricas analizadas, con lo que se evidencia que el mayor consumo energético está ligado directamente al proceso de enfriamiento y deshumidificación del aire, mostrando que a mayor humedad relativa, mayor consumo de energía.
- Se investigaron diferentes tecnologías en recuperación de calor, concluyendo a partir de la caracterización del funcionamiento actual del sistema de aire acondicionado existente que, los dispositivos aplicables técnicamente, son los sistemas de recuperación de energía mediante tubos de calor y los sistemas *Run-Around*.
- Se dimensionaron los sistemas de recuperación de calor apropiados para la aplicación estudiada en el presente proyecto. Ambos sistemas de recuperación tienen la capacidad térmica para satisfacer la carga manejada actualmente por el *Templifier*.
- El sistema actual de calentamiento de aire, con un rendimiento muy bajo, puede ser sustituido por un sistema moderno de recuperación de energía; esto conduciría a un ahorro energético que va aumentando en el tiempo, debido al incremento en el

costo de la energía. La implementación de tubos de calor permite obtener un ahorro energético anual del 48,8 %; por su parte, con el *Run-Around* un 46 %, ambos casos con respecto al funcionamiento actual.

- Desde el punto de vista financiero, ambas soluciones presentan un valor actual de costos (VAC) menor al que se obtiene con el funcionamiento actual del equipo; sin embargo, el caso que representa mayor viabilidad es la implementación del sistema *Run-Around*, debido a que dicha tecnología representa una mayor diferencia con respecto al valor de costos del funcionamiento actual, es decir, es el escenario que va a representar un menor costo al final del periodo de 5 años establecido para el análisis.

5.2. Recomendaciones

- Es fundamental considerar las condiciones atmosféricas características del sitio donde se encuentre el equipo a optimizar, debido a que la temperatura, la humedad relativa y la presión atmosférica limitan directamente el rendimiento del sistema de recuperación. Esto se refiere a que, los dimensionamientos realizados aplican únicamente para este caso de estudio. En otras palabras, si se deseara realizar la instalación del dispositivo en otro sitio, se necesitará hacer nuevamente los cálculos y análisis respectivos.
- Se debe considerar la instalación de un sistema de control adecuado para el óptimo funcionamiento del dispositivo de recuperación de calor. Este sistema debe acoplarse al sistema de control de la unidad manejadora de aire, permitiendo medir todas las variables o parámetros en tiempo real, para así controlar el dispositivo de recuperación de calor y, a su vez, se continúe controlando el proceso de acondicionamiento de aire de forma precisa, como es requerido dentro de un cuarto limpio en la industria médica.
- Antes de la implementación de un sistema de recuperación de energía, se debe evaluar los equipos y la instalación del sistema de aire acondicionado existente, con el fin de determinar ciertas modificaciones que se deban realizar en dicha instalación que puedan afectar la viabilidad del proyecto.

Bibliografía

- Bai, Y. y Bai, Q. (2010). Heat transfer and thermal insulation. *Subsea Engineering Handbook*, p. 401–450.
- Carballo, C. A. J. (s.f). Calor y calorimetría. "<https://repositoriotec.tec.ac.cr/bitstream/handle/2238/10196/Calor%20y%20calorimetr%C3%ADa.pdf?sequence=1&isAllowed=y>".
- Carbonell, T. (2016). Sistema de enfriamiento con desecante para reducir consumo de energía en restaurante caso de estudio. *Revista Ingeniería Energética*, XXXVII:55–62.
- Carstens, R. J. (2016). Run-around coil loop heat recovery. Disponible en <http://www.colmaccoil.com/media/42064/run-around-coil-loop-heat-recovery.pdf>.
- Casals (s.f). Leyes de los ventiladores. documento para cálculo técnico.
- Cascante Gómez, R. (2018). Diseño de un sistema de aire acondicionado para confort térmico, aire acondicionado de precisión y ventilación industrial para los edificios de administración, laboratorio de control de calidad y laboratorio de metrología de recope, plantel el alto, ochomogo, acorde a la norma ashrae. Tesis de máster, Escuela de Ingeniería Electromecánica, Instituto Tecnológico de Costa Rica.
- Celsia (2021). Types of heat pipes.
- Cengel, Y. A. y Boles, M. A. (2012). *Termodinámica*. McGrawHill, 7 edición.
- Cengel, Y. A. y Cimbala, J. M. (2012). *Mecánica de Fluidos. Fundamentos y Aplicaciones*. McGrawHill, 2 edición.
- Cengel, Y. A. y Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de Calor y Masa*. McGrawHill, 4 edición.
- Chain, N. S., Chain, R. S., y Puelma, J. M. S. (2014). *PREPARACIÓN Y EVALUACIÓN DE PROYECTOS*. McGrawHill, 6 edición.
- Corrales, A. V. D. (s.f). Capítulo 13: Psicrometría. Disponible en <https://avdiaz.files.wordpress.com/2009/01/i-unidad3.pdf>.
- de Chile, M. G. (S.F.). Metodología general de preparación y evaluación de proyectos.
- de Industrias de Costa Rica, C. (2022). Breve análisis de las resoluciones tarifarias para el ice.
- de la República, P. G. (2021). Reglamento a ley del impuesto sobre la renta.

- Delgado Quirós, J. A. (2019). Rediseño del sistema de aire acondicionado para el edificio d-15, de oficinas de 6 niveles, mediante un sistema de agua helada, en america free zone, heredia. Tesis de máster, Escuela de Ingeniería Electromecánica, Instituto Tecnológico de Costa Rica.
- Domingo, A. M. (2011). Apuntes de transmisión del calor. Disponible en <http://oa.upm.es/6935/1/amd-apuntes-transmision-calor.pdf>.
- Flores Quiros, L. A. (2018). Diseño del sistema de aire acondicionado y ventilación para el edificio del centro nacional de control del dolor y cuidados paliativos. Tesis de máster, Sistema de Estudios de Posgrado, Universidad de Costa Rica.
- Gracia Torres, A. M. y Murrillo Buitrago, Y. P. (2017). La ley de enfriamiento de newton como escenario para la resignificación de lo exponencial a partir de prácticas cotidianas. Disponible en <https://repository.ugc.edu.co/bitstream/handle/11396/4440/Ley%20de%20Enfriamiento%20de%20Newton%20como%20escenario%20para%20la%20resignificaci%C3%B3n%20de%20pr%C3%A1cticas%20cotidianas.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.
- Gutierrez, Z. (2014). Medidas de conservación de energía en sistemas de climatización. Disponible en <https://slideplayer.es/slide/1041393/>.
- Hands-Down-Software (s.f.). Psychrometric chart: Normal temperature, si units, sea level. Disponible en <http://www.handsdownsoftware.com/>.
- Hiller, C. C. (2000). Determining equipment service life. *ASHRAE Journal*, pp. 48–53.
- Inc., C. C. M. (2015a). Installation, operation and maintenance water/fluid coil.
- Inc., C. C. M. (2015b). Installation, operation, maintenance, and design guide heat pipe coils when you want quality, specify colmac! colmac coil contents.
- Ingeniería-Gestión (2020). ¿agua fría o expansión directa? Disponible en <https://www.egti.com.ar/agua-fria-o-expansion-directa-chiller-o-unid-condensadora/>.
- Ling, A. L. y Mulyandasari, V. (2010). Heat exchanger selection and sizing (engineering design guideline).
- Liu, J., Wei, W., Ding, G., Zhang, C., Fukaya, M., Wang, K., e Inagaki, T. (2004). A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory. *International Journal of Refrigeration*, 27(8):965–973.
- Mardiana-Idayu, A. y Riffat, S. (2012). Review on heat recovery technologies for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(2):1241–1255.
- Marković, S., Jaćimović, B., Genić, S., Mihailović, M., Milovančević, U., y Otović, M. (2019). Air side pressure drop in plate finned tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 99:24–29.
- Ma'arof, M. I., Chala, G. T., Husain, H., y Mohamed, M. S. (2019). Influence of fins designs, geometries and conditions on the performance of a plate-fin heat exchanger-experimental perspective. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 13(1):4368–4379.
- Mundial, G. B. (2022). Inflación, precios al consumidor % anual.

- NAFA (2014). Nafa guide to air filtration.
- ONU (2018). Informe nacional de monitoreo de la eficiencia energética de costa rica. Disponible en https://www.cepal.org/sites/default/files/publication/files/44285/S1800543_es.pdf.
- Otović, M., Mihailović, M., Genić, S., Jaćimović, B., Milovančević, U., y Marković, S. (2018). Marković. *Springerlink*.
- Pilatowsky, I. (2002). Psicrometría, metodos de humidificacion y dehumidificacion y sus aplicaciones en el diseño arquitectónico.
- PROCOMER (2022). Guía régimen zona franca: Regímenes especiales.
- Rapp, B. E. (2017). Fluids. *Microfluidics: Modelling, Mechanics and Mathematics*, p. 243–263.
- Remesal, S. F. P. y Estébanez, C. R. (s.f). Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. Disponible en <https://ocw.unican.es/pluginfile.php/1307/course/section/1605/T05.pdf>.
- Rivers, R. D. y Murphy, D. J. (2000). Air filter performance under variable air volume conditions. *ASHRAE Journal*, pp. 1–10.
- Shiminski, J. (2016). Energy recovery wheels: What is an enthalpy wheel?: Dac sales.
- SPC (2016). Spc receive world wide patents for their revolutionary water heat pipe manufacturing technology.
- Technologies, A. C. (s.f). Wrap around enchanded dehumidification heat pipe heat exchanger.
- Trane (2017). High-performance air systems. Disponible en https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/global/products-systems/education-training/continuing-education-gbci-aia-pdh/APP-CMC063-EN_booklet.pdf.
- Urbina, G. B. (2013). *EVALUACIÓN DE PROYECTOS*. McGrawHill, 7 edición.
- White, F. M. (2003). *Mecánica de Fluidos*. McGrawHill, 5 edición.
- Zender-Świercz, E. (2021). A review of heat recovery in ventilation. *Energies*, 14(6).
- Zohuri, B. (2003). *Heat Pipe Design and Technology: Modern Applications for Practical Thermal Management*. Springer, 2 edición.

Apéndices

Apendice A.1. Resultados Simulaciones para Operación Actual

Cuadro 5.1: Condiciones psicrómetros del aire en el proceso de enfriamiento y deshumidificación. Fuente: (Elaboración propia.)

Mes	Punto de análisis: 1				Punto de análisis: 3			
	T_1 [°F]	ϕ_1 [%HR]	h_1 $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$	ω_1 $\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$	T_3 [°F]	ϕ_3 [%HR]	h_3 $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$	ω_3 $\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$
ene-20	79,7	57,5 %	34,28	0,0138	49,5	100,0 %	20,86	0,0083
feb-20	80,2	52,1 %	33,18	0,0127	55,4	100,0 %	24,52	0,0103
mar-20	80,6	48,9 %	32,58	0,0121	55,2	100,0 %	24,39	0,0103
abr-20	80,7	61,8 %	36,24	0,0154	49,9	100,0 %	21,09	0,0084
may-20	80,0	71,4 %	38,31	0,0174	49,7	100,0 %	20,98	0,0084
jun-20	79,0	75,4 %	38,49	0,0178	49,5	100,0 %	20,86	0,0083
jul-20	79,1	72,2 %	37,73	0,0171	49,7	100,0 %	20,98	0,0084
ago-20	78,7	75,8 %	38,32	0,0177	49,8	100,0 %	21,03	0,0084
sep-20	78,4	77,5 %	38,50	0,0180	49,5	100,0 %	20,86	0,0083
oct-20	78,5	77,7 %	38,64	0,0181	49,5	100,0 %	20,86	0,0083
nov-20	77,8	80,3 %	38,67	0,0183	54,0	100,0 %	23,61	0,0098
dic-20	78,7	61,7 %	34,63	0,0144	55,7	100,0 %	24,72	0,0105

Cuadro 5.2: Calor requerido por el proceso de enfriamiento y deshumidificación. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Flujo de aire [cfm]	Δh $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$	$\Delta \omega$ $\left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}\right]$	ν_{prom} $\left[\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}_{\text{as}}}\right]$	\dot{Q}_E	
					$\left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right]$	[ton]
ene-20	37411	-13,42	-0,0055	15,01	-2 895 806	-241
feb-20	45501	-8,66	-0,0024	15,11	-2 025 572	-169
mar-20	44797	-8,20	-0,0018	15,10	-1 804 786	-150
abr-20	35855	-15,15	-0,0070	15,05	-3 235 819	-270
may-20	35197	-17,33	-0,0091	15,06	-3 798 071	-317
jun-20	27972	-17,63	-0,0095	15,05	-3 109 435	-259
jul-20	33595	-16,75	-0,0087	15,04	-3 504 757	-292
ago-20	35037	-17,29	-0,0094	15,05	-3 820 379	-318
sep-20	35521	-17,64	-0,0097	15,04	-3 973 191	-331
oct-20	34035	-17,78	-0,0098	15,04	-3 841 700	-320
nov-20	31465	-15,06	-0,0084	15,12	-3 014 729	-251
dic-20	45089	-9,91	-0,0039	15,11	-2 526 729	-211

Cuadro 5.3: Consumo eléctrico y costo operativo para el proceso de enfriamiento y deshumidificación. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Potencia del chiller [kW]	Días operativos	Potencia mensual [kWh]	Costo operativo mensual [\$]
ene-20	133	31	98 747	8 887
feb-20	93	28	62 388	5 615
mar-20	83	31	61 543	5 539
abr-20	148	30	106 782	9 610
may-20	174	31	129 514	11 656
jun-20	143	30	102 611	9 235
jul-20	161	31	119 512	10 756
ago-20	175	31	130 275	11 725
sep-20	182	30	131 115	11 800
oct-20	176	31	131 002	11 790
nov-20	138	30	99 486	8 954
dic-20	116	28	77 823	7 004
dic-20	81	28	54 639	4 918
Total			1 250 799	112 572

Cuadro 5.4: Condiciones psicrómetros del aire en el proceso de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Punto de análisis: 3				Punto de análisis: 4			
	T_3 [°F]	ϕ_3 [%HR]	h_3 $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$	ω_3 $\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$	T_4 [°F]	ϕ_4 [%HR]	h_4 $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$	ω_4 $\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$
ene-20	49,5	100 %	20,86	0,0083	66,0	55,2 %	24,88	0,0083
feb-20	55,4	100 %	24,52	0,0103	68,5	62,9 %	27,72	0,0103
mar-20	55,2	100 %	24,39	0,0103	68,4	62,7 %	27,61	0,0103
abr-20	49,9	100 %	21,09	0,0084	65,8	56,4 %	24,97	0,0084
may-20	49,7	100 %	20,98	0,0084	66,0	55,6 %	24,95	0,0084
jun-20	49,5	100 %	20,86	0,0083	66,0	55,2 %	24,88	0,0083
jul-20	49,7	100 %	20,98	0,0084	66,0	55,6 %	24,95	0,0084
ago-20	49,8	100 %	21,03	0,0084	66,0	55,8 %	24,98	0,0084
sep-20	49,5	100 %	20,86	0,0083	66,0	55,2 %	24,88	0,0083
oct-20	49,5	100 %	20,86	0,0083	66,0	55,2 %	24,88	0,0083
nov-20	54,0	100 %	23,61	0,0098	66,0	65,2 %	26,54	0,0098
dic-20	55,7	100 %	24,72	0,0105	66,1	69,1 %	27,26	0,0105

Cuadro 5.5: Calor requerido por el proceso de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Flujo de aire [cfm]	Δh [$\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$]	$\Delta \omega$ [$\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$]	ν_{prom} [$\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}_{\text{as}}}$]	\dot{Q}_C	
					[$\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$]	ton
ene-20	37 411	4,02	0	14,75	611 976	51
feb-20	45 501	3,20	0	14,91	586 410	49
mar-20	44 797	3,23	0	14,91	581 900	48
abr-20	35 855	3,87	0	14,75	565 101	47
may-20	35 197	3,97	0	14,75	568 678	47
jun-20	27 972	4,02	0	14,75	457 571	38
jul-20	33 595	3,97	0	14,75	542 795	45
ago-20	35 037	3,95	0	14,75	562 570	47
sep-20	35 521	4,02	0	14,75	581 059	48
oct-20	34 035	4,02	0	14,75	556 751	46
nov-20	31 465	2,93	0	14,85	372 819	31
dic-20	45 089	2,54	0	14,89	462 275	39

Cuadro 5.6: Consumo eléctrico y costo operativo para el proceso de calentamiento. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Potencia del chiller [kW]	Días operativos	Potencia mensual [kWh]	Costo operativo mensual [\$]
feb-20	88	28	59 110	5 320
mar-20	87	31	64 940	5 845
abr-20	85	30	61 031	5 493
may-20	85	31	63 464	5 712
jun-20	69	30	49 418	4 448
jul-20	81	31	60 576	5 452
ago-20	84	31	62 783	5 650
sep-20	87	30	62 754	5 648
oct-20	84	31	62 133	5 592
nov-20	56	30	40 265	3 624
dic-20	69	28	46 597	4 194
Total			701 368	63 123

Cuadro 5.7: Potencia mensual del aire para nuevas condiciones de operación. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Parámetros nominales			Parámetros nuevos			Potencia del aire [HP]	Potencia del aire [kW]
	Q_0 [cfm]	N_0 [RMP]	ΔP_0 [inwg]	Q_1 [cfm]	N_1 [RMP]	ΔP_1 [inwg]		
ene-20	60 830	826	6,8	37 411	508	2,6	15,1	11,3
feb-20	60 830	826	6,8	45 501	618	3,8	27,2	20,3
mar-20	60 830	826	6,8	44 797	608	3,7	26,0	19,4
abr-20	60 830	826	6,8	35 855	487	2,4	13,3	9,9
may-20	60 830	826	6,8	35 197	478	2,3	12,6	9,4
jun-20	60 830	826	6,8	27 972	380	1,4	6,3	4,7
jul-20	60 830	826	6,8	33 595	456	2,1	11,0	8,2
ago-20	60 830	826	6,8	35 037	476	2,3	12,4	9,3
sep-20	60 830	826	6,8	35 521	482	2,3	13,0	9,7
oct-20	60 830	826	6,8	34 035	462	2,1	11,4	8,5
nov-20	60 830	826	6,8	31 465	427	1,8	9,0	6,7
dic-20	60 830	826	6,8	45 089	612	3,7	26,5	19,8

Cuadro 5.8: Costo operativo mensual para el ventilador. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Días operativos	Potencia mensual [kWh]	Costo operativo [\$]
ene-20	31	14 268	1 284
feb-20	28	23 186	2 087
mar-20	31	24 497	2 205
abr-20	30	12 156	1 094
may-20	31	11 882	1 069
jun-20	30	5 772	519
jul-20	31	9 332	840
ago-20	31	11 721	1 055
sep-20	30	11 819	1 064
oct-20	31	10 743	967
nov-20	30	8 215	739
dic-20	28	22 562	2 031
	Total	166 153	14 954

Apendice A.2. Resultados Simulaciones para Tubos de Calor.

labelApn:A.3

Cuadro 5.9: Condiciones psicrómetros del aire en los puntos de análisis 1 y 2. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Punto de análisis: 1				Punto de análisis: 2			
	T_1 [°F]	ϕ_1 [%HR]	h_1 $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$	ω_1 $\left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}\right]$	T_2 [°F]	ϕ_2 [%HR]	h_2 $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$	ω_2 $\left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}\right]$
ene-20	79,7	57,5 %	34,28	0,0138	63,5	98,2 %	30,08	0,0136
feb-20	80,2	52,1 %	33,18	0,0127	67,0	81,2 %	29,94	0,0127
mar-20	80,6	48,9 %	32,58	0,0121	67,0	76,9 %	29,19	0,0120
abr-20	80,7	61,8 %	36,24	0,0154	65,7	98,3 %	31,85	0,0148
may-20	80,0	71,4 %	38,31	0,0174	67,8	98,9 %	33,72	0,0160
jun-20	79,0	75,4 %	38,49	0,0178	67,8	99,0 %	33,74	0,0160
jul-20	79,1	72,2 %	37,73	0,0171	67,2	99,0 %	33,22	0,0157
ago-20	78,7	75,8 %	38,32	0,0177	68,0	98,9 %	33,89	0,0161
sep-20	78,4	77,5 %	38,50	0,0180	68,1	99,0 %	34,00	0,0162
oct-20	78,5	77,7 %	38,64	0,0181	68,2	99,1 %	34,10	0,0163
nov-20	77,8	80,3 %	38,67	0,0183	69,1	99,2 %	34,92	0,0168
dic-20	78,7	61,7 %	34,63	0,0144	66,5	93,1 %	31,62	0,0144

Cuadro 5.10: Calor recuperado por el proceso de los puntos de análisis 1 y 2. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Flujo de aire [cfm]	Δh $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$	$\Delta \omega$ $\left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}\right]$	ν_{prom} $\left[\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}_{\text{as}}}\right]$	\dot{Q}_E	
					$\left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right]$	[ton]
ene-20	37 411	-4,20	-0,0002	15,3	-647 829	-54
feb-20	45 501	-3,24	0,0000	15,3	-577 373	-48
mar-20	44 797	-3,39	0,0000	15,3	-604 538	-50
abr-20	35 855	-4,39	-0,0006	15,3	-709 947	-59
may-20	35 197	-4,59	-0,0014	15,4	-839 825	-70
jun-20	27 972	-4,75	-0,0018	15,4	-730 178	-61
jul-20	33 595	-4,50	-0,0014	15,4	-791 444	-66
ago-20	35 037	-4,43	-0,0016	15,4	-844 406	-70
sep-20	35 521	-4,50	-0,0018	15,4	-888 139	-74
oct-20	34 035	-4,54	-0,0018	15,4	-860 768	-72
nov-20	31 465	-3,75	-0,0015	15,4	-652 038	-54
dic-20	45 089	-3,01	0,0000	15,3	-532 576	-44

Cuadro 5.11: Ahorro de energía eléctrica y costo del proceso en los puntos de análisis 1 y 2. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Potencia del chiller [kW]	Días operativos	Potencia mensual [kWh]	Costo operativo mensual [\$]
ene-20	30	31	22 091	1 988
feb-20	26	28	17 783	1 600
mar-20	28	31	20 615	1 855
abr-20	33	30	23 428	2 109
may-20	38	31	28 638	2 577
jun-20	33	30	24 096	2 169
jul-20	36	31	26 988	2 429
ago-20	39	31	28 794	2 591
sep-20	41	30	29 309	2 638
oct-20	39	31	29 352	2 642
nov-20	30	30	21 517	1 937
dic-20	24	28	16 403	1 476
Total			289 015	26 011

Cuadro 5.12: Condiciones psicrométricas del aire en los puntos de análisis 2 y 3. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Punto de análisis: 2				Punto de análisis: 3			
	T_2 [°F]	ϕ_2 [%HR]	h_2 $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$	ω_2 $\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$	T_3 [°F]	ϕ_3 [%HR]	h_3 $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$	ω_3 $\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$
ene-20	63,5	98,2 %	30,08	0,0136	49,5	100 %	20,86	0,0083
feb-20	67,0	81,2 %	29,94	0,0127	55,4	100 %	24,52	0,0103
mar-20	67,0	76,9 %	29,19	0,0120	55,2	100 %	24,39	0,0103
abr-20	65,7	98,3 %	31,85	0,0148	49,9	100 %	21,09	0,0084
may-20	67,8	98,9 %	33,72	0,0160	49,7	100 %	20,98	0,0084
jun-20	67,8	99,0 %	33,74	0,0160	49,5	100 %	20,86	0,0083
jul-20	67,2	99,0 %	33,22	0,0157	49,7	100 %	20,98	0,0084
ago-20	68,0	98,9 %	33,89	0,0161	49,8	100 %	21,03	0,0084
sep-20	68,1	99,0 %	34,00	0,0162	49,5	100 %	20,86	0,0083
oct-20	68,2	99,1 %	34,10	0,0163	49,5	100 %	20,86	0,0083
nov-20	69,1	99,2 %	34,92	0,0168	54,0	100 %	23,61	0,0098
dic-20	66,5	93,1 %	31,62	0,0144	55,7	100 %	24,72	0,0105
nov-20	54,0	100 %	23,61	0,0098	66,0	65,2 %	26,54	0,0098
dic-20	55,7	100 %	24,72	0,0105	66,1	69,1 %	27,26	0,0105

Cuadro 5.13: Calor requerido por el proceso de los puntos de análisis 2 y 3. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Flujo de aire [cfm]	$\Delta h \left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right]$	$\Delta \omega \left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v} \right]$	$\nu_{prom} \left[\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}_{\text{as}}} \right]$	\dot{Q}_C	
					$\left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right]$	ton
ene-20	37 411	-9,22	-0,0053	14,77	-2 272 782	-189
feb-20	45 501	-5,42	-0,0024	14,92	-1 459 357	-122
mar-20	44 797	-4,81	-0,0018	14,91	-1 208 514	-101
abr-20	35 855	-10,76	-0,0063	14,83	-2 550 252	-213
may-20	35 197	-12,75	-0,0076	14,87	-2 977 876	-248
jun-20	27 972	-12,88	-0,0077	14,86	-2 392 026	-199
jul-20	33 595	-12,25	-0,0073	14,85	-2 730 677	-228
ago-20	35 037	-12,86	-0,0077	14,87	-2 991 748	-249
sep-20	35 521	-13,14	-0,0079	14,87	-3 099 847	-258
oct-20	34 035	-13,25	-0,0080	14,87	-2 995 119	-250
nov-20	31 465	-11,31	-0,0070	14,97	-2 372 995	-198
dic-20	45 089	-6,90	-0,0039	14,94	-2 010 896	-168

Cuadro 5.14: Consumo eléctrico y costo operativo para el proceso en los puntos de análisis 2 y 3. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Potencia del chiller [kW]	Días operativos	Potencia mensual [kWh]	Costo operativo mensual [\$]
ene-20	104	31	77 502	6 975
feb-20	67	28	44 948	4 045
mar-20	55	31	41 210	3 709
abr-20	117	30	84 158	7 574
may-20	136	31	101 546	9 139
jun-20	110	30	78 937	7 104
jul-20	125	31	93 116	8 380
ago-20	137	31	102 019	9 182
sep-20	142	30	102 295	9 207
oct-20	137	31	102 134	9 192
nov-20	109	30	78 309	7 048
dic-20	92	28	61 936	5 574
Total			968 109	87 130

Cuadro 5.15: Condiciones psicrométricas del aire en los puntos de análisis 3 y 4. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Punto de análisis: 3				Punto de análisis: 4			
	T_3 [°F]	ϕ_3 [%HR]	h_3 $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$	ω_3 $\left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}\right]$	T_4 [°F]	ϕ_4 [%HR]	h_4 $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$	ω_4 $\left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}\right]$
ene-20	49,5	100,0 %	20,86	0,0083	66,5	54 %	25,00	0,0083
feb-20	55,4	100,0 %	24,52	0,0103	68,7	63 %	27,77	0,0103
mar-20	55,2	100,0 %	24,39	0,0103	68,9	62 %	27,73	0,0103
abr-20	49,9	100,0 %	21,09	0,0084	67,8	53 %	25,46	0,0084
may-20	49,7	100,0 %	20,98	0,0084	68,3	51 %	25,51	0,0084
jun-20	49,5	100,0 %	20,86	0,0083	68,8	50 %	25,56	0,0083
jul-20	49,7	100,0 %	20,98	0,0084	67,9	52 %	25,41	0,0084
ago-20	49,8	100,0 %	21,03	0,0084	67,8	52 %	25,42	0,0084
sep-20	49,5	100,0 %	20,86	0,0083	67,8	52 %	25,32	0,0083
oct-20	49,5	100,0 %	20,86	0,0083	68,0	52 %	25,37	0,0083
nov-20	54,0	100,0 %	23,61	0,0098	69,2	58 %	27,32	0,0098
dic-20	55,7	100,0 %	24,72	0,0105	68,0	65 %	27,72	0,0105

Cuadro 5.16: Calor entregado por el proceso de los puntos de análisis 3 y 4. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Flujo de aire [cfm]	Δh $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$	$\Delta \omega$ $\left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}\right]$	ν_{prom} $\left[\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}_{\text{as}}}\right]$	\dot{Q}_C	
					$\left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right]$	ton
ene-20	37 411	4,14	0	14,75	630 219	53
feb-20	45 501	3,25	0	14,92	595 246	50
mar-20	44 797	3,35	0	14,92	603 646	50
abr-20	35 855	4,36	0	14,78	634 955	53
may-20	35 197	4,53	0	14,78	647 474	54
jun-20	27 972	4,70	0	14,79	533 765	44
jul-20	33 595	4,43	0	14,78	604 949	50
ago-20	35 037	4,39	0	14,78	623 992	52
sep-20	35 521	4,46	0	14,77	643 323	54
oct-20	34 035	4,51	0	14,77	623 021	52
nov-20	31 465	3,71	0	14,89	470 790	39
dic-20	45 089	3,01	0	14,91	545 730	45

Cuadro 5.17: Ahorro de energía eléctrica y costo del proceso para los puntos de análisis 3 y 4. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Potencia del chiller [kW]	Días operativos	Potencia mensual [kWh]	Costo operativo mensual [\$]
ene-20	95	31	70 332	6 330
feb-20	89	28	60 001	5 400
mar-20	91	31	67 367	6 063
abr-20	95	30	68 575	6 172
may-20	97	31	72 258	6 503
jun-20	80	30	57 647	5 188
jul-20	91	31	67 512	6 076
ago-20	94	31	69 638	6 267
sep-20	96	30	69 479	6 253
oct-20	93	31	69 529	6 258
nov-20	71	30	50 845	4 576
dic-20	82	28	55 010	4 951
Total			778 193	70 037

Cuadro 5.18: Condiciones psicrómetros del aire en para el enfriamiento adicional. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Punto de análisis: 1				Punto de análisis: condiciones de suministro			
	T_4 [°F]	ϕ_4 [%HR]	h_4 $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$	ω_s $\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$	T_2 [°F]	ϕ_2 [%HR]	h_s $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$	ω_s $\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$
ene-20	66,5	54 %	24,99	0,0083	66,0	56 %	24,87	0,0083
feb-20	68,7	63 %	27,77	0,0103	68,5	63 %	27,72	0,0103
mar-20	68,9	62 %	27,75	0,0103	68,4	63 %	27,62	0,0103
abr-20	67,8	53 %	25,44	0,0084	65,8	56 %	24,96	0,0084
may-20	68,3	51 %	25,51	0,0084	66,0	56 %	24,95	0,0084
jun-20	68,8	50 %	25,57	0,0083	66,0	55 %	24,89	0,0083
jul-20	67,9	52 %	25,41	0,0084	66,0	56 %	24,95	0,0084
ago-20	67,8	52 %	25,41	0,0084	66,0	56 %	24,97	0,0084
sep-20	67,8	52 %	25,32	0,0083	66,0	55 %	24,88	0,0083
oct-20	68,0	52 %	25,38	0,0083	66,0	55 %	24,89	0,0083
nov-20	69,2	58 %	27,30	0,0098	66,0	65 %	26,52	0,0098
dic-20	68,0	65 %	27,72	0,0104	66,1	69 %	27,25	0,0104

Cuadro 5.19: Calor requerido por el enfriamiento adicional. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Flujo de aire [cfm]	Δh [$\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$]	$\Delta \omega$ [$\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$]	ν_{prom} [$\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}_{\text{as}}}$]	\dot{Q}_E	
					[$\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$]	[ton]
ene-20	37 411	-0,12	0	14,99	-18 242	-2
feb-20	45 501	-0,05	0	15,10	-8 840	-1
mar-20	44 797	-0,12	0	15,10	-21 755	-2
abr-20	35 855	-0,49	0	15,01	-69 869	-6
may-20	35 197	-0,56	0	15,02	-78 824	-7
jun-20	27 972	-0,68	0	15,02	-76 225	-6
jul-20	33 595	-0,46	0	15,01	-62 175	-5
ago-20	35 037	-0,44	0	15,01	-61 436	-5
sep-20	35 521	-0,44	0	15,01	-62 284	-5
oct-20	34 035	-0,49	0	15,01	-66 297	-6
nov-20	31 465	-0,78	0	15,06	-97 980	-8
dic-20	45 089	-0,46	0	15,06	-83 465	-7

Cuadro 5.20: Consumo eléctrico y costo operativo para el enfriamiento adicional. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Potencia del chiller [kW]	Días operativos	Potencia mensual [kWh]	Costo operativo mensual [\$]
ene-20	0,84	31	622	56
feb-20	0,41	28	272	25
mar-20	1,00	31	742	67
abr-20	3,20	30	2 306	208
may-20	3,61	31	2 688	242
jun-20	3,49	30	2 515	226
jul-20	2,85	31	2 120	191
ago-20	2,82	31	2 095	189
sep-20	2,85	30	2 055	185
oct-20	3,04	31	2 261	203
nov-20	4,49	30	3 233	291
dic-20	3,83	28	2 571	231
Total			23 480	2 113

Cuadro 5.21: Potencia mensual del aire para nuevas condiciones de operación. Fuente: (Elaboración propia.)

Mes	Parámetros nomiales			Parámetros nuevos			Potencia del aire [HP]	Potencia del aire [kW]
	Q_0 [cfm]	N_0 [RMP]	ΔP_0 [inwg]	Q_1 [cfm]	N_1 [RMP]	ΔP_1 [inwg]		
ene-20	60 830	826	6,8	37 411	420,7	1,8	11,9	8,9
feb-20	60 830	826	6,8	45 501	464,8	2,2	16,0	12,0
mar-20	60 830	826	6,8	44 797	479,7	2,3	17,6	13,1
abr-20	60 830	826	6,8	35 855	408,0	1,7	10,8	8,1
may-20	60 830	826	6,8	35 197	403,8	1,6	10,5	7,8
jun-20	60 830	826	6,8	27 972	331,5	1,1	5,8	4,3
jul-20	60 830	826	6,8	33 595	391,5	1,5	9,6	7,1
ago-20	60 830	826	6,8	35 037	403,5	1,6	10,5	7,8
sep-20	60 830	826	6,8	35 521	406,8	1,6	10,8	8,0
oct-20	60 830	826	6,8	34 035	395,6	1,6	9,9	7,4
nov-20	60 830	826	6,8	31 465	338,7	1,1	6,2	4,6
dic-20	60 830	826	6,8	45 089	483,4	2,3	18,0	13,4

Cuadro 5.22: Costo operativo mensual para el ventilador. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Días operativos	Potencia mensual [kWh]	Costo operativo [\$]
ene-20	31	11 207	1 009
feb-20	28	13 647	1 228
mar-20	31	16 614	1 495
abr-20	30	9 895	891
may-20	31	9 909	892
jun-20	30	5 308	478
jul-20	31	8 156	734
ago-20	31	9 886	890
sep-20	30	9 805	882
oct-20	31	9 321	839
nov-20	30	5 658	509
dic-20	28	15 353	1 382
	Total	124 759	11 228

Apendice A.3. Resultados Simulaciones Run-Around

Cuadro 5.23: Propiedades del aire en el serpentín de pre-enfriamiento. Fuente: (Elaboración propia).

Propiedades del Aire - Serpentin Pre-Enfriamiento								
Mes	Flujo de aire [cfm]	EATBS [°F]	EATBH [°F]	Vel. [FPM]	LATBS [°F]	LATBH [°F]	LRH [%]	Estática [inwg]
ene-20	37411	79.7	68.3	314.38	64.6	63.4	94.0 %	0.15
feb-20	45501	80.2	67.1	382.36	67.5	63.2	80.0 %	0.18
mar-20	44797	80.6	66.4	376.45	67.6	62.3	75.6 %	0.18
abr-20	35855	80.7	70.5	301.3	66.5	65.5	95.1 %	0.15
may-20	35197	80	72.6	295.77	68.1	67.4	96.6 %	0.17
jun-20	27972	79	72.8	235.06	67.9	67.4	97.6 %	0.12
jul-20	33595	79.1	72.0	282.31	67.6	66.9	96.6 %	0.16
ago-20	35037	78.7	72.6	294.43	68	67.5	97.6 %	0.17
sep-20	35521	78.4	72.8	298.5	68	67.6	98.1 %	0.18
oct-20	34035	78.5	73.0	286.01	68.2	67.7	97.6 %	0.17
nov-20	31465	77.8	73.0	264.41	69.3	68.8	97.6 %	0.14
dic-20	45089	78.7	68.7	378.9	67.1	65.3	91.3 %	0.18

Cuadro 5.24: Propiedades del agua en el serpentín de pre-enfriamiento. Fuente: (Elaboración propia).

Propiedades del Agua - Serpentin Pre-Enfriamiento					
Mes	Caudal [GPM]	ETW [°F]	LTW [°F]	Vel. [ft/s]	Caída de Presión [ft H2O]
ene-20	122.40	57.7	67.55	2.96	9.2
feb-20	117.28	60.6	70.27	2.82	8.37
mar-20	116.38	60.6	70.41	2.8	8.26
abr-20	113.02	58.4	69.26	2.73	7.94
may-20	113.74	59	70.53	2.74	7.97
jun-20	91.51	59	70.88	2.21	6.3
jul-20	108.56	58.8	70.09	2.62	7.36
aug-20	112.51	58.9	70.34	2.72	7.87
sep-20	116.21	59	70.32	2.81	8.34
oct-20	111.35	59	70.61	2.7	7.76
nov-20	74.56	59.5	72.14	1.82	4.43
dic-20	92.46	59.4	70.63	2.22	6.36

Cuadro 5.25: Propiedades del aire en el serpentín de calentamiento. Fuente: (Elaboración Propia).

Propiedades del Aire - Serpentín Calentamiento					
Mes	Flujo de Aire [CFM]	EATBS [°F]	Vel. [FPM]	LAT [°F]	Estática [inwg]
ene-20	37411	49.5	314.38	65.8	0.29
feb-20	45501	55.4	382.36	67.9	0.39
mar-20	44797	55.2	376.45	68	0.38
abr-20	35855	49.9	301.3	67.4	0.27
may-20	35197	49.7	295.77	68.6	0.26
jun-20	27972	49.5	235.06	69.2	0.18
jul-20	33595	49.7	282.31	68.3	0.24
ago-20	35037	49.8	294.43	68.4	0.26
sep-20	35521	49.5	298.5	68.4	0.26
oct-20	34035	49.5	286.01	68.8	0.24
nov-20	31465	54	264.41	69.4	0.22
dic-20	45089	55.7	378.9	67.3	0.39

Cuadro 5.26: Propiedades del agua en el serpentín de calentamiento. Fuente: (Elaboración Propia).

Propiedades Agua del agua - Serpentín Calentamiento					
MES	Caudal [GPM]	ETW [°F]	LTW [°F]	Vel. [ft/s]	Caída de Presión [ft H2O]
ene-20	122.40	67.5	57.71	2.62	11.48
feb-20	117.28	70.3	60.65	2.49	10.41
mar-20	116.38	70.4	60.62	2.47	10.31
Abr-20	113.02	69.3	58.35	2.41	9.92
may-20	113.74	70.5	58.99	2.42	9.93
jun-20	91.51	70.9	59	1.95	7.46
jul-20	108.56	70.1	58.75	2.31	9.16
aug-20	112.51	70.3	58.94	2.4	9.81
sep-20	116.21	70.3	58.96	2.48	10.41
oct-20	111.35	70.6	59.05	2.38	9.65
nov-20	74.56	72.1	59.52	1.6	5.27
dic-20	92.46	70.6	59.44	1.96	7.55

Cuadro 5.27: Condiciones psicrómetros del aire en los puntos de análisis 1 y 2. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Punto de análisis: 1				Punto de análisis: 2			
	T_1 [°F]	ϕ_1 [%HR]	h_1 $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$	ω_1 $\left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}\right]$	T_2 [°F]	ϕ_2 [%HR]	h_2 $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$	ω_2 $\left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}\right]$
ene-20	79,7	57,5 %	34,28	0,0138	62,7	100,0 %	29,77	0,0135
feb-20	80,2	52,1 %	33,18	0,0127	66,4	82,9 %	29,79	0,0127
mar-20	80,6	48,9 %	32,58	0,0121	66,6	78,2 %	29,16	0,0121
abr-20	80,7	61,8 %	36,24	0,0154	64,7	100,0 %	31,35	0,0145
may-20	80,0	71,4 %	38,31	0,0174	66,0	100,0 %	32,41	0,0152
jun-20	79,0	75,4 %	38,49	0,0178	65,8	100,0 %	32,23	0,0151
jul-20	79,1	72,2 %	37,73	0,0171	65,6	100,0 %	32,07	0,0150
ago-20	78,7	75,8 %	38,32	0,0177	66,0	100,0 %	32,42	0,0152
sep-20	78,4	77,5 %	38,50	0,0180	66,0	100,0 %	32,35	0,0152
oct-20	78,5	77,7 %	38,64	0,0181	66,0	100,0 %	32,42	0,0152
nov-20	77,8	80,3 %	38,67	0,0183	67,6	100,0 %	33,78	0,0161
dic-20	78,7	61,7 %	34,63	0,0144	66,8	92,2 %	31,69	0,0144

Cuadro 5.28: Calor recuperado por el proceso de los puntos de análisis 1 y 2. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Flujo de aire [cfm]	Δh $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$	$\Delta \omega$ $\left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}\right]$	ν_{prom} $\left[\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}_{\text{as}}}\right]$	\dot{Q}_E	
					$\left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right]$	[ton]
ene-20	37 411	-4,51	-0,0003	15,3	628 227	52
feb-20	45 501	-3,39	0,0000	15,3	596 579	50
mar-20	44 797	-3,42	0,0000	15,3	594 208	50
abr-20	35 855	-4,89	-0,0009	15,3	614 450	51
may-20	35 197	-5,90	-0,0022	15,4	655 701	55
jun-20	27 972	-6,26	-0,0027	15,4	535 957	45
jul-20	33 595	-5,65	-0,0021	15,3	600 662	50
ago-20	35 037	-5,91	-0,0025	15,4	636 984	53
sep-20	35 521	-6,15	-0,0028	15,4	662 914	55
oct-20	34 035	-6,22	-0,0029	15,4	640 657	53
nov-20	31 465	-4,89	-0,0022	15,4	474 304	40
dic-20	45 089	-2,93	0,0000	15,3	512 327	43

Cuadro 5.29: Ahorro de energía eléctrica y costo del proceso en los puntos de análisis 1 y 2. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Potencia del chiller [kW]	Días operativos	Potencia mensual [kWh]	Costo operativo mensual [\$]
ene-20	29	31	21 423	1 928
feb-20	27	28	18 375	1 654
mar-20	27	31	20 262	1 824
abr-20	28	30	20 277	1 825
may-20	30	31	22 359	2 012
jun-20	25	30	17 687	1 592
jul-20	28	31	20 483	1 843
ago-20	29	31	21 721	1 955
sep-20	30	30	21 876	1 969
oct-20	29	31	21 846	1 966
nov-20	22	30	15 652	1 409
dic-20	23	28	15 780	1 420
Total			237 740	21 397

Cuadro 5.30: Condiciones psicrométricas del aire en los puntos de análisis 2 y 3. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Punto de análisis: 2				Punto de análisis: 3			
	T_2 [°F]	ϕ_2 [%HR]	h_2 $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$	ω_2 $\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$	T_3 [°F]	ϕ_3 [%HR]	h_3 $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$	ω_3 $\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$
ene-20	62,7	100,0 %	29,77	0,0135	49,5	100 %	20,86	0,0083
feb-20	66,4	82,9 %	29,79	0,0127	55,4	100 %	24,52	0,0103
mar-20	66,6	78,2 %	29,16	0,0121	55,2	100 %	24,39	0,0103
abr-20	64,7	100,0 %	31,35	0,0145	49,9	100 %	21,09	0,0084
may-20	66,0	100,0 %	32,41	0,0152	49,7	100 %	20,98	0,0084
jun-20	65,8	100,0 %	32,23	0,0151	49,5	100 %	20,86	0,0083
jul-20	65,6	100,0 %	32,07	0,0150	49,7	100 %	20,98	0,0084
ago-20	66,0	100,0 %	32,42	0,0152	49,8	100 %	21,03	0,0084
sep-20	66,0	100,0 %	32,35	0,0152	49,5	100 %	20,86	0,0083
oct-20	66,0	100,0 %	32,42	0,0152	49,5	100 %	20,86	0,0083
nov-20	67,6	100,0 %	33,78	0,0161	54,0	100 %	23,61	0,0098
dic-20	66,8	92,2 %	31,69	0,0144	55,7	100 %	24,72	0,0105

Cuadro 5.31: Calor requerido por el proceso de los puntos de análisis 2 y 3. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Flujo de aire [cfm]	$\Delta h \left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right]$	$\Delta \omega \left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v} \right]$	$\nu_{\text{prom}} \left[\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}_{\text{as}}} \right]$	\dot{Q}_C	
					$\left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right]$	ton
ene-20	37 411	-8,91	-0,0052	14,76	-2 209 085	-184
feb-20	45 501	-5,28	-0,0024	14,91	-1 432 893	-119
mar-20	44 797	-4,77	-0,0018	14,90	-1 211 683	-101
abr-20	35 855	-10,26	-0,0061	14,81	-2 442 790	-204
may-20	35 197	-11,43	-0,0068	14,83	-2 675 327	-223
jun-20	27 972	-11,37	-0,0068	14,82	-2 113 608	-176
jul-20	33 595	-11,10	-0,0066	14,82	-2 477 526	-206
ago-20	35 037	-11,38	-0,0068	14,83	-2 651 954	-221
sep-20	35 521	-11,49	-0,0069	14,83	-2 711 777	-226
oct-20	34 035	-11,56	-0,0069	14,83	-2 616 255	-218
nov-20	31 465	-10,17	-0,0063	14,94	-2 136 653	-178
dic-20	45 089	-6,98	-0,0039	14,94	-2 025 048	-169

Cuadro 5.32: Consumo eléctrico y costo operativo para el proceso en los puntos de análisis 2 y 3. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Potencia del chiller [kW]	Días operativos	Potencia mensual [kWh]	Costo operativo mensual [\$]
ene-20	101	31	75 330	6 780
feb-20	66	28	44 133	3 972
mar-20	56	31	41 318	3 719
abr-20	112	30	80 612	7 255
may-20	123	31	91 229	8 211
jun-20	97	30	69 749	6 277
jul-20	114	31	84 484	7 604
ago-20	122	31	90 432	8 139
sep-20	124	30	89 489	8 054
oct-20	120	31	89 214	8 029
nov-20	98	30	70 510	6 346
dic-20	93	28	62 371	5 613
Total			888 870	79 998

Cuadro 5.33: Condiciones psicrométricas del aire en los puntos de análisis 3 y 4. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Punto de análisis: 3				Punto de análisis: 4			
	T_3 [°F]	ϕ_3 [%HR]	h_3 $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$	ω_3 $\left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}\right]$	T_4 [°F]	ϕ_4 [%HR]	h_4 $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$	ω_4 $\left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}\right]$
ene-20	49,5	100,0 %	20,86	0,0083	66,2	55 %	24,92	0,0083
feb-20	55,4	100,0 %	24,52	0,0103	68,6	63 %	27,73	0,0103
mar-20	55,2	100,0 %	24,39	0,0103	68,5	62 %	27,64	0,0103
abr-20	49,9	100,0 %	21,09	0,0084	66,9	54 %	25,24	0,0084
may-20	49,7	100,0 %	20,98	0,0084	68,2	52 %	25,48	0,0084
jun-20	49,5	100,0 %	20,86	0,0083	68,5	51 %	25,49	0,0083
jul-20	49,7	100,0 %	20,98	0,0084	67,5	53 %	25,30	0,0084
ago-20	49,8	100,0 %	21,03	0,0084	67,9	52 %	25,43	0,0084
sep-20	49,5	100,0 %	20,86	0,0083	68,0	51 %	25,37	0,0083
oct-20	49,5	100,0 %	20,86	0,0083	68,2	51 %	25,41	0,0083
nov-20	54,0	100,0 %	23,61	0,0098	69,1	59 %	27,29	0,0098
dic-20	55,7	100,0 %	24,72	0,0105	67,1	67 %	27,51	0,0105

Cuadro 5.34: Calor entregado por el proceso de los puntos de análisis 3 y 4. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Flujo de aire [cfm]	Δh $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$	$\Delta \omega$ $\left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}\right]$	ν_{prom} $\left[\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}_{\text{as}}}\right]$	\dot{Q}_C	
					$\left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right]$	ton
ene-20	37 411	4,06	0	14,75	618 092	52
feb-20	45 501	3,22	0	14,91	589 017	49
mar-20	44 797	3,25	0	14,91	586 591	49
abr-20	35 855	4,15	0	14,77	604 349	50
may-20	35 197	4,51	0	14,78	643 991	54
jun-20	27 972	4,63	0	14,78	526 117	44
jul-20	33 595	4,33	0	14,77	590 364	49
ago-20	35 037	4,40	0	14,78	625 880	52
sep-20	35 521	4,51	0	14,77	651 056	54
oct-20	34 035	4,55	0	14,78	629 099	52
nov-20	31 465	3,69	0	14,89	467 410	39
dic-20	45 089	2,79	0	14,90	506 703	42

Cuadro 5.35: Ahorro de energía eléctrica y costo del proceso para los puntos de análisis 3 y 4. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Potencia del chiller [kW]	Días operativos	Potencia mensual [kWh]	Costo operativo mensual [\$]
ene-20	93	31	68 979	6 208
feb-20	88	28	59 373	5 344
mar-20	88	31	65 464	5 892
abr-20	91	30	65 270	5 874
may-20	97	31	71 869	6 468
jun-20	79	30	56 821	5 114
jul-20	89	31	65 885	5 930
ago-20	94	31	69 848	6 286
sep-20	98	30	70 314	6 328
oct-20	94	31	70 207	6 319
nov-20	70	30	50 480	4 543
dic-20	76	28	51 076	4 597
Total			765 586	68 903

Cuadro 5.36: Condiciones psicrómetros del aire en para el enfriamiento adicional. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Punto de análisis: 4				Punto de análisis: condiciones de suministro			
	T_4 [°F]	ϕ_4 [%HR]	h_4 $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$	ω_s $\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$	T_2 [°F]	ϕ_2 [%HR]	h_s $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$	ω_s $\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v}$
ene-20	66,2	55 %	24,92	0,0083	66,0	56 %	24,88	0,0083
feb-20	68,6	63 %	27,73	0,0103	68,5	63 %	27,72	0,0103
mar-20	68,5	62 %	27,64	0,0103	68,4	63 %	27,61	0,0103
abr-20	66,9	54 %	25,24	0,0084	65,8	56 %	24,97	0,0084
may-20	68,2	52 %	25,48	0,0084	66,0	56 %	24,95	0,0084
jun-20	68,5	51 %	25,49	0,0083	66,0	55 %	24,88	0,0083
jul-20	67,5	53 %	25,30	0,0084	66,0	56 %	24,95	0,0084
ago-20	67,9	52 %	25,43	0,0084	66,0	56 %	24,98	0,0084
sep-20	68,0	51 %	25,37	0,0083	66,0	55 %	24,88	0,0083
oct-20	68,2	51 %	25,41	0,0083	66,0	55 %	24,88	0,0083
nov-20	69,1	59 %	27,29	0,0098	66,0	65 %	26,54	0,0098
dic-20	67,1	67 %	27,51	0,0105	66,1	69 %	27,26	0,0105

Cuadro 5.37: Calor requerido por el enfriamiento adicional. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Flujo de aire [cfm]	$\Delta h \left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right]$	$\Delta \omega \left[\frac{\text{lb}_{\text{as}}}{\text{lb}_v} \right]$	$\nu_{prom} \left[\frac{\text{ft}^3}{\text{lb}_{\text{as}}} \right]$	\dot{Q}_E	
					$\left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right]$	[ton]
ene-20	37 411	-0,04	0	14,99	-6 119	-0,51
feb-20	45 501	-0,01	0	15,10	-2 611	-0,22
mar-20	44 797	-0,03	0	15,10	-4 693	-0,39
abr-20	35 855	-0,27	0	14,99	-39 261	-3,27
may-20	35 197	-0,54	0	15,01	-75 338	-6,28
jun-20	27 972	-0,61	0	15,02	-68 568	-5,71
jul-20	33 595	-0,35	0	15,00	-47 585	-3,97
ago-20	35 037	-0,45	0	15,01	-63 331	-5,28
sep-20	35 521	-0,49	0	15,01	-70 019	-5,83
oct-20	34 035	-0,53	0	15,01	-72 371	-6,03
nov-20	31 465	-0,75	0	15,06	-94 608	-7,88
dic-20	45 089	-0,25	0	15,05	-44 435	-3,70

Cuadro 5.38: Consumo eléctrico y costo operativo para el enfriamiento adicional. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Potencia del chiller [kW]	Días operativos	Potencia mensual [kWh]	Costo operativo mensual [\$]
ene-20	0,28	31	209	19
feb-20	0,12	28	80	7
mar-20	0,22	31	160	14
abr-20	1,80	30	1 296	117
may-20	3,45	31	2 569	231
jun-20	3,14	30	2 263	204
jul-20	2,18	31	1 623	146
ago-20	2,90	31	2 160	194
sep-20	3,21	30	2 311	208
oct-20	3,32	31	2 468	222
nov-20	4,34	30	3 122	281
dic-20	2,04	28	1 369	123
Total			19 628	1 767

Cuadro 5.39: Potencia mensual del aire para nuevas condiciones de operación. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Parámetros nomiales			Parámetros nuevos			Potencia del aire [HP]	Potencia del aire [kW]
	Q_0 [cfm]	N_0 [RMP]	ΔP_0 [inwg]	Q_1 [cfm]	N_1 [RMP]	ΔP_1 [inwg]		
ene-20	60 830	826	6,8	37 411	433	1,9	12,9	9,6
feb-20	60 830	826	6,8	45 501	500	2,5	19,9	14,9
mar-20	60 830	826	6,8	44 797	494	2,4	19,3	14,4
abr-20	60 830	826	6,8	35 855	420	1,8	11,8	8,8
may-20	60 830	826	6,8	35 197	417	1,7	11,6	8,6
jun-20	60 830	826	6,8	27 972	354	1,3	7,1	5,3
jul-20	60 830	826	6,8	33 595	403	1,6	10,5	7,8
ago-20	60 830	826	6,8	35 037	416	1,7	11,5	8,6
sep-20	60 830	826	6,8	35 521	420	1,8	11,9	8,8
oct-20	60 830	826	6,8	34 035	407	1,7	10,8	8,0
nov-20	60 830	826	6,8	31 465	385	1,5	9,1	6,8
dic-20	60 830	826	6,8	45 089	497	2,5	19,6	14,6

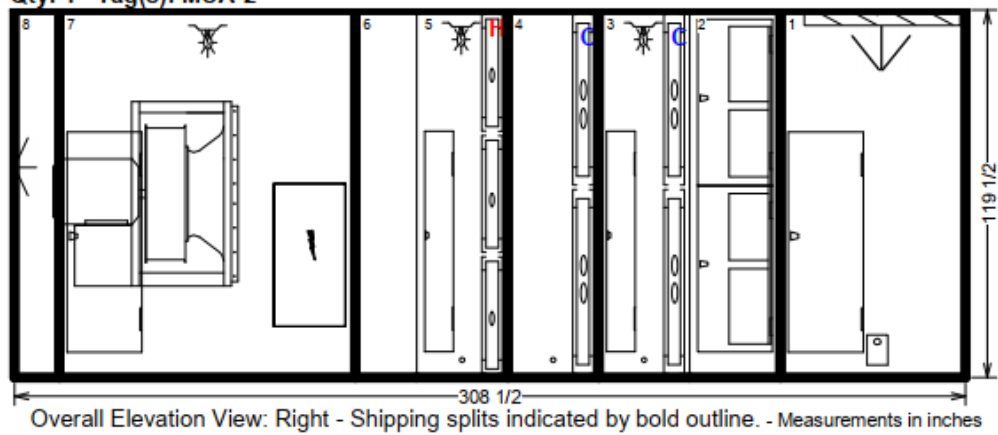
Cuadro 5.40: Costo operativo mensual para el ventilador. Fuente: (Elaboración propia).

Mes	Días operativos	Potencia mensual [kWh]	Costo operativo [\$]
ene-20	31	12 183	1 096
feb-20	28	16 974	1 528
mar-20	31	18 158	1 634
abr-20	30	10 802	972
may-20	31	10 923	983
jun-20	30	6 489	584
jul-20	31	8 912	802
ago-20	31	10 842	976
sep-20	30	10 821	974
oct-20	31	10 166	915
nov-20	30	8 286	746
dic-20	28	16 697	1 503
	Total	141 254	12 713

Anexos

Anexo A.1. Planos Unidad Manejadora de Aire

As-Built - Indoor Central Station Air Handler Units
 Item: B28 Qty: 1 Tag(s): MUA-2



Pos #	Module	Length	Weight
1	Air mixing module	60	2056.00
2	Filter module	29 1/2	1996.00
3	Coil module	29 1/2	2032.40
4	Coil module	29 1/2	6516.40
5	Coil module	29 1/2	1428.10
6	Access/turning module	20	638.00
7	Fan module	96	7602.00
8	Access/turning module	14 1/2	605.00
			Installed Unit Weight 22873.90 lbs

Figura 5.1: Vista de elevación lateral de Unidad Manejadora de Aire Existente. Fuente: (TRANE, 2009).

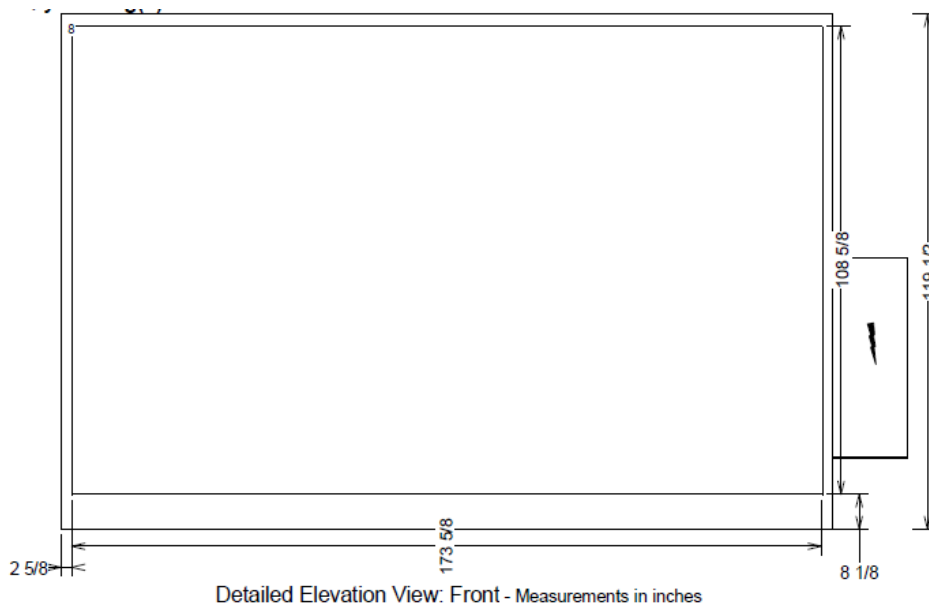


Figura 5.2: Vista de elevación frontal de Unidad Manejadora de Aire Existente. Fuente: (TRANE, 2009).

51" 5W 2 ROW

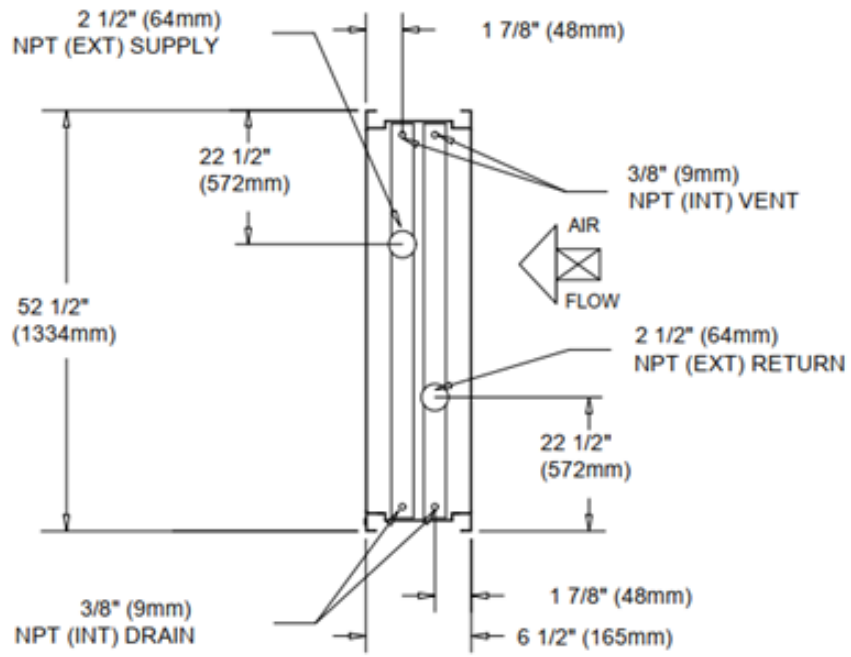


Figura 5.3: Dimensiones serpentín de pre-enfriamiento. Fuente: (TRANE, 2009).

51" 5D 10 ROW

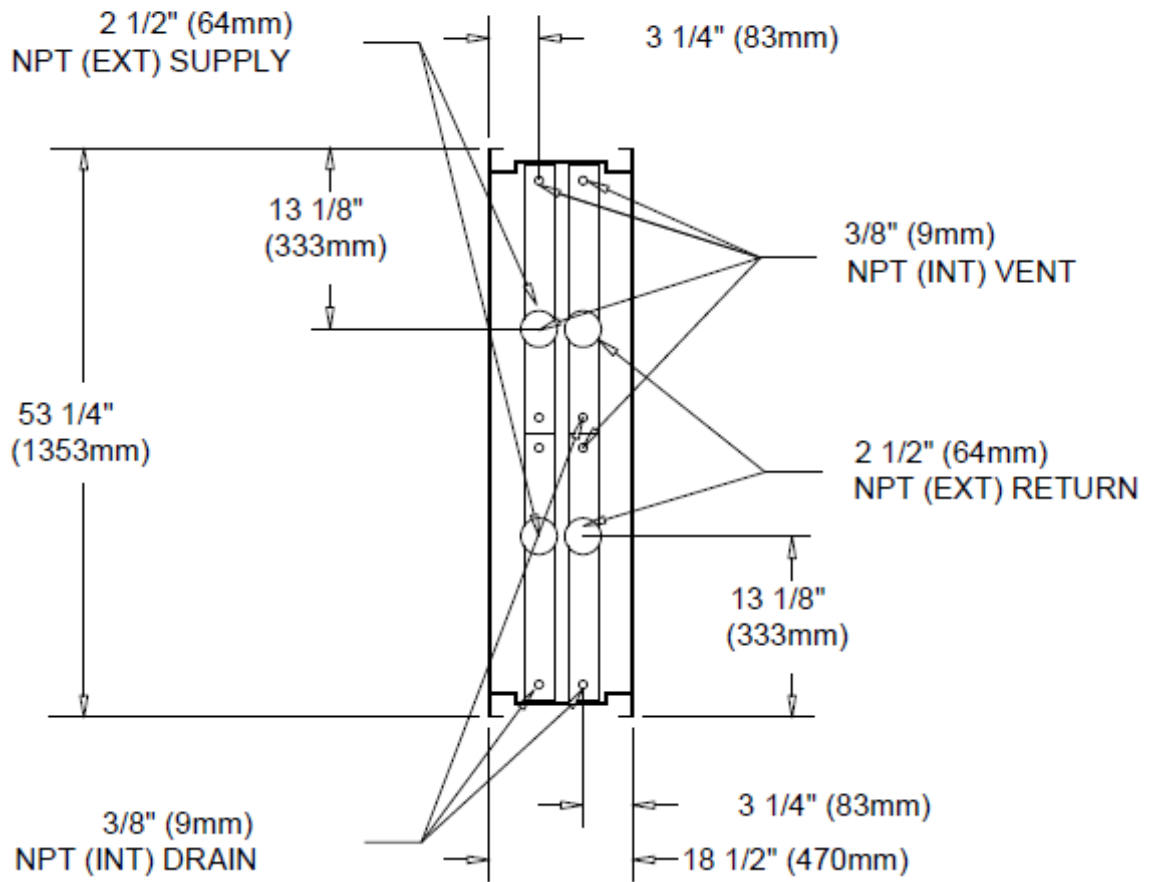


Figura 5.4: Dimensiones serpentín de enfriamiento. Fuente: (TRANE, 2009).

33" WA 1 ROW

HORIZONTAL AIR FLOW - RIGHT HAND SUPPLY

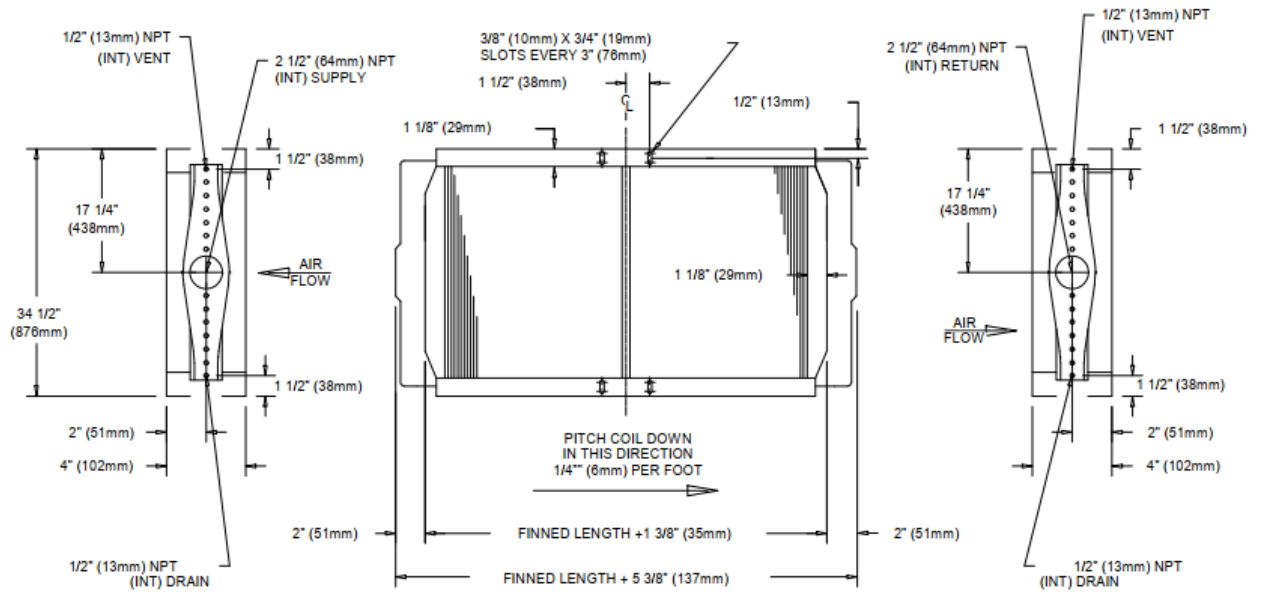


Figura 5.5: Dimensiones serpentín de calentamiento (Fuente: TRANE, 2009).

Anexo A.2. Nomenclatura modelos de serpentines

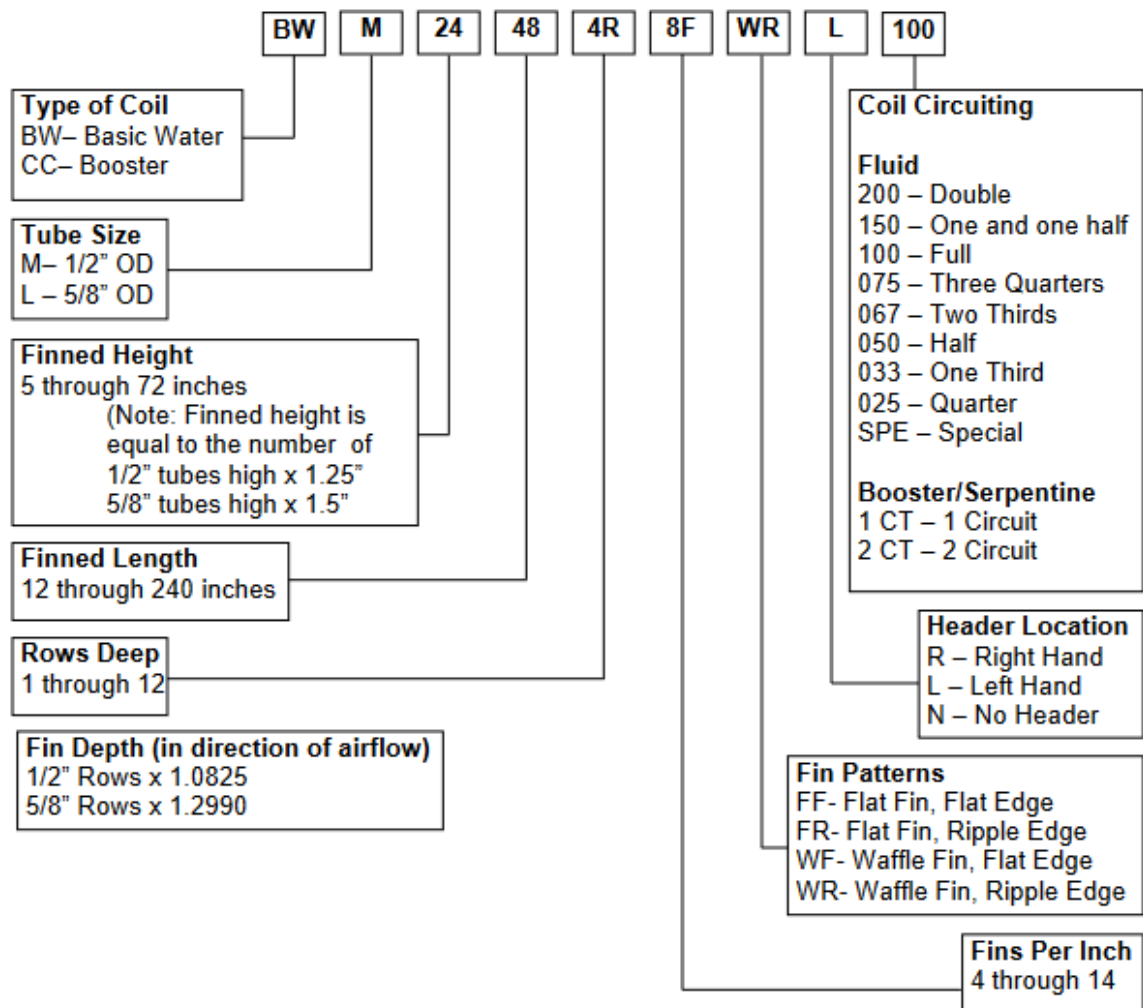


Figura 5.6: Nomenclatura de los modelos de serpentines seleccionados para sistema Run-Around. Fuente: (Colmac Coil Manufacturing Inc., 2015a).