



Thermal Stress Reduction

Diseño de un sistema de ventilación localizada para mejorar la sensación térmica de un espacio de producción en la ciudad de Cartagena

Juan Ernesto Chamorro Chitan

Informe de práctica para optar al título de Ingeniero Mecánico

Asesor

Daniel Valencia, Especialista en Ventilación y Aire Acondicionado

Asesor externo de la empresa Ventilación y Control Ambiental

Jorge Mario Hernández Torreglosa, Especialista en Ventilación y Aire Acondicionado

Universidad de Antioquia
Facultad de Ingeniería
Ingeniería Mecánica
Medellín, Antioquia, Colombia

2023

Cita

(Chamorro Chitan, 2023)

Referencia

Estilo APA 7 (2020)

J. E. Chamorro Chitan (2023). *Diseño de un sistema de ventilación localizada para mejorar la sensación térmica de un espacio de producción en la ciudad de Cartagena*. Trabajo de grado profesional, Ingeniería Mecánica, Universidad de Antioquia, Medellín, Antioquia, Colombia, 2023.



Centro de Documentación Ingeniería (CENDOI)

Repositorio Institucional: <http://bibliotecadigital.udea.edu.co>Universidad de Antioquia - www.udea.edu.co**Rector:** John Jairo Arboleda Céspedes.**Decano/Director:** Jesús Francisco Vargas Bonilla.**Jefe departamento:** Pedro León Simancas.

El contenido de esta obra corresponde al derecho de expresión de los autores y no compromete el pensamiento institucional de la Universidad de Antioquia ni desata su responsabilidad frente a terceros. Los autores asumen la responsabilidad por los derechos de autor y conexos.

Dedicatoria

A mi padre German Alfredo que desde pequeño me inculco la importancia de la academia y el conocimiento, a pesar de las adversidades siempre me enseñó a ser un ser humano responsable leal y respetuoso.

A mi madre por su crianza desde el amor y la nobleza, cuya virtud es mi mayor fuente de inspiración.

A mi hermana Lorena por ser el mayor símbolo de resiliencia, bondad y lealtad y mi sobrina María Belén por su gran valentía.

A mi hermano Camilo por ser mi mayor ejemplo de disciplina.

Este trabajo es por ellos, por ser el motor que día a día me impulsa a seguir adelante.

Agradecimientos

A todos los familiares y amigos que han sido parte del proceso educativo y de alguna manera han influido positivamente para llevarme a ser la persona que actualmente soy.

A mis profesores que gracias a sus conocimientos inculcaron el amor por el conocimiento y el sentido crítico que me caracteriza.

A mi asesor Ing. Daniel Valencia por su profesionalismo y diligencia durante el proceso de práctica académica.

A mi asesor Ing. Jorge Hernández por ser abierto con el conocimiento y facilitarme el camino hacia la perspectiva industrial.

Tabla de contenido

Resumen	11
Introducción	12
1 Objetivos	13
1.1 Objetivo general	13
1.2 Objetivos específicos	13
2 Marco teórico	14
3 Metodología.....	40
4 Desarrollo de ingeniería básica.....	40
4.1 Condiciones de la planta.....	40
4.2 Condición de diseño por exposición a calor	41
4.3 Propuesta de ingeniería básica.....	42
4.3.1 Sistema de Inyección localizado con aire pre-enfriado.	42
4.3.2 Propuesta de conformación del sistema de inyección de aire.....	44
4.4 Simulaciones del sistema de ventilación	49
5 Desarrollo de ingeniería de detalle	51
5.1 Cálculo de confort térmico según ASHRAE-55	53
5.1.1 Caudales de aire y velocidades de diseño	55
5.2 Balanceo del sistema de ductos de aire.	56
5.3 Selección del ventilador para el equipo de preenfriamiento.....	59
5.4 Especificaciones técnicas de los equipos y demás componentes.	60
5.5 Gabinete Eléctrico.....	61
5.6 Circuito de Potencia.....	63
5.7 Circuito de Control.....	63
5.8 Selección de circuito de Potencia	63
5.9 Circuito de refrigeración	64
5.10 Cálculo de la capacidad de condensadora.....	64
5.11 Diseño del evaporador.....	70
5.12 Resultados del Sistema de refrigeración	76
5.13 Análisis de diseño del evaporador del circuito de refrigeración.	79
5.14 Soportes del sistema de inyección	81
5.14.1 Propiedades del material.....	82
5.14.2 Soporte 0.....	83
5.14.3 Soporte 1 y 2.....	85

5.14.4	Soporte 3	87
5.14.5	Cargas	88
5.15	Simulación de soportes.....	89
5.15.1	Resultados de desplazamiento soporte 0	89
6	Montaje y toma de datos	94
7	Conclusiones	100
8	Referencias	102

Lista de tablas

Tabla 1 Fuente generadores de calor.	17
Tabla 2. Confort aceptable para movimiento del aire sobre un trabajador según ACGIH.....	43
Tabla 3 Velocidades en ductos máximas recomendadas en sistemas de baja velocidad en FPM <i>Tomado de Duct Air desing (Carrier).</i>	50
Tabla 4. Rejillas para inyección de aire.....	55
Tabla 5. Ventilador seleccionado.	60
Tabla 6 Descripción de cargas eléctricas.....	64
Tabla 7 Perfiles estructurales para construcción de soportes.	82
Tabla 8 Propiedades del acero estructural A36.	82
Tabla 9 Cargas del soporte 0.	84
Tabla 10 Cargas de soportes 1 y 2.....	86
Tabla 11 Cargas del soporte 3.	88
Tabla 12 Velocidad y caudal total del sistema de ventilación localizada.	96
Tabla 13 Velocidades y caudales de suministro en los difusores del sistema de ventilación localizada.....	97
Tabla 14 Mediciones de velocidad, temperatura y humedad relativa – Salida de difusores de suministro.	99
Tabla 15. Mediciones de velocidad, temperatura y humedad relativa - Distancia de 1,6 m desde el nivel del piso.....	99

Lista de ilustraciones

Ilustración 1. Rango de Temperatura Operativa Aceptable para Espacios sin Aire Acondicionado.	15
Ilustración 2 Ciclo teórico de una sola etapa.	24
Ilustración 3 Tipos de compresores.	26
Ilustración 4 Capacidad de compresor y evaporación para un compresor recíprocante semihermético. <i>Tomado de McQuiston HVAC, Heating, Ventilating, and air conditioning, sixth Edition.</i>	27
Ilustración 5 Serpentin de evaporación. Tomado de Direct Expansión Selección, Carrier.	28
Ilustración 6 Regímenes de flujo y perfiles de temperatura asociados en un intercambiador de calor doble tubo.	31
Ilustración 7 Tipos de Intercambiadores de calor de flujo no mezclado. <i>Tomado de: High Performance Building Magazine Spring 2016 Published by Ashrae.</i>	33
Ilustración 8. Distribución de equipos y personal área de llenado de tambores.	41
Ilustración 9. Trayectoria y velocidades de flujo de aire en el trabajador.	44
Ilustración 10. Esquema general del espacio de producción en el software Solid Edge ST10.	45
Ilustración 11. Diagrama de unidad de enfriamiento.	46
Ilustración 12. Rejilla Tipo Louver Orientables.	47
Ilustración 13. Distribución de rejillas de suministro.	48
Ilustración 14. Trayectoria y velocidad de flujo de aire de inyección localizada.	49
Ilustración 15 Resultados de simulación del sistema de inyección.	51
Ilustración 16. Condiciones de diseño para sistemas de aire acondicionado en Colombia. <i>Datos tomados de 2013 ASHRAE Handbook-Fundamentals.</i>	52
Ilustración 17 ASHRAE CLIMATIC DESIGN CONDITIONS HANDBOOK para Cartagena. Tomado de: http://ashrae-meteo.info/v2.0/places.php?continent=Latin%20America	53
Ilustración 18. Gráfico con condiciones psicrométricas del aire de suministro.	54
Ilustración 19 Trayectoria de ductería para balance de energías.	56

Ilustración 20 Balanceo por método de caída de presión.	57
Ilustración 21 Caída de presión en el software Ductsize.	58
Ilustración 22 Cambios de caída de presión en el sistema.	59
Ilustración 23 Esquema de la UMA del sistema de ventilación.	60
Ilustración 24 Modo de operación del ventilador.	61
Ilustración 25 Ubicación del gabinete eléctrico.	62
Ilustración 26 Análisis Psicrométrico para estimación de capacidad de refrigeración.	65
Ilustración 27 Diagrama de Mollier para el refrigerante R410A. Tomado de https://hvac-eng.com/	66
Ilustración 28 Calculo de propiedades termodinámicas en EES de evaporador y Compresor.....	68
Ilustración 29 Calculo de propiedades termodinámicas en EES de condensador y válvula TXV.	69
Ilustración 30 Cálculo de flujo masico de refrigerante.....	70
Ilustración 31 Dimensiones generales del evaporador y separación de los tubos.	71
Ilustración 32 Propiedades termodinámicas del aire en convección forzada.	72
Ilustración 33 Procedimiento de cálculo para el flujo de calor del aire.	73
Ilustración 34 Propiedades termodinámicas del refrigerante.	73
Ilustración 35. Cálculo de Resistencia térmica en Aletas.....	74
Ilustración 36 Circuito de resistencias.....	75
Ilustración 37 Calculo de la razón del flujo de calor del circuito.....	76
Ilustración 38 Ciclo de refrigeración.....	79
Ilustración 39 Capacidad de evaporador requerida en relación a temperatura de operación.	81
Ilustración 40 Soportes y ubicaciones aproximadas en un $\pm 10\%$	83
Ilustración 41 Ubicación, Geometría y dimensiones del soporte 0.	84
Ilustración 42. Ubicación del soporte 1 y 2.....	85
Ilustración 43 Geometría y dimensiones soporte 1.	86
Ilustración 44. Ubicación del Soporte 3.	87
Ilustración 45. Geometría y dimensiones soporte 1.	88

Ilustración 46 Desplazamiento máximo del soporte 0.....	90
Ilustración 47 Esfuerzo máximo soporte 0.....	91
Ilustración 48 Desplazamiento máximo del soporte 1 y 2.....	92
Ilustración 49 Máximo esfuerzo del soporte 1 y 2.	92
Ilustración 50 Desplazamiento máximo del soporte 3.....	93
Ilustración 51 Máximo esfuerzo del soporte 3.	94
Ilustración 52 Fotos del montaje en la planta de producción.	96

Siglas, acrónimos y abreviaturas

HVAC	Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado
ANSI	Instituto Nacional Estadounidense de Estándares
ASHRAE	Asociación Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado
SMACNA	Asociación Nacional de Contratistas de Conductos de Aire Acondicionado y Ventilación
VAV	volumen de Aire Variable
MERV	Valor Mínimo de Informe de Eficiencia
ODP	Potencial de Desgaste del Ozono
GWP	Potencial de Calentamiento Global
UMA	Unidad Manejadora de Aire
CFM	Pies cúbicos por minuto
FPM	Pies por minuto
FEA	Análisis de elementos finitos
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
PSI	Libra por pulgada cuadrada

Resumen

El semestre de industria fue realizado en la empresa Ventilación y Control de Aire Ambiental SAS donde se presentó la oportunidad de implementar un sistema de ventilación para un espacio de producción de una reconocida empresa internacional con sede en la ciudad de Cartagena. Actualmente esta área no cuenta con un sistema de ventilación que atenúe las exigentes condiciones ambientales propias de la ciudad que, sumando la generación de calor de los trabajadores, equipos e iluminarias, crean condiciones de trabajo exigentes.

Ante la inminente necesidad de mejorar la sensación térmica de los trabajadores de la planta, basados en la viabilidad técnica y económica, se elige como solución, el desarrollo de un sistema de ventilación localizada de aire exterior con preenfriamiento, operado con una unidad manejadora. El proyecto y la práctica se desarrolla con el planteamiento de la ingeniería, el cálculo y diseño del sistema de inyección de aire con el método de balanceo por caída de presiones, la selección de equipos, la fabricación e instalación. Así mismo, usando criterios de transferencia de calor se estandariza un procedimiento de cálculo en el software EES para el diseño de la evaporadora de la unidad de refrigeración.

Se realizaron simulaciones estructurales para evidenciar el comportamiento de esfuerzo y deformación de la estructura de soporte de los ductos, paralelamente y, con el objetivo de optimizar el diseño del sistema general de preenfriamiento se realizaron simulaciones de fluidos donde se evidencio el comportamiento del aire de inyección a través de los ductos y en la descarga.

A la fecha, el sistema de tratamiento de aire exterior se encuentra funcionando, logrando dar cumplimiento tanto a las principales normativas y estándares de la industria de sistemas de ventilación y aire acondicionado como a los requerimientos de ingeniería establecidos en el desarrollo del proyecto que permiten contribuir de manera exitosa a la comodidad térmica en los trabajadores.

Palabras clave: Ventilación localizada, inyección de aire, sensación térmica, unidad manejadora, evaporadora.

Introducción

Las condiciones ambientales naturales han sido afectadas significativamente por el cambio climático, lo que ha llevado a que las políticas internacionales se centren en el uso eficiente de la energía en el sector industrial. En este contexto, el diseño de sistemas de aire acondicionado, ventilación y calefacción busca optimizar el consumo energético.

Los criterios de diseño de estos sistemas se basan en la normativa de la ASHRAE, asociación que establece estándares en la industria de la calefacción, refrigeración y aire acondicionado. Según esta normativa, garantizar el confort implica controlar adecuadamente la temperatura, humedad, movimiento del aire y radiación en el entorno donde se encuentran los ocupantes.

Además, las políticas de seguridad y salud ocupacional en las empresas industriales requieren instalaciones que promuevan la comodidad y bienestar de los trabajadores. Por lo tanto, los sistemas de ventilación mecánica son una opción atractiva para mantener un nivel adecuado de confort térmico en los espacios de trabajo.

Los sistemas de distribución de aire, también conocidos como sistemas HVAC, tienen como objetivo principal proporcionar confort térmico y ventilación en un espacio determinado. Existen diferentes estrategias, herramientas y guías para su diseño, y la elección del sistema adecuado depende de la carga térmica que se deba eliminar, es decir, la cantidad de calor que se genera en el espacio debido al área, número de ocupantes, actividad realizada, ubicación geográfica y presencia de equipos eléctricos y térmicos.

En el caso del proyecto actual, se requiere implementar un sistema de ventilación para mejorar las condiciones laborales de los operarios en un espacio de producción en Cartagena. El diseño se realiza siguiendo los parámetros establecidos por VENTILACIÓN Y CONTROL AMBIENTAL S.A.S (VECAM), una empresa especializada en consultoría, diagnóstico, diseño, fabricación y montaje de soluciones integrales de higiene ocupacional, climatización y equipos para el control del aire.

1 Objetivos

1.1 Objetivo general

- Diseñar un sistema de inyección de aire exterior pre enfriado para mejorar la sensación térmica de los trabajadores en el área de llenado de tambores de una planta en la ciudad de Cartagena.

1.2 Objetivos específicos

- Documentación bibliográfica de operación de sistemas HVAC.
- Documentación bibliográfica de operación de ciclos de refrigeración por compresión.
- Documentación bibliográfica de transferencia de calor.
- Identificación de condiciones óptimas de operación, caudal, temperatura y velocidad del aire de inyección.
- Diseño de evaporador de ciclo de refrigeración.
- Cálculo de caída de presión de sistema de ventilación por método de balanceo de presiones.
- Selección de equipos y materiales para: ductos, ventilador, filtros, motor, difusores.
- Modelación CAD y planos.
- Apoyo en fabricación y cotización de partes comerciales.
- Apoyo en montaje.

2 Marco teórico

El acondicionamiento del aire toma gran importancia cuando el ambiente no brinda las condiciones de comodidad que necesitan las personas para desempeñar una actividad, cuando se requiere un ambiente especial de trabajo o se necesita almacenar productos a unas condiciones específicas.

La sensación de incomodidad se presenta por la generación y acumulación de calor al interior de los espacios de trabajo, dicha generación está supeditado a factores como la ganancia de calor sensible a través de superficies expuestas al sol, la generación de calor de máquinas térmicas y aparatos eléctricos, y el calor latente generado por el metabolismo de las personas, entre otros.

Los principales criterios de diseño y dimensionamiento de sistemas HVAC se encuentran de la guía de La Asociación Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado, conocida por sus siglas en inglés como (ASHRAE). Así mismo, el dimensionamiento y selección de equipos de un sistema de acondicionamiento de aire debe ser considerado de alta eficiencia, a continuación, se explica de manera rápida el proceso de cálculo y componentes de diseño de un sistema de aire acondicionado.

Criterio de Confort.

El diseño de sistemas de aire acondicionado, busca establecer niveles óptimos de temperatura y humedad de un espacio con un tratamiento o acondicionamiento de aire para garantizar la calidad y la satisfacción de los ocupantes; la comodidad térmica es una variable subjetiva, por lo tanto, la norma ANSI/ASHRAE Standard 55-2017 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, establece un nivel de aceptabilidad para su cumplimiento. En la Ilustración 1 se muestran las condiciones según la temperatura y el grado de aceptabilidad (American Society of Heating R. a.-C., ANSI/ASHRAE 55 - 2017: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, 2017).

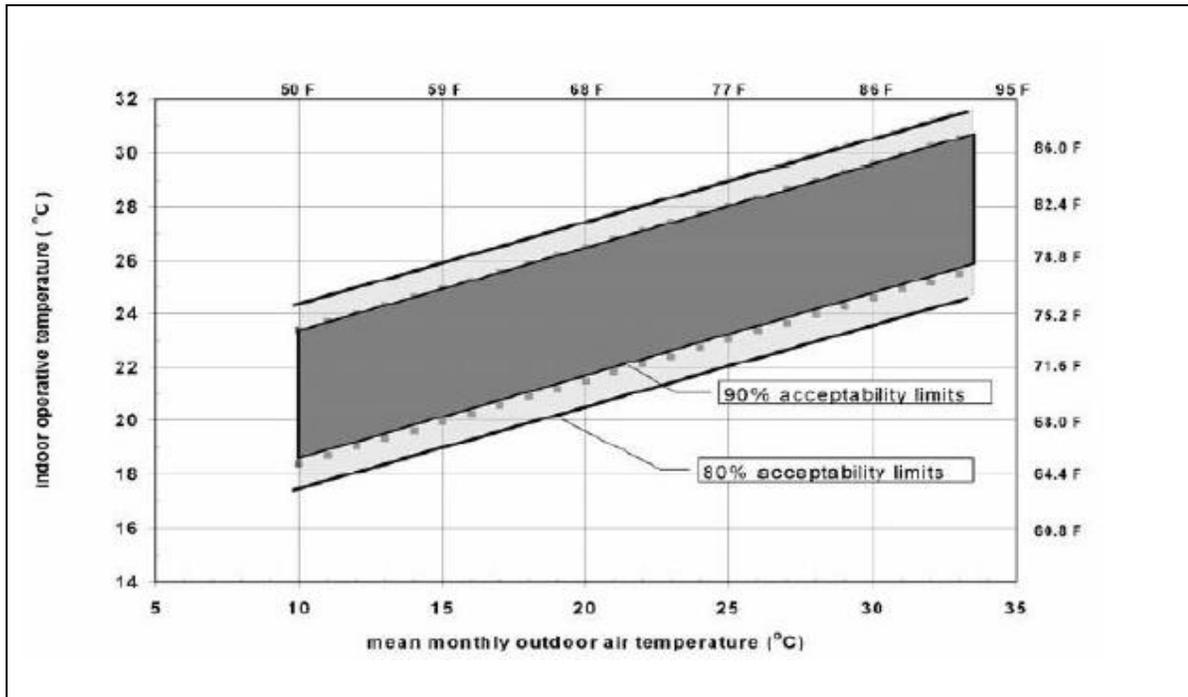


Ilustración 1. Rango de Temperatura Operativa Aceptable para Espacios sin Aire Acondicionado.

En el grafico anterior se presenta una franja oscura para las condiciones de temperatura donde en general, el 90 % de ocupantes encuentran confort mientras que las líneas negras representan el 80%.

Calidad del aire

Para cualquier tipo de aplicación, la calidad del aire representa un tema de vital importancia y está regulada a nivel internacional por el estándar ANSI/ASHRAE 62.1, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. La forma más practica de asegurar una calidad de aire adecuado es inyectar aire exterior con alto nivel de filtración mediante ventilación mecánica, el diseño debe garantizar una óptima distribución en los espacios según la carga térmica requerida, para ello, se debe hacer consideraciones de balanceo de presiones y caudales de aire. (American Society of Heating R. a.-C., ANSI/ASHRAE 62.1-2016: Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality, 2016).

Sistemas de distribución de aire exterior

Para el ingreso de aire exterior se tiene diferentes alternativas, entre los diseños más comunes tenemos: el sistema uni-zona, el sistema multi-zona y el sistema dedicado de ventilación.

- **Sistema Uni-zona:** Se configura de un solo equipo que suministra una mezcla de aire exterior y aire recirculado a un solo espacio; el flujo de aire exterior debe ser suficiente para reemplazar el flujo de exfiltración.
- **Sistema Multi-zona:** Se compone de un equipo de gran capacidad, capaz de suplir aire acondicionado a diferentes zonas y su diseño debe ser adecuado para garantizar la potencia térmica y caudal requerido en cada zona, en este, por concepto de eficiencia energética se retorna un porcentaje de aire que se mezcla con aire exterior. A este tipo de sistemas, generalmente se le incorpora control de ventilación por demanda con sensores de CO₂ y cajas VAV.
- **Sistema Dedicado:** En este sistema, un ventilador (o unidad manejadora) suministra el aire exterior a todas las zonas del edificio y es independiente del sistema de aire acondicionado. El aire exterior es acondicionado, si es necesario, y es llevado a los espacios mediante un sistema de distribución independiente.

Cálculo de carga térmica

Para realizar el cálculo, se considera el aporte térmico de los factores de generación de calor sensible (implica cambio de temperatura) y calor sensible (cambio de humedad del aire) implicados en un espacio, el modelo de carga de enfriamiento es descrito en el ASHRAE Handbook Fundamentals 1997, tal como se describen en la Tabla 1.

Tabla 1 Fuente generadores de calor.

FUENTE	GENERADOR	TIPO DE CALOR	
		SENSIBLE	LATENTE
Externas	Conducción a través de las paredes, techos, vidrios.	X	
	Conducción a través de divisiones internas, cielo raso, pisos.	X	
	Radiación Solar a través de vidrios (ventanas, celosías, claraboyas)	X	
	Ventilación e Infiltración de Aire Exterior	X	X
Internas	Iluminación	X	
	Personas	X	X
	Equipos Eléctricos y Dispositivos Electrónicos	X	X

La carga térmica del espacio es necesaria para el cálculo de la capacidad térmica y el caudal de aire que el equipo necesita para acondicionar el espacio a las condiciones de temperatura y humedad requeridas para la aplicación (American Society of Heating R. a.-C., 2009).

- **Fuente interna por personas:** Las personas generan de calor sensible y latente que depende de la actividad física que se realice. Para el cálculo es importante conocer el número preciso de personas.
- **Fuente interna por Iluminación:** La fuente de calor de las lámparas corresponde a los emisores de luz y los balastos. Para el cálculo se debe considerar la potencia, tipo, cantidad y horas de uso.
- **Fuente interna: Equipos eléctricos y dispositivos electrónicos:** Todo equipo eléctrico o electrónico, genera calor sensible, la mayor parte en forma de radiación, otra en convección y una pequeña parte en conducción. Para el cálculo se debe conocer las especificaciones de los equipos eléctricos y dispositivos electrónicos, cantidad, potencia ubicación, horas de uso.
- **Fuente externa: conducción a través de las paredes, techos, cristales:** Para el cálculo se utiliza el principio de transferencia de calor por conducción, pero como el proceso también implica transferencia de calor por radiación, y convección, se utilicen factores de ajuste.

Para precisar el cálculo se debe considerar el tipo de edificación, estructura, materiales de construcción (de las fachadas, muros, techos, pisos, ventanas, puertas, etc.), espesores, dimensiones, colores y especificaciones.

- **Fuente externa: conducción a través de las particiones:** Dentro de esta categoría entran los techos y pisos que están adyacentes a un espacio que no está acondicionado como, pisos, techos, paredes, puertas o demás elementos internos de una edificación. Para el cálculo se debe conocer la temperatura de los espacios adyacentes.
- **Fuente externa: radiación a través cristales:** Las superficies de vidrio que están expuestas a la radiación solar aportan generación de calor en el espacio debido a que dicha radiación atraviesa fácilmente la superficie.

Caudal psicrométrico

El caudal psicrométrico se define como la mínima cantidad de aire que se requiere para retirar el calor sensible que genera al interior de un espacio, de esta forma, el circular este caudal por el espacio asegura la correcta evacuación del calor generado (American Society of Heating R. a.-C., ANSI/ASHRAE 62.1-2016: Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality, 2016). Se calcula con la ecuación.

$$\text{Caudal Psicrometrico SC [CFM]} = \frac{\text{Calor sensible del espacio}}{1.08 \times (T_{\text{espacio}} - T_{\text{suministro}})}$$

Donde

Calor sensible del espacio [Btu/h]

T_{espacio} = Temperatura del lugar a Acondicionar [°F]

$T_{\text{suministro}}$ = Temperatura de la corriente de aire [°F]

Dimensionamiento de equipos

El cálculo del caudal psicrométrico determina la capacidad del equipo que realiza el acondicionamiento del aire. La capacidad del equipo suele ser mayor a la carga térmica calculada

debido a la eficiencia de la conversión térmica, y a la degradación de la entropía del sistema (ACGIH, 2016). Para dimensionar el equipo se requiere conocer el calor latente (Q_L) y el calor sensible (Q_S), parámetros que se calculan con las fórmulas.

$$Q_S = 1.08 \times CS \times \Delta T$$

$$Q_L = 0,68 \times CS \times \Delta \omega$$

Entonces

$$Q_{Total} = Q_S + Q_L$$

Métodos de dimensionamiento y balanceo de ductos

Método de Igual Fricción

Es un método muy popular en el dimensionamiento de ductos para el suministro, el retorno y descarga de aire en sistemas de baja y media presión. El método de "igual fricción" significa dimensionar el sistema con una pérdida por fricción específica o una pérdida de presión estática por cada cien (100 ft) pies equivalentes de ducto, el valor utilizado para esta "constante" es totalmente dependiente de la experiencia y el deseo del diseñador (American Society of Heating R. a.-C., 2009).

Método de presión de velocidad

Este método es una aproximación de diseño balanceado que trata de igualar las pérdidas en fracciones de presión de velocidad. El balanceo durante la fase de diseño significa realizar el ajuste de pérdidas en los ramales que van a una unión de manera que, las pérdidas calculadas en cada ramal sean iguales. En cualquier esquema de balanceo, el diseño es un proceso de tanteo y error por etapas. El diseñador ensaya con diferentes diámetros de ductos, tipos de entrada a las rejillas, etc., hasta que dos ramales coincidan tanto como sea posible en la demanda de presión estática (Quinchia & Puerta, 2017).

Equipos de aire acondicionado

Los sistemas HVAC en sus distintas configuraciones, se componen de subsistemas comunes que garantizan una correcta operación, los más básicos y que se encuentran en la mayoría de diseños son: sistema de ductos, sistema de impulsión, sistema de filtración, sistema de refrigeración y sistema de control (American Society of Heating R. a.-C., ASHRAE Handbook 2008 - HVAC Systems & Equipment, 2008).

Sistema de ductos

Son los encargados de dirigir y distribuir la corriente de aire desde la admisión de aire exterior a los diferentes espacios a acondicionar, pasando por los elementos de control y equipos del sistema. Los ductos pueden ser de sección circular, rectangular, ovalada o combinación de estas formas y se compone de diferentes elementos como tramos rectos, codos, ramales o “yees”, transiciones etc. que permiten adaptarse a un diseño en particular (Quinchia & Puerta, 2017). El diseño del sistema de ductos es importante porque consume parte de la energía total debido a la fricción del aire con las paredes, por lo tanto, deben ser diseñados usando buenas prácticas de ingeniería y guías, tales como, manuales ASHRAE y la SMACNA HVAC Duct Systems Design Manual.

Componentes de ductería

- **Ductos principales:** Son los encargados de transportar y de distribuir el aire frío que sale del evaporador de la unidad de refrigeración hacia los ramales. Son los de mayor diámetro en el sistema (Goodfellow & Wang, Volume 2).
- **Ductos ramales:** Son los encargados de distribuir el aire frío que por todo el lugar o zona a acondicionar y son de menor diámetro.

- **Dampers:** Son dispositivos que se encargan de graduar el flujo de aire que pasa por los ductos de acuerdo a las necesidades del lugar y se utilizan para el equilibrio y el correcto funcionamiento del sistema (Quinchia & Puerta, 2017).
- **Soportes:** Una parte fundamental en la instalación de sistemas de ventilación es la ubicación de los equipos y de los ductos que permiten circular el aire de inyección hasta el punto deseado, generalmente se necesitan estructuras y elementos que permitan el soporte del mismos. El diseño de los soportes esta superditado a la instalación, permitiendo así, la versatilidad de formas y materiales.
- **Difusores:** El objetivo de la difusión del aire en los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado es crear la combinación adecuada de temperatura, humedad, y que el movimiento del aire tenga una distribución uniforme en todo el espacio.
- **Rejillas de Suministro:** Son elementos que se encargan de dar salida y dirección al flujo de aire que viene de los ductos, el tamaño, tipo y ángulo de divergencia depende del caudal de diseño y el tiro de la distribución del espacio.
- **Rejillas de retorno:** Estas se encargan de dar entrada al aire que se desea recircular desde el espacio de acondicionamiento. Se determina según el caudal que se desee extraer.

Para rejillas de suministro y retorno se debe garantizar una velocidad de paso acorde a la aplicación. El fluido en movimiento puede generar ruidos molestos (Goodfellow & Wang, Volume 2).

Sistema de impulsión (Ventilador)

Es el encargado de inducir el movimiento del aire en el espacio, el diseño es importante para evitar ineficiencias innecesarias, condiciones de calidad del aire inaceptable y niveles de ruido excesivos, que puedan generar inconformidad de los ocupantes del espacio.

El sistema de impulsión más común usado en los sistemas HVAC, posee un elemento giratorio accionado por un motor eléctrico, el aire que entra en el centro del impulsor giratorio, se lanza hacia afuera por direccionamiento tangencial de una carcasa, comúnmente llamada voluta (Quinchia & Puerta, 2017). El aire que sale del rotor tiene alta energía cinética que se convierte en

presión estática en la voluta, la presión estática que gana el fluido debe ser suficiente para vencer las pérdidas de presión localizadas en los diferentes elementos del sistema (ACGIH, 2016).

Tipos de ventilador

- **Ventiladores Axiales:** Son aquellos en los que el aire sigue la dirección del eje del rotor estando alineadas la entrada y la salida, es decir formando un ángulo de 180° , son muy usados en la industria por poseer alta eficiencia mecánica (Quinchia & Puerta, 2017).
- **Ventiladores Centrífgos:** Son aquellos en los que el aire entra a través de una abertura concéntrica con el eje del rotor, el cual posee alabes solidarios y se dispone en una carcasa en espiral o voluta. Sin importar el giro del rotor, las condiciones de entrada y salida forman un ángulo de 90° , por lo que el aire sale de los alabes a causa de la fuerza centrífuga y direccionado por la conducción tangencial de la voluta (Quinchia & Puerta, 2017).

Sistema de filtración

En los sistemas HVAC, la calidad del aire depende del nivel de filtración del sistema, uno de los métodos de uso más generalizados son los filtros colectores, que contienen una estructura porosa compuesta de un material granular o fibrosa que tiende a retener las partículas según pasa el fluido que los transporta a través de los espacios vacíos del filtro. La eficiencia colectora de un filtro se designa en función del diámetro de las partículas que se deseen retener.

Los filtros se clasifican según la escala de valor mínimo de informe de eficiencia (MERV) definida en la norma ANSI/ASHRAE 52.2 (2017). El rendimiento del filtro se evalúa en tres rangos de tamaño:

- *E1 0,3 – 1 μm*
- *E2 1 – 3 μm*
- *E1 3 – 10 μm*

El cumplimiento del estándar ASHRAE 62.1 en sistemas HVAC, generalmente requiere filtración de al menos MERV 8, para aire exterior, cuya eficiencia mínima no está especificada en el rango 1; captura el 20 % de las partículas en el rango 2 y 70 % en el rango 3.

Sistema de control

A causa de que la carga térmica en un espacio puede variar en el tiempo, el sistema de ventilación debe contar con controles que modulen la salida de las propiedades del aire y limiten la intervención humana en la operación. El sistema de control diseñado adecuadamente debe mantener una buena calidad de aire interior y comodidad en todas las condiciones de operación previstas con el menor costo más bajo posible. Los controles se pueden energizar de diferentes formas como, neumáticas, eléctricas, electrónicas o combinados (McQuiston, Parker, & Spliter, Six Edition).

Sistema de refrigeración por compresión

La mayoría de los sistemas de ventilación o aire acondicionado HVAC proveen efectos de enfriamiento con un sistema de refrigeración, que se encarga de remover calor sensible y latente del aire a través de la circulación de un líquido refrigerante (American Society of Heating R. a.-C., ASHRAE Handbook 2008 - HVAC Systems & Equipment, 2008). Uno de los principales retos de los ingenieros de sistemas HVAC es la selección de la capacidad adecuada de estos sistemas de refrigeración, las principales guías de diseño se encuentran en ANSI/ASHRAE en el estándar 15-2001 “Safety Code for Refrigeration Systems”, aquí se establece las garantías de vida, eficiencia y cuidado del equipamiento; define prácticas de seguridad industrial, normativa, refrigerantes, sus regulaciones de producción y uso.

Actualmente en la industria existen 3 métodos básicos de refrigeración, compresión de vapor, absorción y termoelectrónico; el más común en la industria, es el ciclo de refrigeración por compresión, este método tiene complejas variaciones, sin embargo, una práctica ampliamente usada como aproximación al ciclo real de operación, es el estudio del ciclo de compresión teórico

de una sola etapa. Para el estudio de rendimiento de estos sistemas se incluye el concepto termodinámico de ciclo reversible, conocido como ciclo ideal o de Carnot, que consiste en dos procesos isotérmicos y dos procesos adiabáticos para temperaturas y entropías conocidas, donde todo el calor absorbido en el proceso de baja temperatura (evaporador) es rechazado en el proceso de alta temperatura (condensador) (McQuiston, Parker, & Spliter, Six Edition), en la Ilustración 2 se muestra un esquema del ciclo de compresión de vapor teórico de una sola etapa, los procesos termodinámicos para este ciclo se presentan en diagramas de temperatura-entropía y presión-entalpía.

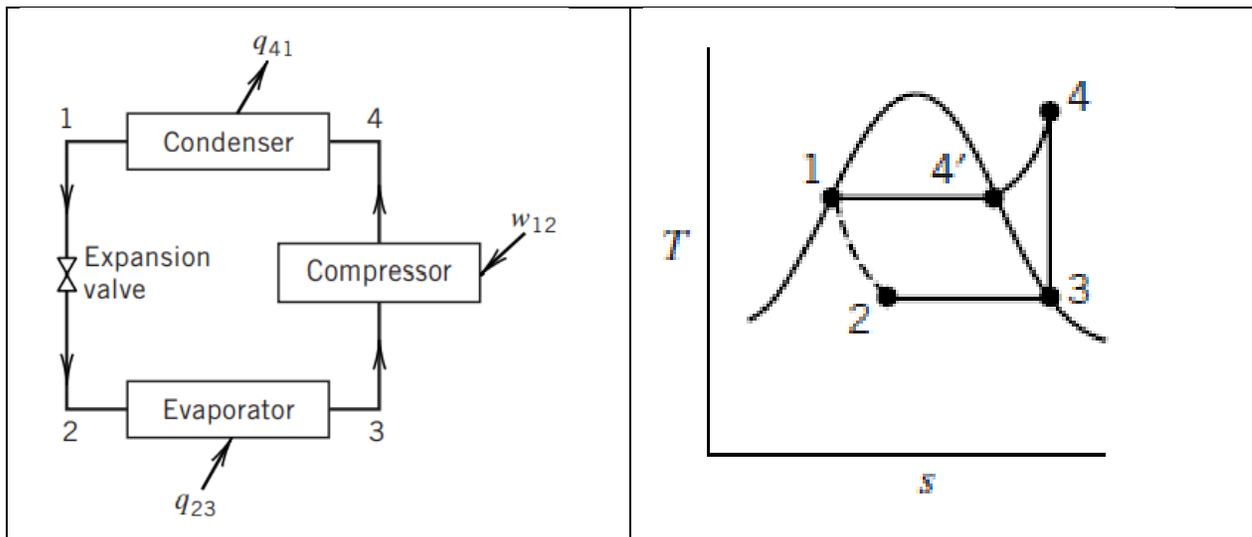


Ilustración 2 Ciclo teórico de una sola etapa.

Este ciclo no alcanza los coeficientes de desempeño del ciclo de Carnot, esta característica se presenta por el hecho de que el flujo a través de la válvula de expansión (proceso 1-2) es un proceso de estrangulamiento irreversible en el que se pierde la oportunidad de producir trabajo, otra diferencia del ciclo no ideal es que el rechazo de calor en el proceso 4-1, no ocurre a temperatura constante.

Una suposición que facilita el análisis del ciclo es que el refrigerante que ingresa al compresor es vapor saturado seco a la presión del evaporador, donde se puede determinar fácilmente las propiedades de los fluidos. Se supone que el proceso de compresión 3-4 es reversible y adiabático, por lo tanto, isentrópico que lleva al refrigerante a alcanzar la presión del condensador en el punto 4 que se encuentra en la región de vapor sobrecalentado. El proceso 4-1 es llevado a

presión constante con la temperatura del vapor disminuyendo hasta que alcanza la condición de vapor saturado, donde se convierte en un proceso a presión y temperatura constante hasta alcanzar el punto 1 donde el refrigerante sale del condensador como líquido saturado, luego, se expande en la válvula de estrangulamiento. El proceso de estrangulación de refrigerante 1-2 es irreversible, se genera a entalpía constante y aumento de entropía (American Society of Heating R. a.-C., ASHRAE Handbook 2011 - HVAC Applications, 2011).

Para determinar el coeficiente de rendimiento del ciclo, se debe determinar el efecto de refrigeración útil y el aporte energético neto para un flujo constante de una unidad de masa del refrigerante.

Compresor

El compresor es mecánicamente el más complejo del sistema, por lo tanto, el elemento más costoso de un sistema simple de refrigeración, su capacidad y condición de operación depende de la carga del evaporador, su temperatura y la temperatura de condensación. En ASHRAE Handbook, HVA Systems and Equipment Volume (6) se encuentra una guía completa sobre este elemento.

Básicamente existen dos tipos:

- **Compresores de desplazamiento positivo:** Incrementan la presión del vapor del refrigerante reduciendo el volumen, entre ellos se encuentran los recíprocos y scroll (American Society of Heating R. a.-C., ASHRAE Handbook 2008 - HVAC Systems & Equipment, 2008).
- **Compresores dinámicos:** Incrementan la presión del vapor de refrigerante mediante transferencia continua de momento angular al vapor producido desde un elemento giratorio, seguido por la conversión de este momento a un aumento de presión (American Society of Heating R. a.-C., ASHRAE Handbook 2008 - HVAC Systems & Equipment, 2008).

En la Ilustración 3 Se muestran los tipos de compresores más comunes de la industria, su uso depende de la aplicación y capacidad requerida.

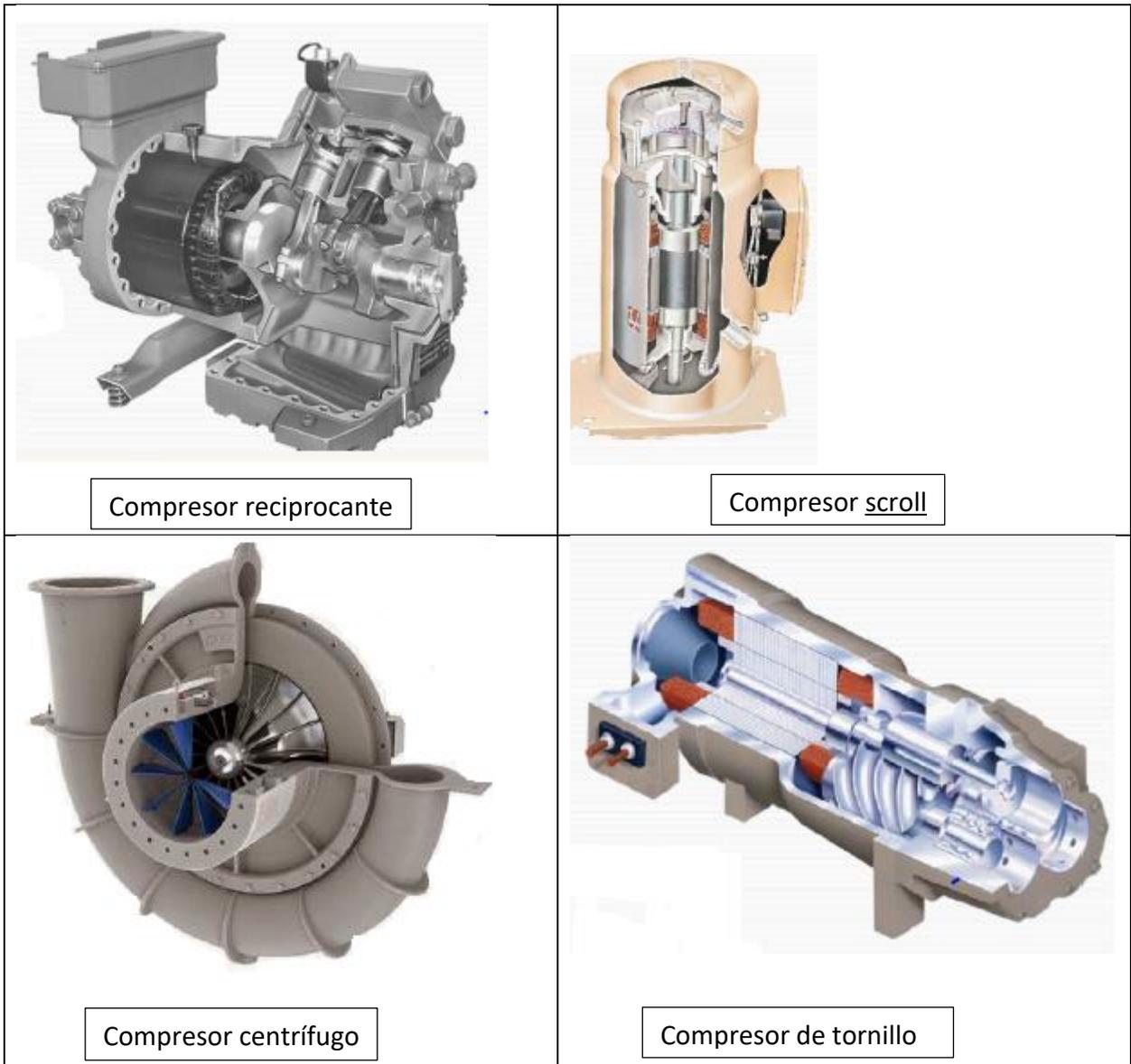


Ilustración 3 Tipos de compresores.

En un sistema de refrigeración la carga del compresor se da en términos de la carga del evaporador, la temperatura de evaporación y temperatura de condensación. Existen modelos gráficos como el presentado en la Ilustración 4 donde se evidencia la curva de carga de un compresor recíprocante semihermético para una temperatura de 130 °F (McQuiston, Parker, & Splitter, Six Edition).

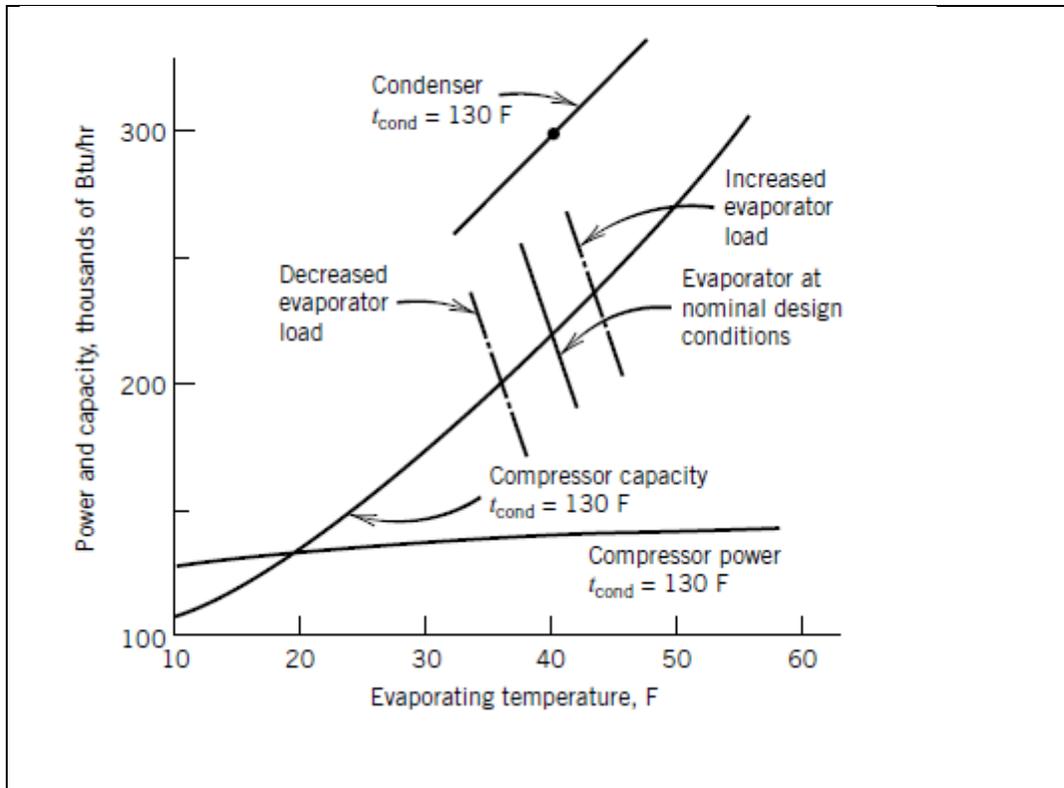


Ilustración 4 Capacidad de compresor y evaporación para un compresor recíprocante semihermético. Tomado de McQuiston HVAC, Heating, Ventilating, and air conditioning, sixth Edition.

Condensadores y evaporadores en sistema de compresión

Son intercambiadores de calor, se catalogan como los elementos más importantes y de mayor tamaño en un circuito de refrigeración, su configuración y capacidad son fundamentales para un adecuado rendimiento del sistema, Los criterios de diseño más importantes se encuentran en ASHRAE Handbook, HVA Systems and Equipment Volume (6).

El condensador es un intercambiador de calor que generalmente rechaza el calor del sistema, tanto el calor absorbido por en el evaporador como la energía generada en el compresor, en el condensador, el refrigerante entra como gas sobrecalentado a alta presión y a medida que se

extrae la energía, se condensa y continua su paso hacia la válvula de expansión, la transferencia de calor se da hacia un fluido más frío, generalmente aire o agua.

La energía alcanzada en el evaporador por transferencia de calor de un medio ligeramente a más alta temperatura produce la evaporación del refrigerante que generalmente, que llega de forma bifásica a baja temperatura. Con el fin de proteger el compresor de efectos dañinos de líquidos, la mayoría de evaporadores son diseñados y controlados para llevar el refrigerante unos pocos grados más de sobrecalentamiento, el medio que transfiere calor al evaporador es la corriente de aire a enfriar cuando se trata de serpentines de expansión directa (DX). En la Ilustración 5 Se presentan esquemas de un serpentín de evaporación DX (American Society of Heating R. a.-C., ASHRAE Handbook 2008 - HVAC Systems & Equipment, 2008).

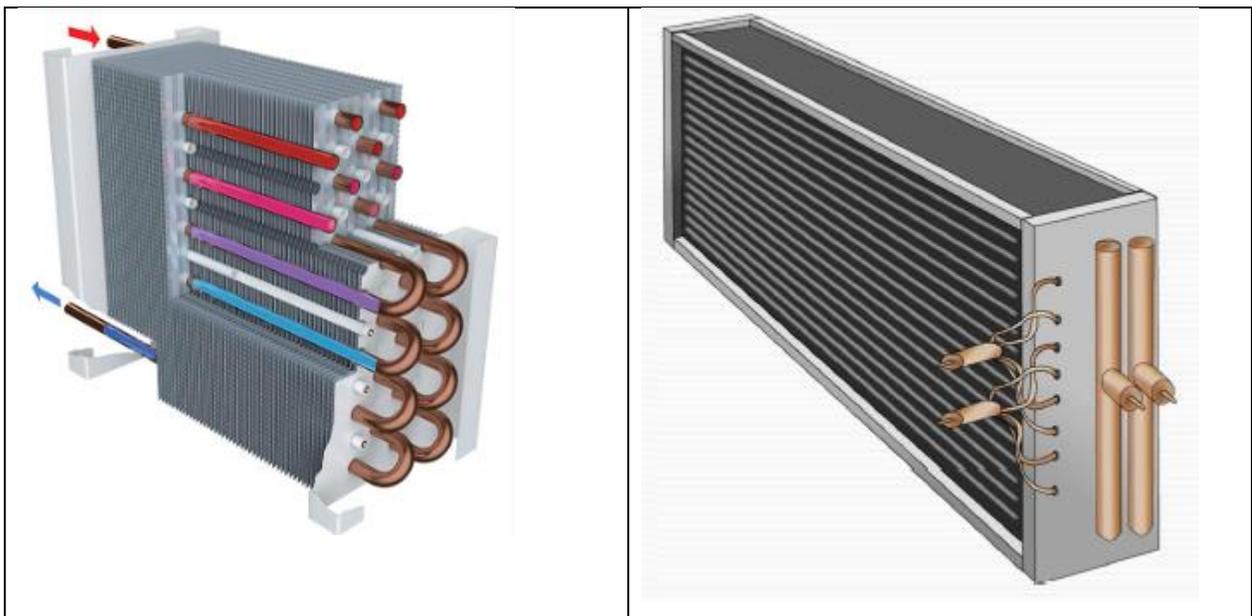


Ilustración 5 Serpentín de evaporación. Tomado de Direct Expansión Selección, Carrier.

Hay diferentes tipos de serpentines comercialmente usados, el más común es el serpentín de tubos y aletas, fabricado con materiales de altos coeficientes de transferencia de calor. Los parámetros más importantes en el diseño de un serpentín son:

- El número de circuitos: Se refiere a los diferentes recorridos que el fluido puede dar antes de salir del evaporador.

- Longitud y diámetro de los tubos: Corresponde al área efectiva de transferencia de calor.
- Aletas: Aumentan el área de transferencia de calor, mejorando la eficiencia del serpentín.
- Material: Generalmente altamente conductivos, los utilizados comúnmente incluyen cobre, aluminio, acero inoxidable.
- La distribución: Los circuitos pueden ser paralelos o intercalados, configuración que afecta la tasa de flujo de fluido.
- Propiedades del fluido que se evapora.

Los parámetros se determinan en función de la capacidad de enfriamiento requerida, es importante asegurarse de que el fluido se distribuya uniformemente a lo largo del serpentín para una transferencia de calor eficiente.

Refrigerantes

Los fluidos usados para intercambio de calor en sistemas de refrigeración son llamados refrigerantes, estos, usualmente absorben calor mientras cambian de fase en el evaporador y cuando son comprimidos a alta presión en el compresor, para luego transferir esa energía al otro medio en el condensador. La idoneidad de un refrigerante para una determinada aplicación depende de muchos factores, incluyendo los termodinámicos, propiedades químicas y físicas, las de seguridad y efectos ambientales.

Algunas características generales de los refrigerantes son:

- Buenas características de transferencia de calor
- Entalpia de vaporización alta
- Temperatura de congelación baja
- Temperatura relativa crítica alta
- Presión de evaporación positiva
- Presión de condensación baja
- Alta rigidez dieléctrica al vapor
- Baja solubilidad al agua

- Inercia y estabilidad
- No toxicidad
- No inflamabilidad

Según el estándar 34 -2001 de la ANSI/ASHRAE, los refrigerantes se componen principalmente de 4 elementos, Halo carbonatos, hidrocarbonos, orgánicos e inorgánicos y se clasifican según su nivel de toxicidad e inflamabilidad. El estándar designa un código técnico para cada clasificar los refrigerantes según su composición química, siempre, precedido con una R que viene de la palabra “Refrigerante”, por ejemplo: R410A

- El primero dígito corresponde al número de átomos de carbono, menos 1, que contiene el compuesto
- El segundo dígito corresponde al número de átomos de Hidrogeno, mas 1, que contiene el compuesto
- El tercer dígito corresponde al número de átomos de Flúor que contiene el compuesto

El efecto invernadero (calentamiento global) y la degradación en la capa de ozono potencializan las regulaciones gubernamentales sobre el cuidado del medio ambiente, centrando las miradas en el impacto ambiental que producen los diferentes refrigerantes que se usan en la industria HVAC, lo que genera un amplio interés en el desarrollo de alternativas con bajo potencial de desgaste del ozono (ODP) y el potencial de calentamiento global (GWP) (McQuiston, Parker, & Splitter, Six Edition)

Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son aparatos que permiten el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí, son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes.

Las distintas aplicaciones de la transferencia de calor requieren diferentes tipos de componentes y configuraciones según las necesidades específicas, el tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes, llamado doble tubo o tubos concéntricos. En un intercambiador de este tipo uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos, en estos son posibles dos tipos de disposición del flujo:

- Flujo paralelo: Los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección.
- Contraflujo: Los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas.

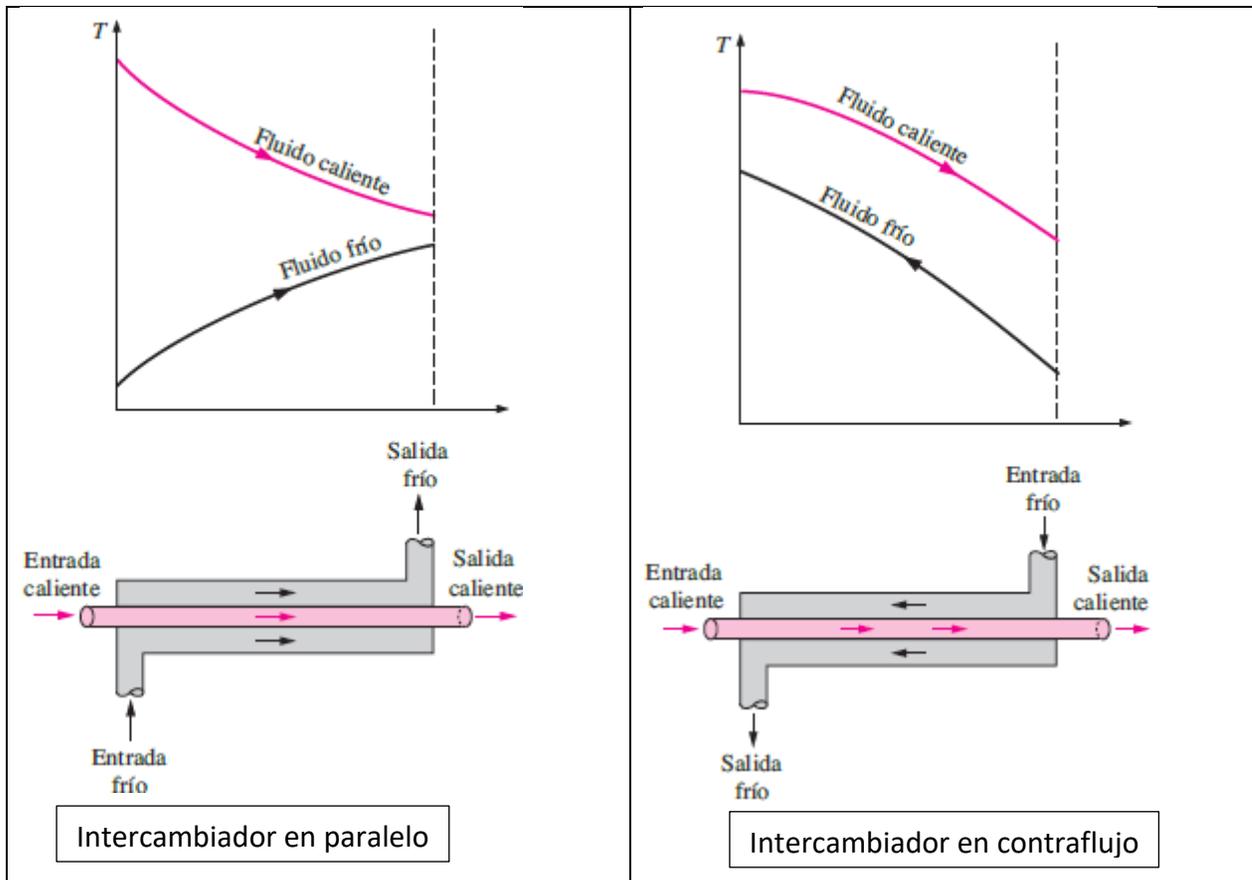


Ilustración 6 Regímenes de flujo y perfiles de temperatura asociados en un intercambiador de calor doble tubo.

Otro tipo de intercambiador de calor, diseñado específicamente para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen, es el compacto, logrando razones elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño. La razón entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen se llama densidad de área “b” [m²/m³] o 200 [ft²/ft³]. Un intercambiador de calor con $b > 700$ se clasifica como compacto, un ejemplo de intercambiadores de calor compactos son los radiadores de automóviles que alcanzan una densidad de área de 1 000 [m²/m³].

El área superficial elevada en los compactos se obtiene insertando placas o aletas delgadas entre las paredes que separan los dos fluidos. Este tipo de intercambiadores generalmente son de uso común en la transferencia de calor de gas hacia gas y de gas hacia líquido o líquido hacia gas, para contrarrestar el bajo coeficiente de transferencia de calor asociado con el flujo de gases mediante una mayor área superficial.

En estos intercambiadores los dos fluidos suelen moverse de manera perpendicular entre sí y a esa configuración de flujo se le conoce como flujo cruzado, el cual todavía se clasifica adicionalmente como flujo no mezclado o mezclado; se conoce un fluido no mezclado cuando la disposición de las aletas fuerzan al fluido a moverse por un espaciamiento particular entre ellas e impiden su movimiento en la dirección transversal y se conoce como flujo cruzado mezclado cuando el fluido tiene libertad para moverse en la dirección transversal. Dicha diferencia tiene un efecto significativo sobre las características de transferencia de calor del intercambiador (Çengel & Ghajar, 2015).

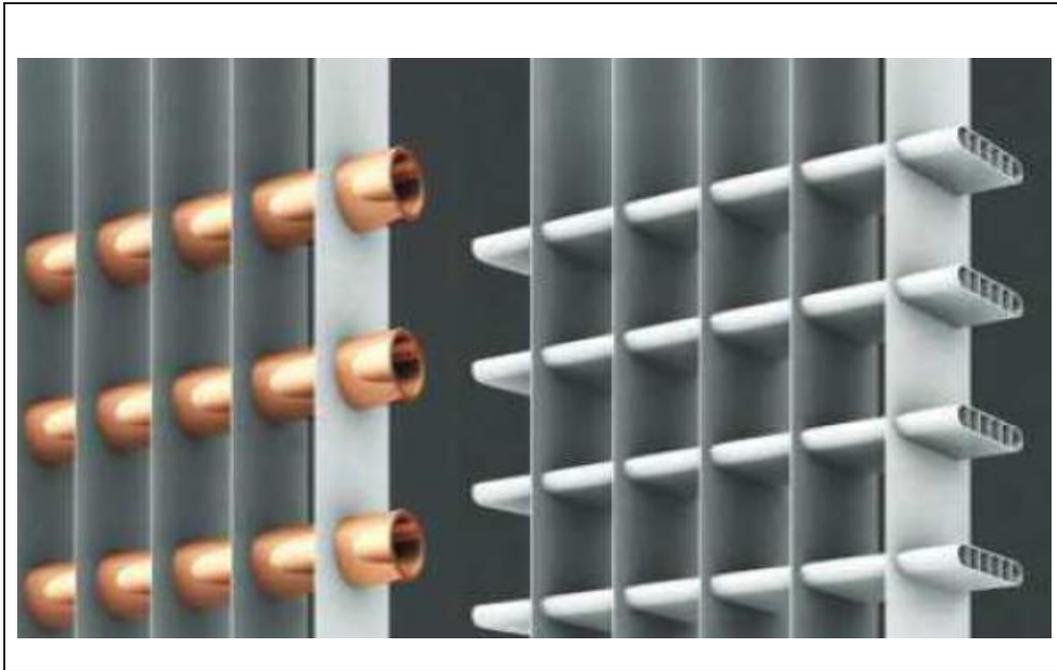


Ilustración 7 Tipos de Intercambiadores de calor de flujo no mezclado. *Tomado de: High Performance Building Magazine Spring 2016 Published by Ashrae.*

Cálculo de un intercambiador de calor

La energía se puede transferir por dos mecanismos: calor Q y trabajo W donde una interacción energética es transferencia de calor si su fuerza impulsora es la diferencia de temperatura, de lo contrario se considera trabajo. La cantidad de energía térmica o calor transferido durante un proceso se denota por \dot{Q} que representa la cantidad de calor transferido por unidad de tiempo [W] (velocidad de transferencia de calor).

Por primera ley de la termodinámica, también conocida como principio de conservación de la energía, expresa que en un proceso la energía no se puede crear ni destruir, solo se transforma, por lo tanto, en un intercambiador de calor y respetando las leyes termodinámicas, el calor se transfiere del fluido caliente al más frío hasta llegar a un equilibrio térmico, si se presenta. Entonces, la razón de calor que puede aportar un fluido se calcula con la ecuación de la primera ley de la termodinámica.

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T$$

Donde

m : Flujo masico $[\frac{Kg}{s}]$

C_p : Calor especifico del fluido $[\frac{kJ}{Kg K}]$

El calor se puede transferir por tres formas diferentes: conducción, convección o radiación

- **Conducción:** Es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases, por vibraciones y transporte de electrones libres en el primero y colisiones o difusión en líquidos y gases.

La capacidad de un material para conducir calor se conoce como conductividad térmica y se representa por la letra k y se puede definir como la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área por unidad de diferencia de temperatura.

$$k: [\frac{W}{m^2 K}]$$

Un valor elevado para la conductividad térmica indica que el material es un buen conductor de calor y un valor bajo indica que es un mal conductor o aislante. Por lo tanto, la razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa y se expresa bajo la Ley de Fourier de la conducción de calor (Çengel & Ghajar, 2015).

$$\dot{Q}_{conducción} = -kA \frac{dT}{dx} \quad [W]$$

- **Convección:** Es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de

la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección.

La convección recibe el nombre de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. Como contraste, si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura del fluido se conoce como convección natural (o libre).

La rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se puede expresar por la Ley de enfriamiento de Newton (Çengel & Ghajar, 2015).

$$Q_{convección} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad [W]$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección y se determina en forma experimental, su valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de éste y la velocidad masiva del mismo.

A_s Es el área superficial efectiva para la transferencia de calor.

T_s Es la temperatura de la superficie

T_∞ Representa la temperatura del medio que rodea.

- **Radiación:** Es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas, a diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio (Çengel & Ghajar, 2015).

La radiación emitida entre dos superficies se expresa como

$$\dot{Q}_{radiación} = -\varepsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_{alrededores}^4) \quad [W]$$

Donde

ε : emisividad de la superficie cuyo valor esta entre 0 y 1

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}: \text{Constante de Stefan Boltzmann}$$

Generalmente un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida de un material altamente conductivo, como ya se mencionó, el calor se transfiere del fluido caliente hacia el fluido más frío, desde el primer fluido hasta la pared la transferencia se da principalmente por convección y radiación, después a través de la pared por conducción y, luego, desde la pared hacia el fluido frío se presenta convección y radiación. Por practicidad efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Resistencia Térmica

Para abarcar los fenómenos termodinámicos que se presentan en un intercambiador de calor se hace ciertos arreglos dimensionales a la ecuación de la razón de transferencia de calor para obtener una red de resistencias térmicas que se encuentren en la trayectoria del flujo de calor (Çengel & Ghajar, 2015). La resistencia térmica de una pared en contra de la conducción de calor de un medio depende de la configuración geométrica y de las propiedades térmicas del medio y se puede expresar como

$$R_{pared} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}}$$

Reduciendo la expresión con la ecuación de razón de transferencia de calor por conducción se obtiene

$$R_{pared} = \frac{L}{k A} \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right]$$

En un intercambiador doble tubo comprende dos resistencias por convección y una por conducción, donde la resistencia térmica de la pared del tubo es

$$R_{pared} = \frac{\ln D_o/D_i}{2\pi k L} \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right]$$

Donde L es la longitud total del tubo.

D_i y D_o Representan el diámetro interior y exterior del tubo respectivamente.

La ecuación de enfriamiento de Newton se puede reacomodar para obtener la resistencia térmica por efectos de la convección

$$R \text{ convección} = \frac{1}{h A_s} \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$$

Si una pared es expuesta a un medio gaseoso se debe considerar la resistencia térmica por efectos de radiación, esta se expresa con la ecuación

$$R \text{ radiación} = \frac{L}{h_{rad} A_s} \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$$

Factor de incrustación

Para un cálculo apropiado se debe considerar el factor de incrustación que corresponde al deterioro del rendimiento de un intercambiador de calor por acumulación de depósitos de materiales sólidos sobre las paredes de las superficies de los tubos. Dichas acumulaciones de corrosión, residuos químicos o biológicos en las paredes reducen la transferencia de calor (Çengel & Ghajar, 2015). El factor de incrustación R_f depende directamente del fluido, la temperatura de operación y la velocidad a la que fluye, a menor velocidad y mayor temperatura el valor aumenta. Para un intercambiador de calor de tubos, la resistencia que se genera por incrustación se puede expresar como

$$R_f = \frac{R_{f,i}}{A_i}$$

En donde $R_{f,i}$ corresponde a al factor de incrustación en la superficie interna del tubo con área superficial interna A_i .

La red de resistencia térmica total para un intercambiador de calor queda de la forma

$$R \text{ total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln D_o/D_i}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}$$

los subíndices i y o representan las superficies interior y exterior del tubo interior

Luego, la razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos se puede expresar como en función de la resistencia total.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$$

La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos depende de la magnitud de la diferencia de temperatura, la cual varía a lo largo de la configuración. Para facilitar el análisis de los intercambiadores de calor resulta pertinente trabajar con el coeficiente total de transferencia de calor [U], que toma en cuenta la contribución de todos los efectos que se encuentran sobre un sistema según su configuración. Entonces, la ecuación de transferencia de calor queda de la forma

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T$$

Aletas

Para mejorar la transferencia de calor en el lado del fluido donde se posee el menor coeficiente de transferencia, comúnmente se utilizan aletas de un material altamente conductor como Aluminio o Cobre (Çengel & Ghajar, 2015). El área superficial de dichas aletas se suma al área efectiva de transferencia de calor.

$$A_s = A_{\text{sin aletas}} + n_{\text{aleta}} A_{\text{aleta}}$$

Donde

n_{aleta} Corresponde a la eficiencia de la aleta

Algunos intercambiadores especiales que se encuentran en la industria como los evaporadores, condensadores y las calderas, en cuyas configuraciones uno de los fluidos pasa por un proceso de cambio de fase liberando o absorbiendo una gran cantidad de calor a temperatura

constante, se presenta un coeficiente de calor muy altos y la razón de la transferencia de calor se expresa como

$$\dot{Q} = \dot{m}h_{fg}$$

Donde \dot{m} es la rapidez de la evaporación o de la condensación del fluido y h_{fg} es su entalpía de vaporización a la temperatura o presión especificada.

Existen dos métodos principales para la determinación de un intercambiador, está el método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD, logarithmic mean temperature difference) El otro método es el de la efectividad-NTU (Çengel & Ghajar, 2015).

El método de la diferencia media logarítmica aproxima la diferencia de temperatura de los fluidos a una temperatura media ΔT_{ml} para usarla en la ecuación:

$$\dot{Q} = UA_s\Delta T_{ml}$$

Donde

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1/\Delta T_2)}$$

Para intercambiadores de calor multipasos o de flujo cruzado la temperatura de debe corregirse mediante el factor de corrección F, cuyo valor depende de la configuración geométrica y de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos frio y caliente.

$$\Delta T_{ml} = F\Delta T_{ml CF}$$

El método de la efectividad NTU permite analizar los intercambiadores de calor cuando no se conocen las temperaturas de salida de los fluidos, para el desarrollo de este proyecto no se contempla el uso de este método.

3 Metodología

En concertación con el cliente se realiza un análisis de procedimiento de ingeniería a seguir y se define el orden de la propuesta en los siguientes lineamientos:

- **Desarrollo de ingeniería Básica:** En esta etapa se define de manera teórica las posibles alternativas de solución para un problema específico, que sean prácticas y realizables desde el punto de vista funcional y en costos. La ingeniería conceptual pretende identificar la viabilidad técnica y económica del proyecto y marcará la pauta para el desarrollo de la ingeniería de detalle. Se basa en un estudio previo y en la definición de los requerimientos del proyecto.
- **Desarrollo de ingeniería detalle:** En esta fase de ingeniería se realizarán todos los cálculos ductos y equipos, y se definirán las respectivas especificaciones, y en ella quedarán reflejados definitivamente todos los requerimientos del cliente, y además se incluye la valoración económica de la implementación de dichos sistemas.

4 Desarrollo de ingeniería básica

4.1 Condiciones de la planta

En la planta localizada en la ciudad de Cartagena se realizan procedimientos químicos y físicos en diferentes espacios que garantizan un amplio portafolio de productos de uso industrial; entre esos espacios de producción, cuenta con un área, donde generalmente operan cinco (5) trabajadores que realizan llenado de tambores, el proceso es ejecutado a través de tres (3) llenadoras. En la Ilustración 8 se muestra la distribución del espacio y la ubicación de las llenadoras.

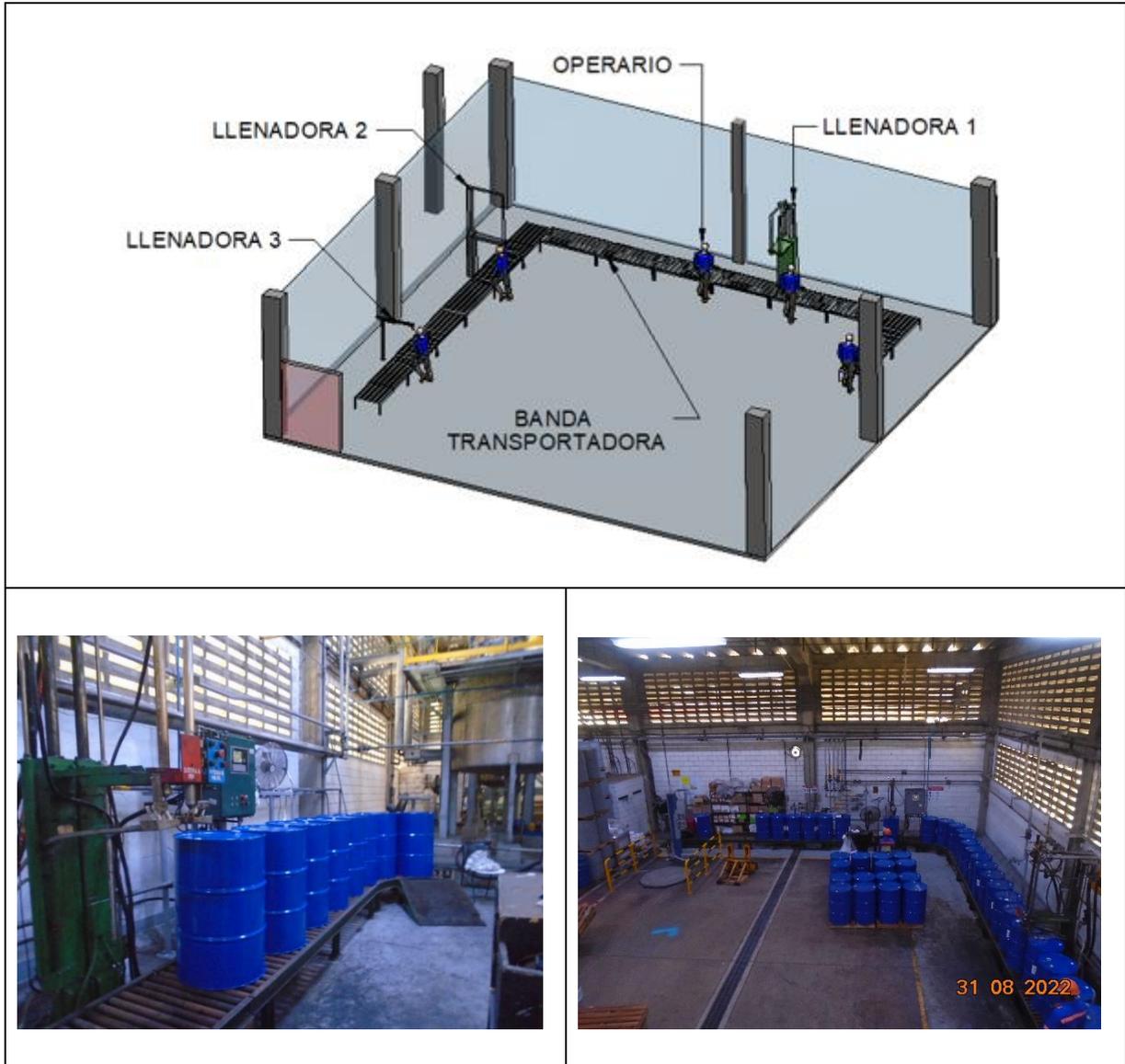


Ilustración 8. Distribución de equipos y personal área de llenado de tambores

4.2 Condición de diseño por exposición a calor

Actualmente esta área no cuenta con un sistema aire acondicionado o similar que mitigue de alguna manera las difíciles condiciones ambientales propias de ciudad, razón por la cual se aumenta

su temperatura a lo largo del día, presentando los valores más altos entre las 12:00 pm y las 3:00 pm. La temperatura ambiente dentro de la planta es directamente influenciada por:

- Las condiciones ambientales de la ciudad de Cartagena
- El espacio de producción es cerrado.
- La actividad desempeñada por los trabajadores.
- La generación de calor de otras fuentes como equipos, maquinaria e iluminación.

Bajo estos criterios y condiciones ambientales actuales que perciben los operarios dentro del espacio de producción, es necesario la implementación de una solución de ingeniería que mejore las condiciones de trabajo.

4.3 Propuesta de ingeniería básica

4.3.1 Sistema de Inyección localizado con aire pre-enfriado.

En el proceso productivo del área se encuentran 5 empleados que trabajan independientemente en diferentes puestos de trabajo en el llenado de tanques de formulación. La propuesta de ingeniería seleccionada es un sistema de inyección directa de aire pre-enfriado que busca mejorar las condiciones de trabajo y optimizar el desarrollo de las actividades requeridas.

Este sistema tiene como objetivo mejorar la sensación térmica de los trabajadores con la inyección de aire exterior pre-enfriado por efecto de un sistema de refrigeración a una temperatura entre 26°C y 27°C; el aire ya acondicionado se inyecta a través de unas rejillas directamente sobre el espacio de trabajo de cada operador a la velocidad recomendada por la INDUSTRIAL VENTILATION a manual of Recommended practice for Design, edición 29. Los valores de referencia para las velocidades de suministro de aire utilizados para el diseño del sistema de ventilación se presentan en la Tabla 2.

Tabla 2. Confort aceptable para movimiento del aire sobre un trabajador según ACGIH.

Continuos Exposure	Air Velocity, fpm (m/s)
Air conditioned space	50-75 (0,25-0,38)
Fixed work station, general ventilation or spot cooling:	
- Sitting	75-125 (0,38-0,63)
- Standing	100-200 (0,5-1,0)

La velocidad recomendada para enfriamiento localizado de un operador de pie, en un puesto de trabajo fijo es de 100-200 FPM. El aumento en la energía cinética del aire de inyección a la velocidad especificada mejora la convección del aire circundante dando como resultado una sensación térmica de comodidad.

Es importante aclarar que el sistema de inyección propuesto no tiene como alcance garantizar renovaciones de aire en todo el espacio o mantener condiciones de confort al interior debido a que el espacio en consideración posee un área muy grande por lo que necesitaría un equipo de enfriamiento más robusto y adecuaciones de obras civiles que generarían costos económicos muy superiores a los considerados en esta propuesta.

En la Ilustración 9 se presenta una simulación en el software SolidWorks donde se indica el movimiento del aire sobre un trabajador para el sistema de ventilación propuesto; se resalta la importancia de garantizar una velocidad apropiada para evitar generar un efecto contrario a mejorar la sensación térmica como resultado de velocidades del aire más altas a las recomendadas en la ACGIH.

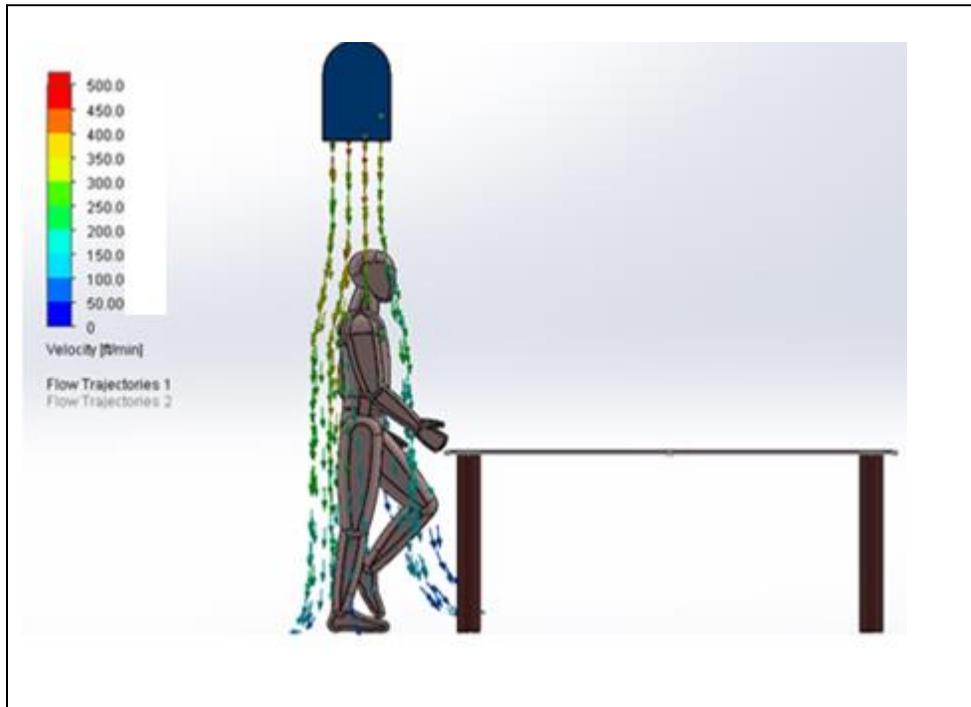


Ilustración 9. Trayectoria y velocidades de flujo de aire en el trabajador.

4.3.2 Propuesta de conformación del sistema de inyección de aire

En la Ilustración 10 se muestra el esquema general del espacio de producción en el software Solid Edge ST10, se incluye el diseño del sistema de ventilación con sus principales componentes, se puede evidenciar la posición de los operarios en cada puesto de trabajo y la ubicación de los principales componentes de la propuesta de ventilación, cabe resaltar que el ingreso de aire exterior se realiza por un ducto tipo cuello de ganso cuya altura debe ser por lo menos 3 metros más alta que las construcciones aledañas y las rejillas de suministros se deben instalar en cada espacio de trabajo de los trabajadores de la planta.

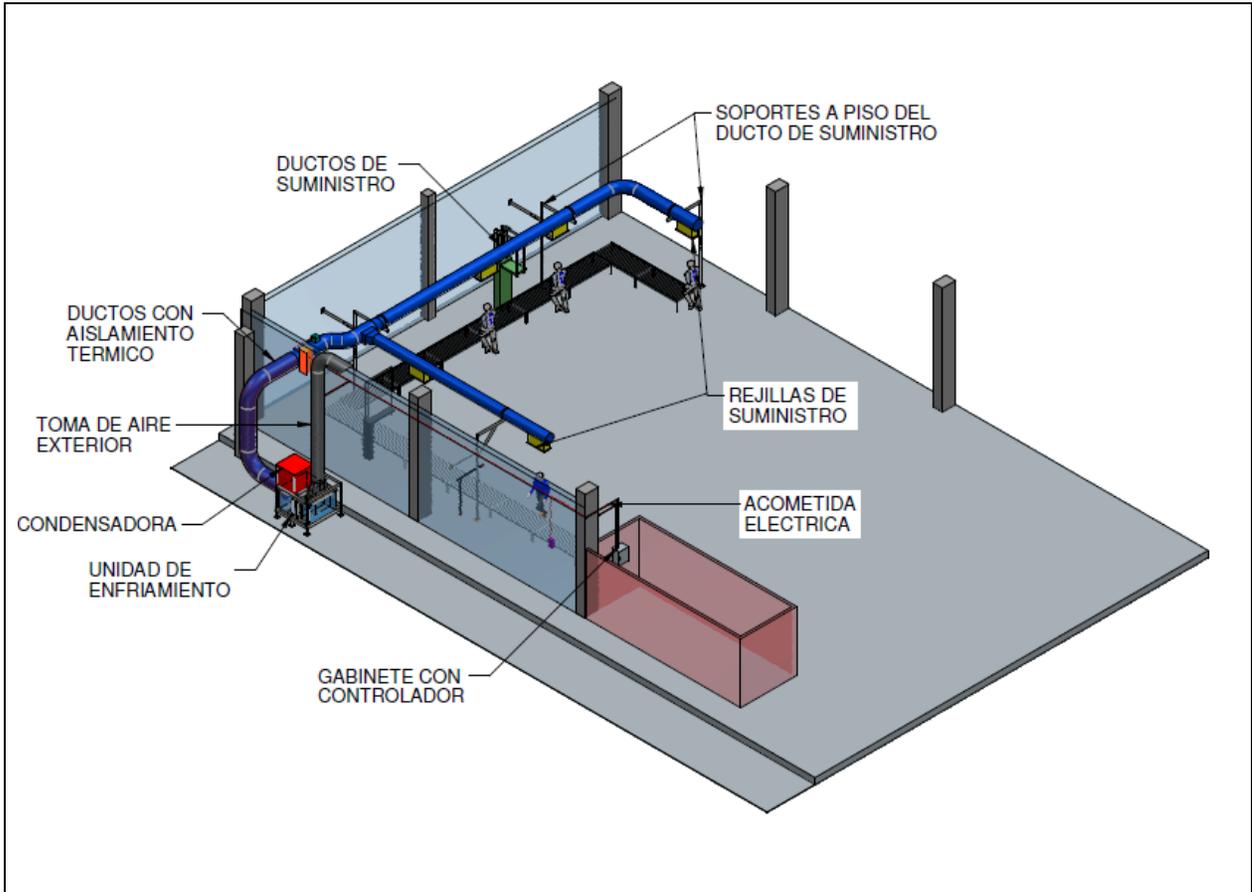


Ilustración 10. Esquema general del espacio de producción en el software Solid Edge ST10.

En esta etapa de ingeniería se hace las consideraciones iniciales para la selección de los diferentes elementos que conforman el sistema de inyección.

- **Unidad de ventilación con preenfriamiento DOAS**

La unidad manejadora incluye en su interior filtros MERV 8, serpentín de evaporación, motor y variador seleccionado según diseño, sensores de temperatura y presión estática; la estructura requiere ser rígida y debe garantizar aislamiento térmico. El ventilador girando a altas revoluciones genera ruido que se percibe en el exterior de la misma, por ello se dispone en la parte exterior de la planta. La ubicación del equipo hace necesario aislar térmicamente los tramos de ductos en el exterior para no perder eficiencia térmica por transferencia de calor. En la Ilustración 11 se presenta un esquema de una unidad manejadora.

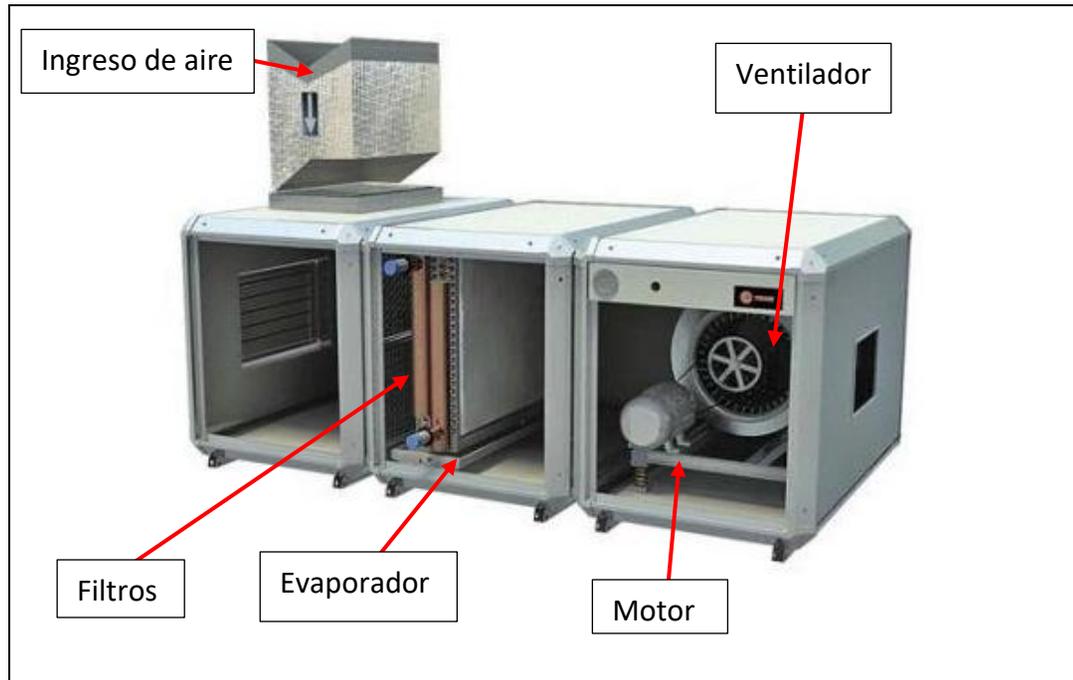


Ilustración 11. Diagrama de unidad de enfriamiento.

A continuación, se realiza una breve descripción de los elementos que incluye la UMA y su criterio de selección.

- **Ventilador:** El aire que pasa por la unidad manejadora es impulsado hacia las rejillas de suministro por acción de un ventilador, éste se selecciona para vencer la caída de presión que se genera en todo el sistema de ventilación, entre las caídas de presión más representativas se encuentra la de los filtros, serpentín de evaporación, ductos, accesorios como codos, bifurcaciones, dampers y rejillas de suministro.
- **Filtro:** Para garantizar que el aire de inyección no arrastre polvo desde el exterior al interior de la planta se utiliza filtro de baja eficiencia MERV 8 considerado de baja eficiencia y fabricado a base de fibra sintética de poliéster. Según datos de fabricante puede contener partículas de 10 micras o mayores, por lo tanto, cualquier tipo de material particulado en la exterior queda atrapado en el filtro evitando el deterioro de los equipos del sistema de ventilación y se garantiza un aire de inyección con mayor grado de limpieza
- **Intercambiador de calor de evaporación o serpentín de enfriamiento:** Se fábrica un intercambiador de tubos y aletas, el cuerpo de cobre (Cu) y las aletas en aluminio (Al). El

diseño se precisa en la ingeniería de detalle y debe ser suficiente para disminuir la temperatura y humedad a condiciones de diseño.

- **Unidad condensadora de aire.** Se instala una condensadora estándar según la capacidad térmica a disipar.

- **Rejillas orientables**

Las rejillas orientables son recomendadas para aplicaciones que requieren control en la propagación del patrón de flujo y ajuste de la caída de presión, las rejillas de la serie L-VH permiten doble deflexión, por lo tanto, se ajusta al proyecto. En la Ilustración 12 se muestra un modelo de rejilla comercial tipo Louver, cuyas medidas estándar son de 25x10 pulgadas ($1,7ft^2$).



Ilustración 12. Rejilla Tipo Louver Orientables.

En la planta se distinguen 5 puestos de trabajo independiente, por lo tanto, se distribuyen la misma cantidad de rejillas. A continuación, se presenta un esquema de la ubicación de cada una dentro del espacio de producción.

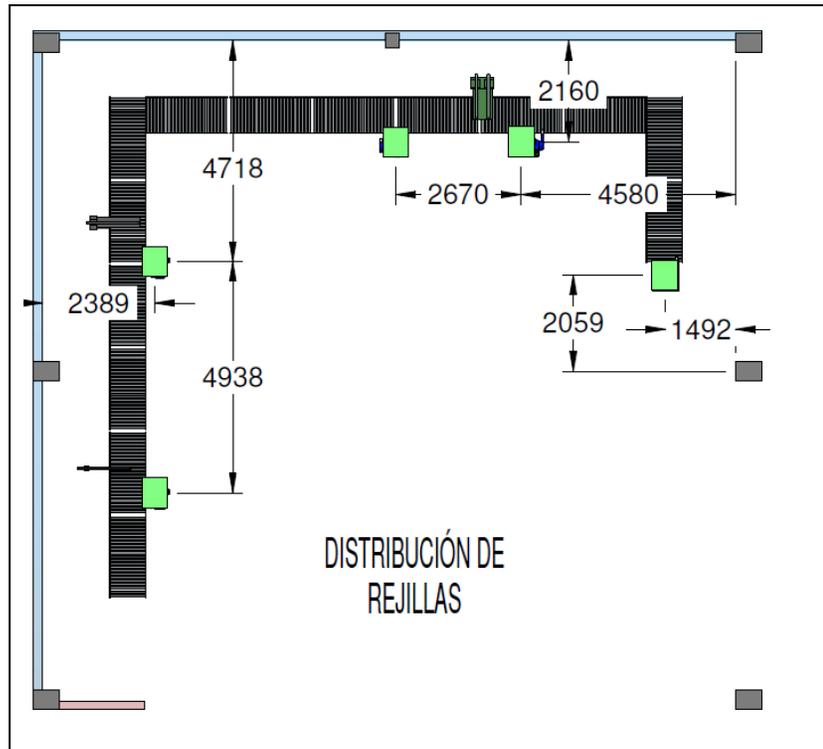


Ilustración 13. Distribución de rejillas de suministro.

- **Ductería principal y ramales:** se fabrican de tamaño que permita transportar el aire a velocidades de diseño recomendadas y de perfil circular. El material es lámina galvanizada y el proceso de construcción es grafado.
- **Accesorios:** Se fabrican grafados en lámina galvanizada
- **Cuello de ganso:** Para el ingreso de aire exterior se diseña un perfil en cuello de ganso que permite tomar aire exterior en dirección horizontal.
- **Soportes:** Se fabrican en acero estructural A36, el diseño debe permitir el anclaje a piso y pared según corresponda para la ubicación de cada uno. Para garantizar rigidez en el diseño se debe realizar simulaciones estáticas en un software que integre análisis de elementos finitos FEA.

Los elementos del sistema que se instalen en la parte exterior del espacio, sin considerar la succión hasta la UMA se deben aislar térmicamente con lana mineral.

Para garantizar la velocidad de salida de aproximadamente 200 FPM en los espacios de producción, se considera un caudal de inyección de 3000 CFM.

4.4 Simulaciones del sistema de ventilación

En la Ilustración 14 se presenta el resultado de la simulación de fluidos realizadas en el software SolidWorks, en esta se evidencia la velocidad de salida del aire por las rejillas de inyección y la velocidad con la que impacta el cuerpo del trabajador. El patrón de flujo se asemeja a una distribución de aire tipo ducha, donde la velocidad promedio de impacto es de 200 FPM.

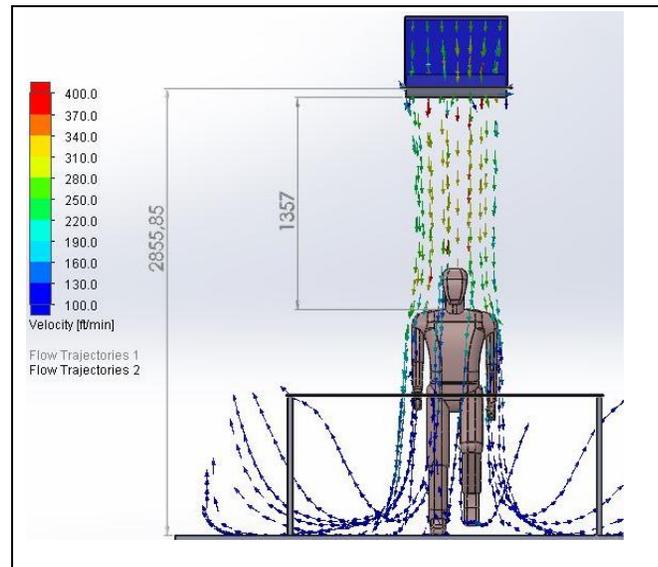


Ilustración 14. Trayectoria y velocidad de flujo de aire de inyección localizada.

Es importante tener en cuenta la velocidad de paso por el sistema de ductos, ya que esto afecta la caída de presión en el sistema. La caída de presión es directamente proporcional a la velocidad de paso, por lo que es importante encontrar los diámetros adecuados para las diferentes secciones del sistema para lograr un balance adecuado de presión y evitar problemas como ruido excesivo o bajos flujos de aire. Con un balance adecuado de presión, se puede garantizar un funcionamiento eficiente y efectivo del sistema de ductos.

La velocidad de transporte en ductos es de suma importancia, al igual que la velocidad de descarga. Según la guía para el diseño de ductos descrita por Carrier, la velocidad máxima en ductos para sistemas de baja velocidad depende de la aplicación. En la Tabla 3 se presentan los valores correspondientes

Tabla 3 Velocidades en ductos máximas recomendadas en sistemas de baja velocidad en FPM Tomado de *Duct Air desing (Carrier)*.

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

El espacio de producción del actual proyecto se cataloga como un espacio industrial, por tanto, es importante que las velocidades de suministro en ductos principales no superen 3000 FPM, mientras que en ramales no deben ser mayores a 2200 FPM.

Como condición de diseño conservador, se propone una velocidad máxima en el ducto principal de 2000 FPM. Una simulación del fluido en la ductería como el presentado en la Ilustración 15 permite evidenciar el comportamiento en cada sección y en la descarga.

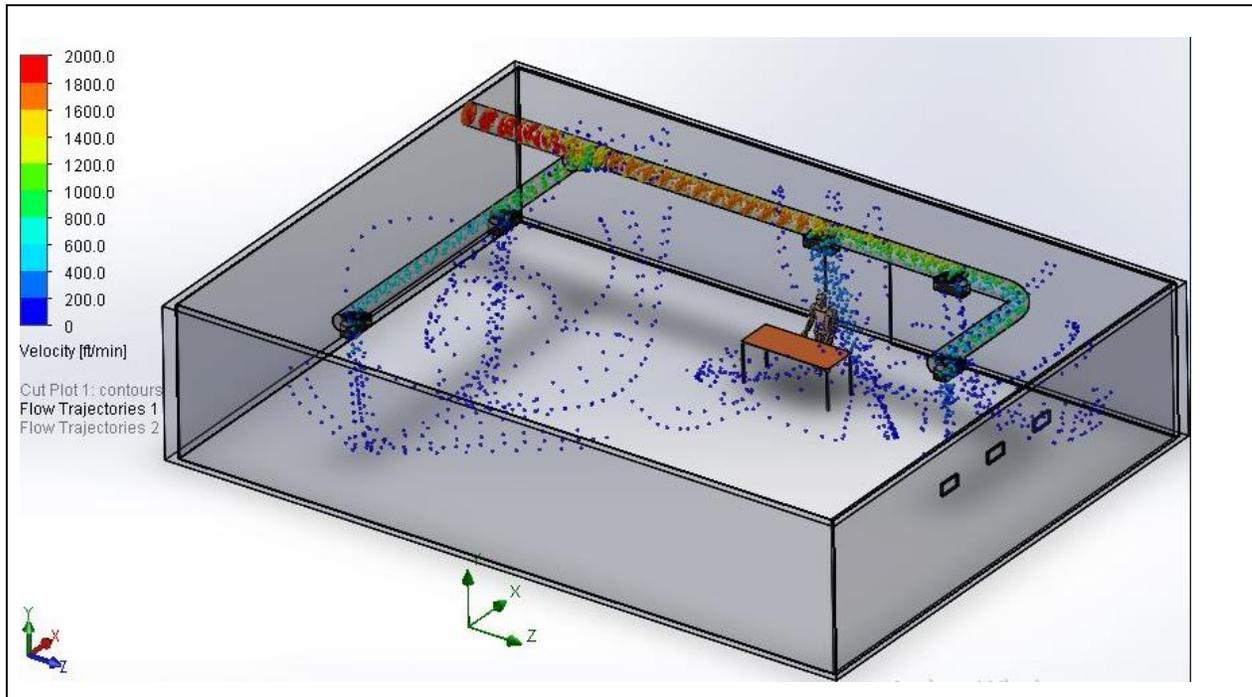


Ilustración 15 Resultados de simulación del sistema de inyección.

En la simulación del sistema de ductos se evidencia que el caudal de aire en algunas rejillas no se distribuye uniformemente, esto puede ser una consecuencia de la baja caída de presión en todo el sistema, lo que puede causar que el aire fluya más fácilmente a través de algunas rejillas que de otras. Para obtener el caudal de diseño deseado en la instalación, se implementa el uso de deflectores y dampers en cada rejilla. Los deflectores y dampers ayudan a controlar el flujo de aire y distribuirlo de manera más uniforme en todo el sistema. Al ajustar la posición de los deflectores y dampers, se puede equilibrar el flujo de aire en todas las rejillas y garantizar un funcionamiento eficiente del sistema de ductos.

5 Desarrollo de ingeniería de detalle

Es necesario configurar las condiciones ambientales y de ubicación del lugar a acondicionar debido a que estas generan variaciones en la carga térmica, resultado de la transferencia de calor por la diferencia de temperaturas.

CONDICIONES DE DISEÑO PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO EN COLOMBIA

CIUDAD	CONDICIONES		EXTERIOR		INTERIOR		RANGO DIARIO	HORA MAX. TEMP.	HORA MIN. TEMP.	LONGITUD	LATITUD NORTE	ALTURA pies
	*FBS	*FBH	*FBS	*FBH								
ARMENIA										75	4	3949
BARRANCABERMEJA	104	96				20				73	7	416
BARRANQUILLA *	91.8	80.4	75	63	12.8	13	6			74.7	10.8	98
BOGOTA *	69.5	56.2	72	56	16.8	13	6			74.2	4.7	8360
BUCARAMANGA	86	72	74	59	20	13	6			73	7	3360
CALI *	88	71.6	74	61	20.4	13	6			76.4	3.6	3179
CARTAGENA *	89.7	80.6	75	63	9.5	13	6			75.5	10.45	39
CUCUTA	95	78	75	63	27	13	6			72	8	1050
IBAGAUE	73	68				13				75	4	4264
MEDELLIN	85	70	72	59	25	13	6			75	6.2	4915
MONTERIA	98	80	75	63	23	13	6			75	8	132
PEREIRA	86	74	72	59	20	13	6			75	5	4400
POPAYAN	71	63	71	55	19	13	6			76	2	5674
PUERTO BOLIVAR (GUAJIRA)	102	95				28				73	11	33
RIOHACHA	102	95				30				72	12	40
RIONEGRO (ANT.) *	73.8	60.4	72	59	15.8	13	6			75.4	6.13	7028
SAN ANDRÉS	92	87				17				81	12	6
SANTA MARTA	95	83	75	63	17	13	6			74	11	13
SINCELEJO	95	81	75	63	21	13	6			75	9	250
VALLEDUPAR	94	83	75	63	18	13	6			73	10	361
VILLAVICENCIO	96	90	75	63	20	13	6			73	4	1396

Ilustración 16. Condiciones de diseño para sistemas de aire acondicionado en Colombia. *Datos tomados de 2013 ASHRAE Handbook-Fundamentals.*

Para estimar la carga de enfriamiento que debe aportar la unidad manejadora es necesario determinar las condiciones del aire exterior ambiente, es decir se deben determinar las condiciones de diseño exterior para la ciudad de Cartagena, teniendo como base la temperatura de mayor ocurrencia para el mes más caliente.

Manual de ASHRAE 2021 - Fundamentos (SI)

 **CARTAGENA, COLOMBIA (OMM : 800220)**

Latitud: 10.442N Largo: 75.513W Elevación: 1 Estándar: 101,31 Zona horaria: -5.00 (W05) Periodo: 94-19 WBAN : 99999

Condiciones de diseño anuales de calefacción, humidificación y ventilación

Mes más frío	Calefacción DB		Humidificación DP / MCDB y HR						Mes más frío WS / MCDB				MCWS / PCWD al		FSM
	99,6%		99%			99%			0,4%		1%		99,6% DB		
	99,6%	99%	DP	HORA	MCDB	DP	HORA	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB	MCWS	PCWD	
1	23.2	23.9	20.8	15.4	25,8	21.1	15.7	25,9	9.6	28,7	8.9	28.8	1.4	20	0,398

Condiciones de diseño anual de enfriamiento, deshumidificación y entalpía

Mes más caluroso	Rango DB del mes más caluroso	Refrigeración DB / MCWB						Evaporación WB / MCDB						MCWS / PCWD a	
		0,4%		1%		2%		0,4%		1%		2%		0,4% DB	
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	BM	MCDB	BM	MCDB	BM	MCDB	MCWS	PCWD
6	5.6	33.2	27,6	32,9	27,5	32.2	27.1	28,5	31,8	28.1	31.4	27,9	31.0	4.1	0

Deshumidificación DP / MCDB y HR									Entalpía / MCDB						WB máximo extremo
0,4%			1%			2%			0,4%		1%		2%		
DP	HORA	MCDB	DP	HORA	MCDB	DP	HORA	MCDB	enth	MCDB	enth	MCDB	enth	MCDB	
27.4	23.3	30,5	27.2	22.9	30.4	27.0	22.7	30.2	92.1	32.4	90,7	31,8	89.2	31.3	31.0

Condiciones extremas de diseño anual

WS anual extremo			Temperatura anual extrema				Valores del periodo de retorno de n años de temperatura extrema								
			Significar		Desviación Estándar		n=5 años		n=10 años		n=20 años		n=50 años		
1%	2,5%	5%	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	
8.4	7.3	6.4	DB	21.0	35.2	2.0	1.5	19.6	36.3	18.4	37.1	17.3	37,9	15.8	39.0
			BM	20.0	29.6	2.0	0,6	18.6	30.1	17.4	30,5	16.3	30,8	14.8	31.3

Ilustración 17 ASHRAE CLIMATIC DESIGN CONDITIONS HANDBOOK para Cartagena. Tomado de: <http://ashrae-meteo.info/v2.0/places.php?continent=Latin%20America>.

Usualmente se hace un diseño partiendo del porcentaje de ocurrencia de 1% de la temperatura anual, es decir 32°C de bulbo seco y 27,5°C de bulbo húmedo, pero considerando los requerimientos del cliente se diseña para la condición de temperatura anual extrema, se toma los valores de retorno de 50 años de temperatura externa.

Por lo tanto, la temperatura de diseño es:

Temperatura de bulbo seco: 39°C

Temperatura de bulbo húmedo: 31.3°C

5.1 Cálculo de confort térmico según ASHRAE-55

Para el cálculo del confort térmico se usarán la siguiente información:

- **Temperatura del aire de suministro:** 27°C
- **Humedad relativa del aire de suministro:** 85% HR
- **Velocidad promedio del aire en el cuerpo del operario:** 100 a 250 FPM (0.5 a 1,0 m/s)
- **Tasa metabólica:** 1,4 (Operario de pie)

- **Aislamiento de ropa:** 0,61 (Pantalón y camisa manga larga)

Con los datos anteriores y haciendo uso de la herramienta en línea para cálculos de confort térmico de la universidad de BERKELEY California, se obtiene el resultado mostrado en la Ilustración.

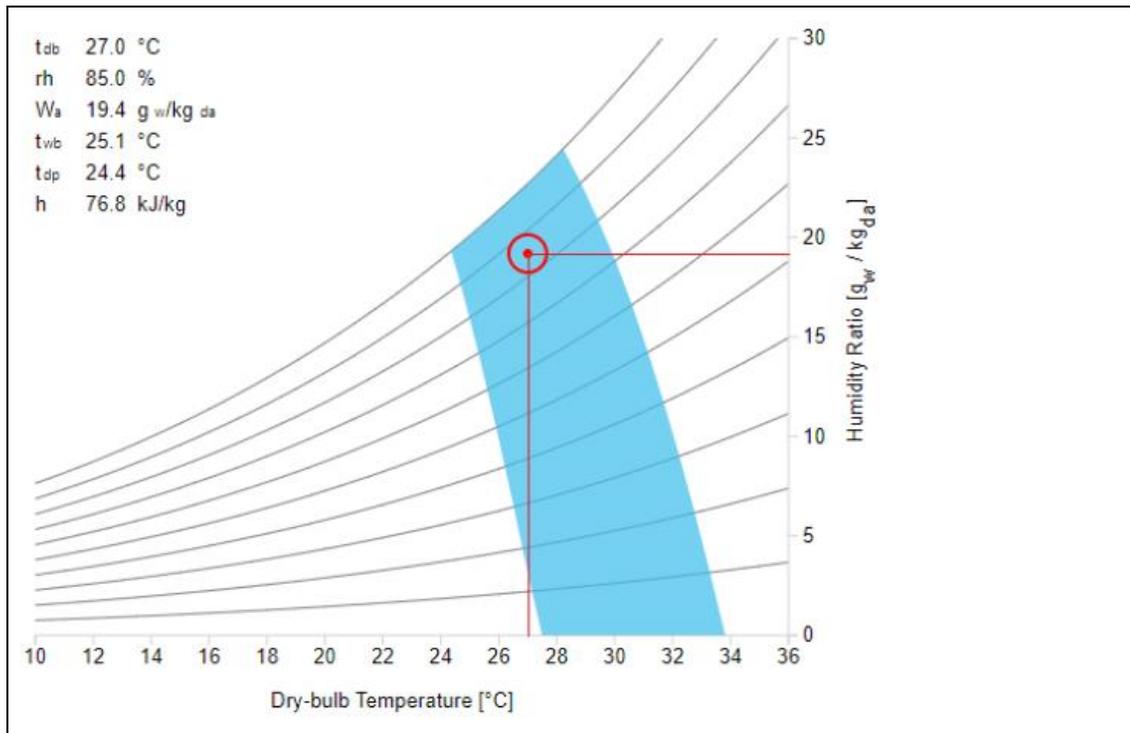


Ilustración 18. Gráfico con condiciones psicrométricas del aire de suministro.

En el gráfico anterior se muestra resaltado en color rojo, el punto con las condiciones psicrométricas del aire que se desea inyectar sobre los puestos de trabajo. En el eje horizontal se muestra la temperatura de suministro la cual es de 27°C; en el eje vertical se muestra la humedad específica la cual corresponde aproximadamente a 19 gw/Kgda y la humedad relativa que en este caso corresponde a 85% se muestra en las líneas curvas siendo la curva superior 100%. Se observa que el punto mencionado está dentro del rango de confort recomendado (zona azul) y que por tanto el aire cumple con las condiciones para proporcionar una sensación térmica de comodidad.

5.1.1 Caudales de aire y velocidades de diseño

Partiendo de que el cliente de aprobó los puntos propuestos en la fase de ingeniería básica para la inyección de aire y que en estos se debe asegurar las condiciones para el confort térmico establecidas en el numeral anterior, usando la ecuación de continuidad, se realizan los cálculos respectivos y se obtiene el caudal necesario para cada rejilla de suministro. Se asume una velocidad en el cuello de la rejilla de 400 FPM, mientras que el área trasversal real es de 1,5 ft^2 .

$$Q = V \times A = 400 \frac{ft}{min} \times 1,5 ft^2 = 600 CFM$$

Según el resultado, para garantizar una velocidad promedio sobre el cuerpo del trabajador de 250 FPM (1,27m/s) cada rejilla requiere un flujo de 600 CFM, con estos valores, se aumenta la convección y el movimiento del aire para alcanzar la condición de temperatura establecida.

En la Tabla 4 se presentan las características de la rejilla seleccionada para el suministro de aire pre-enfriado.

Tabla 4. Rejillas para inyección de aire.

Referencia	Rejilla Tipo Louver Orientable
Caudal	600 cfm
Ancho cuello	25 in
Largo cuello	10 in
Área	1,7 ft^2
Velocidad en cuello	400 fpm
Cantidad Rejillas	5
Caudal Total	3000 cfm
Ilustración	

Cálculo de ductos y la presión estática

Una vez se conoce el flujo total requerido para el sistema de suministro de aire, es oportuno conocer las pérdidas de presión ocasionadas por los componentes del sistema. De este modo, usando el software *“DUCTSIZE HVAC Duct Sizing”* se calcula la caída de presión estática que requiere vencer el ventilador para asegurar la correcta operación del sistema.

Se resalta que, en los datos requeridos para el cálculo de la caída de presión, se incluyen las pérdidas adicionales ocasionadas por:

- Filtro MERV 8 a condiciones de saturación; requerido para evitar el ingreso de material particulado (**0,6” H₂O**)
- Serpentin de evaporación para el circuito de refrigeración del preenfriamiento de aire (**0,4” H₂O**)

5.2 Balanceo del sistema de ductos de aire.

En la Ilustración 19 se presenta mediante un esquema la trayectoria de ductería propuesta para el sistema de inyección de aire, donde se enumera cada rejilla de inyección (DIF00) y los ramales de ductos (DS00). La sección de succión se marca como DR01.

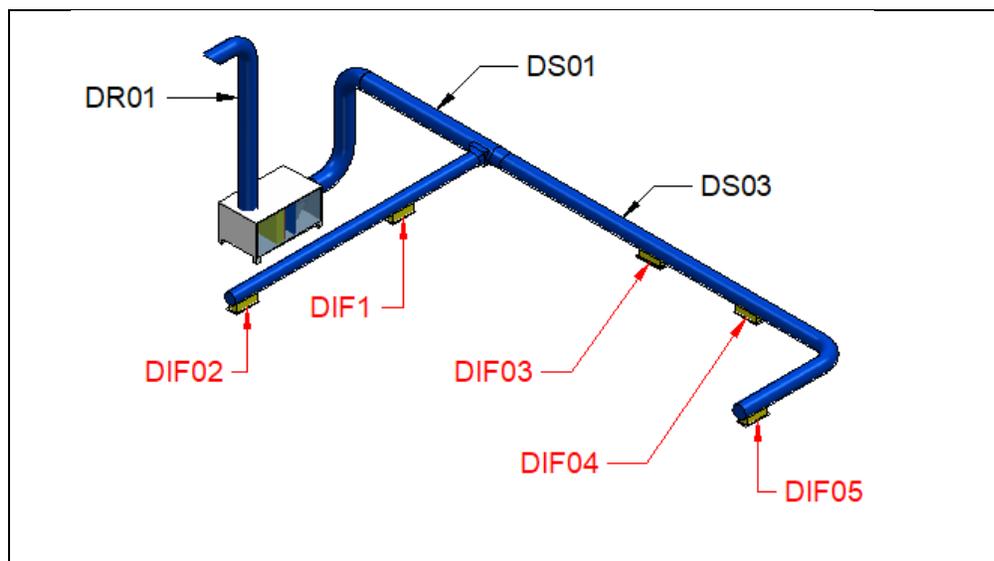


Ilustración 19 Trayectoria de ductería para balanceo de energías.

En la Ilustración 20 se presentan los datos registrados en el software DUCTSIZE, donde se calcula la presión estática total del sistema, la cual se determina teniendo en cuenta los caudales, la velocidad de transporte, la trayectoria de ductería (tramos rectos y accesorios), y se encuentran, finalmente, los diámetros de diseño del sistema de inyección de aire pre-enfriado.

En la Ilustración 21 se presenta un resumen de cálculo del software DUCTSIZE, aquí se evidencia el tamaño de los ramales principales y secundarios de la ductería, la caída de presión estática y la caída de presión total del sistema.

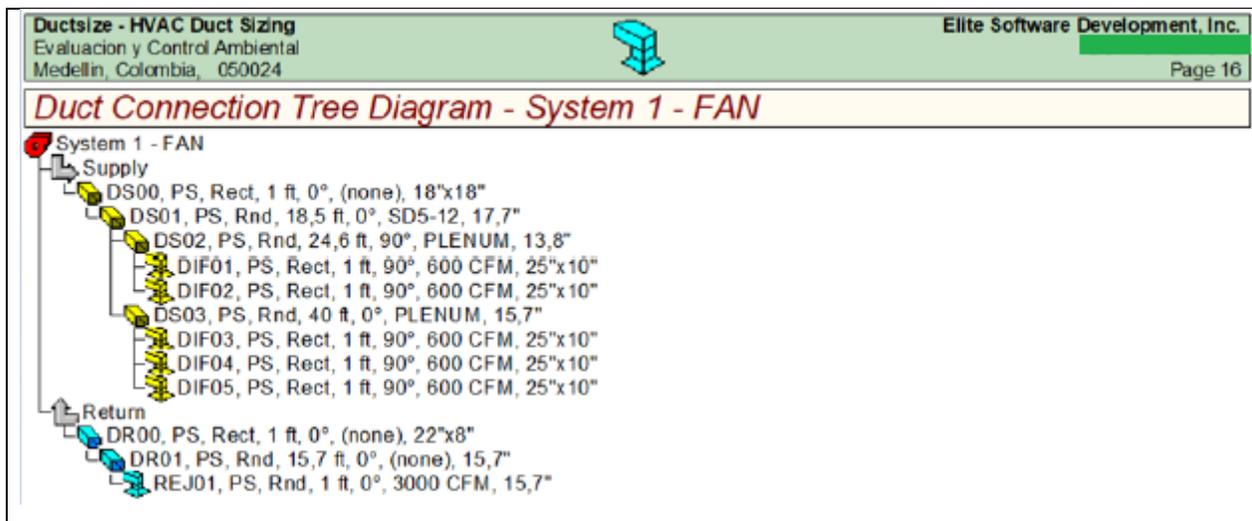


Ilustración 20 Balanceo por método de caída de presión.

Ductsize - HVAC Duct Sizing		Elite Software Development, Inc.	
Evaluacion y Control Ambiental Medellin, Colombia, 050024		THERMAL STRESS REDUCTION Page 13	
System 1 "FAN" - Output Summary - Supply			
Number of active trunks:		4	
Number of active runouts:		5	
Total system weight (lb.) minus fittings:		449,01	
Total outlet flow		3,000	
Total outlet flow after heat gain		3,000	
Size of largest trunk:		19,7	
Size of smallest trunk:		13,8	
Size of largest runout:		16,9	
Size of smallest runout:		16,9	
Maximum static pressure loss occurs in route to runout:		DIF01	
Cumulative static pressure loss at above runout:		1,811	
Isolate Return From Supply Option:		No	
Return SP Loss Added to 1st Trunk of Supply:		1,615	
Available static pressure at above runout:		0,000	
Fan static pressure:		1,811	
Fan velocity pressure:		0,144	
Fan total pressure:		1,955	

Ilustración 21 Caída de presión en el software Ductsize.

Teniendo en cuenta lo anterior, la caída de presión que debe vencer el ventilador debe ser de **1,811” H2O**. Este procedimiento de cálculo se realiza de acuerdo a los criterios y procedimientos establecidos por la ASHRAE en la guía “2013 ASHRAE Handbook – Fundamentals Chapter 21”

En la Ilustración 22 se presenta los cambios de presión en el sistema, aquí se evidencia que la presión máxima es de 0,5 pulgadas de agua en succión.

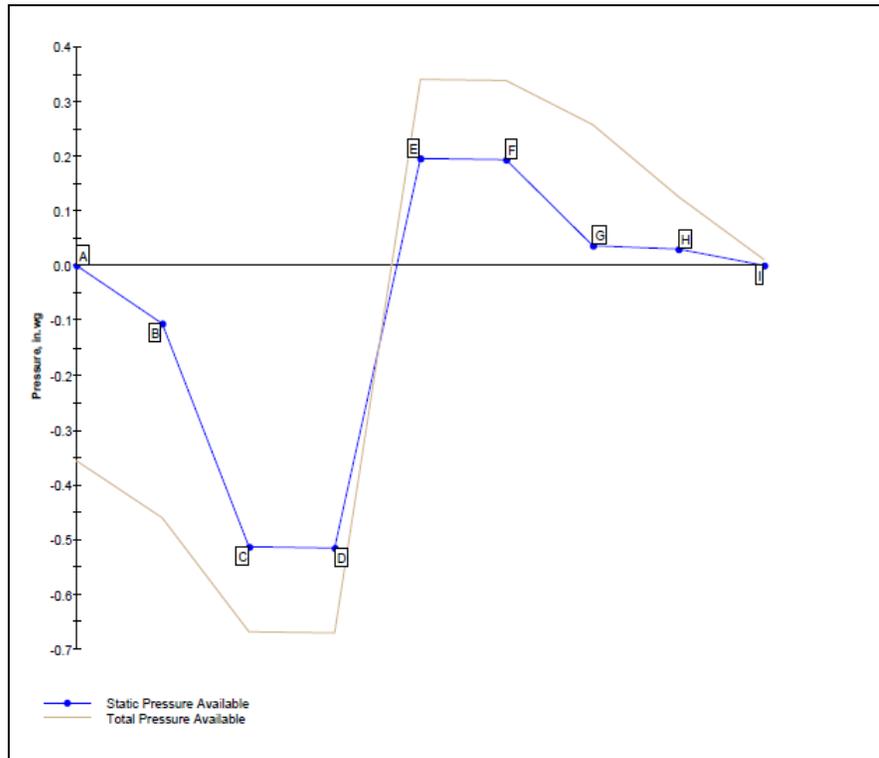
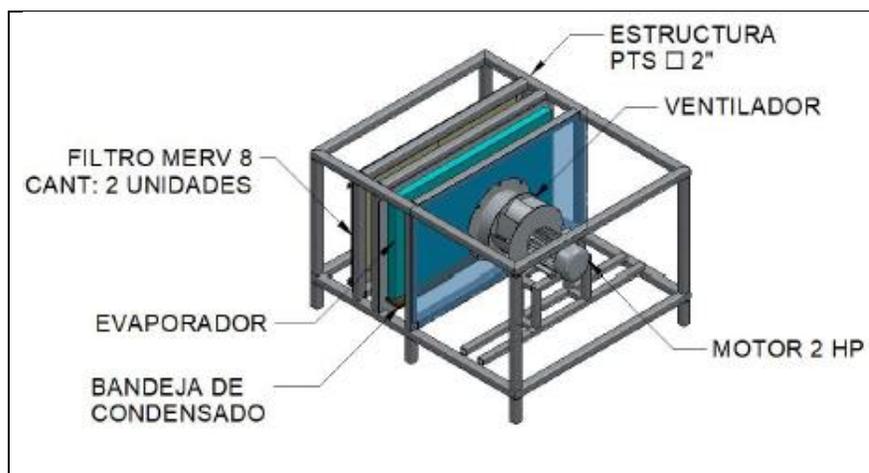


Ilustración 22 Cambios de caída de presión en el sistema.

5.3 Selección del ventilador para el equipo de preenfriamiento

En la Ilustración 23 se muestra el diseño del equipo de preenfriamiento con las dimensiones y los componentes generales.



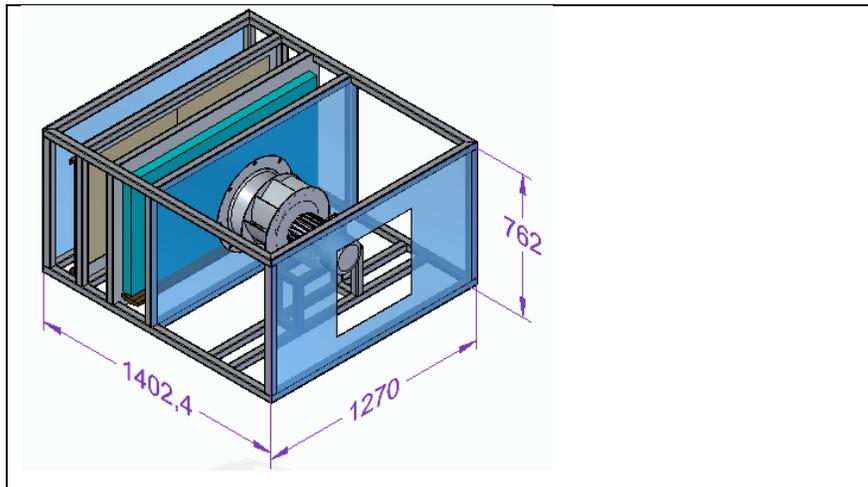


Ilustración 23 Esquema de la UMA del sistema de ventilación.

5.4 Especificaciones técnicas de los equipos y demás componentes.

En la Tabla 5 se presentan los parámetros de selección del ventilador para vencer la caída de presión de sitio, el ventilador gira por acción de un motor ECblue de 2 HP de potencia.

Tabla 5. Ventilador seleccionado.

ESPECIFICACIÓN	DESCRIPCIÓN
Tipo de Ventilador	Centrifugo (Plug Fan)
Tipo de Rotor	Aletas curvadas hacia atrás
Referencia del ventilador seleccionado	GR31C-ZID.DC_CR
Caudal	3000 CFM
Presión Estática	2 In H ₂ O
RPM del rotor	1418
BHP	1,29
Motor seleccionado	2 HP a 3372 rpm, IE3, IP55
Ancho	100%
Arreglo	-
Material constructivo	Acero galvanizado
Tipo de transmisión y sujeción	Acople directo

Rotación	Sentido horario (visto desde el motor)
Descarga	No Aplica
Nivel de Ruido	Máximo 65 dB(A) evaluado a 1 m de distancia, para lo cual se requiere silenciador en la descarga.
Sistema anti chispas	No Aplica

En la Ilustración 24 se muestra la información del punto de operación del ventilador seleccionado para el sistema de ventilación. La condición de operación de diseño es de 3000 CFM y de 2 pulgadas de agua.

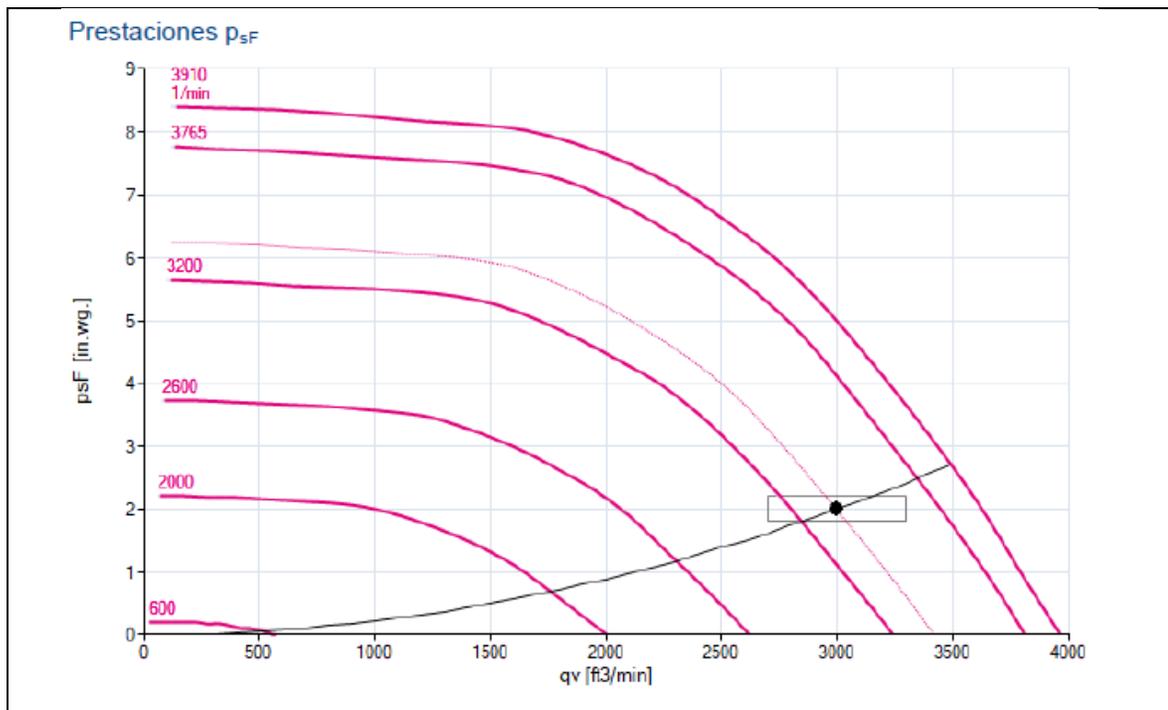


Ilustración 24 Modo de operación del ventilador.

5.5 Gabinete Eléctrico

EL gabinete de control regula la alimentación eléctrica a los diferentes componentes del sistema, en la instalación se debe ubicar en el cuarto eléctrico de la planta e incluye la acometida eléctrica El gabinete contiene:

- Un (1) totalizador principal del sistema.
- Una (1) protección eléctrica para ventilador.
- Una (1) protección eléctrica para compresor.
- Un (1) variador de velocidad 220VAC para el ventilador del equipo de preenfriamiento.
- Un (1) transformador de control 220VAC-24VAC.
- Ventilador y extractor de aire para regulación de temperatura.
- Borneras de entradas y salidas.
-

En la Ilustración 25 se observa un esquema con el posicionamiento del gabinete eléctrico.

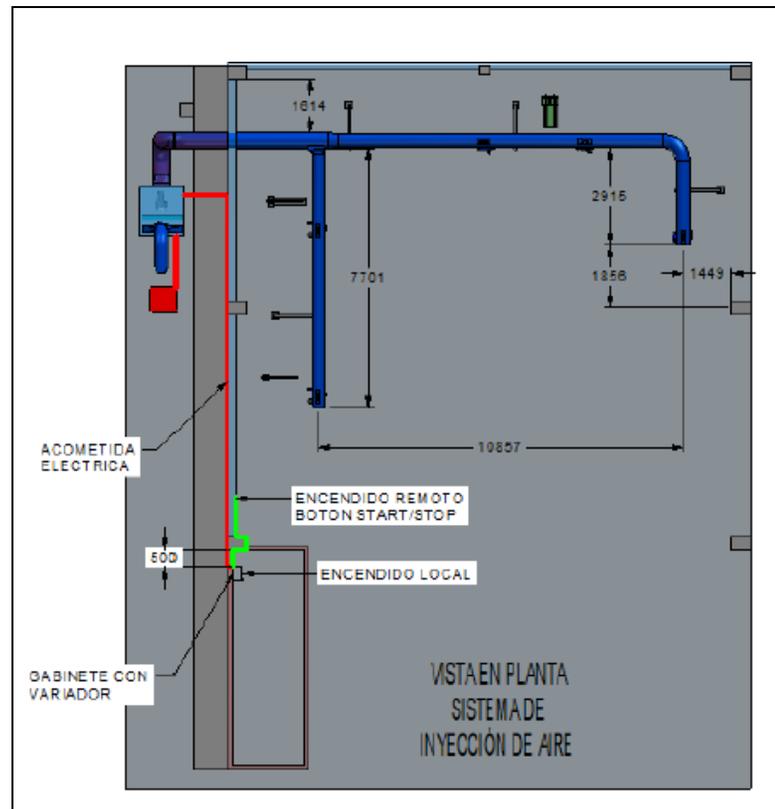


Ilustración 25 Ubicación del gabinete eléctrico.

El gabinete está diseñado para 220VAC y protegido contra sobretensiones, sobre corrientes y cortocircuitos, y tendrá unas dimensiones aproximadas de 400mmx 500x 300mm

5.6 Circuito de Potencia

Este circuito de potencia consta de:

- Un totalizador principal que está protegido y, a su vez, protege al resto de los componentes del tablero contra sobretensiones.
- Dos protecciones eléctricas para cada equipo contra sobretensiones y cortocircuito.
- Un variador de frecuencia donde individualmente están protegidos y aislados contra sobretensiones.
- Un transformador de control de 220VAC-24VAC.

5.7 Circuito de Control

Un variador eléctrico controla la velocidad del ventilador para una única configuración recibiendo la orden de marcha a través de un encendido remoto y local. Esta orden se realiza con un control y una maniobra, la cual se encuentra en la puerta del tablero, así también, una botonera start-stop permite encender y parar el motor en sitio. Además, se indica el funcionamiento del mismo de acuerdo a la configuración y operación del ventilador por medio de un visualizador de estado por medio de pilotos LED.

El control contiene:

- Un selector para el encendido o apagado local con indicador de estado.
- Una botonera start-stop para encendido remoto.

La configuración asegura que el ventilador rote a 1418 RPM estableciendo una frecuencia de operación de aproximadamente de 48 Hz, inyectado 3078 CFM.

5.8 Selección de circuito de Potencia

En la Tabla 6 se muestra una descripción de los equipos y cargas eléctricas:

Tabla 6 Descripción de cargas eléctricas.

DESCRIPCIÓN	VOLTAJE	POTENCIA	CORRIENTE NOMINAL	RPM
MOTOR VENTILADOR SUMINISTRO DE AIRE	220 VAC	2 HP	7.5 A	1418
COMPRESOR	220 VAC	6.2 Kw	20 A	N/A

5.9 Circuito de refrigeración

5.10 Cálculo de la capacidad de condensadora

Para la estimación de la capacidad de refrigeración del equipo de preenfriamiento se usa la siguiente información:

- *Temperatura del aire exterior:* 39°C – 102,2 °F
- *Humedad relativa del aire exterior:* 68% HR
- *Temperatura del aire de suministro:* 27°C - 80,6°F
- *Humedad relativa del aire de suministro:* 85% HR
- *Caudal del aire de suministro:* 3000 CFM

Con los datos anteriores y usando el software “*Hourly Analysis Program*” de CARRIER, se realiza un análisis psicrométrico cuyos resultados se muestran en la Ilustración 26.

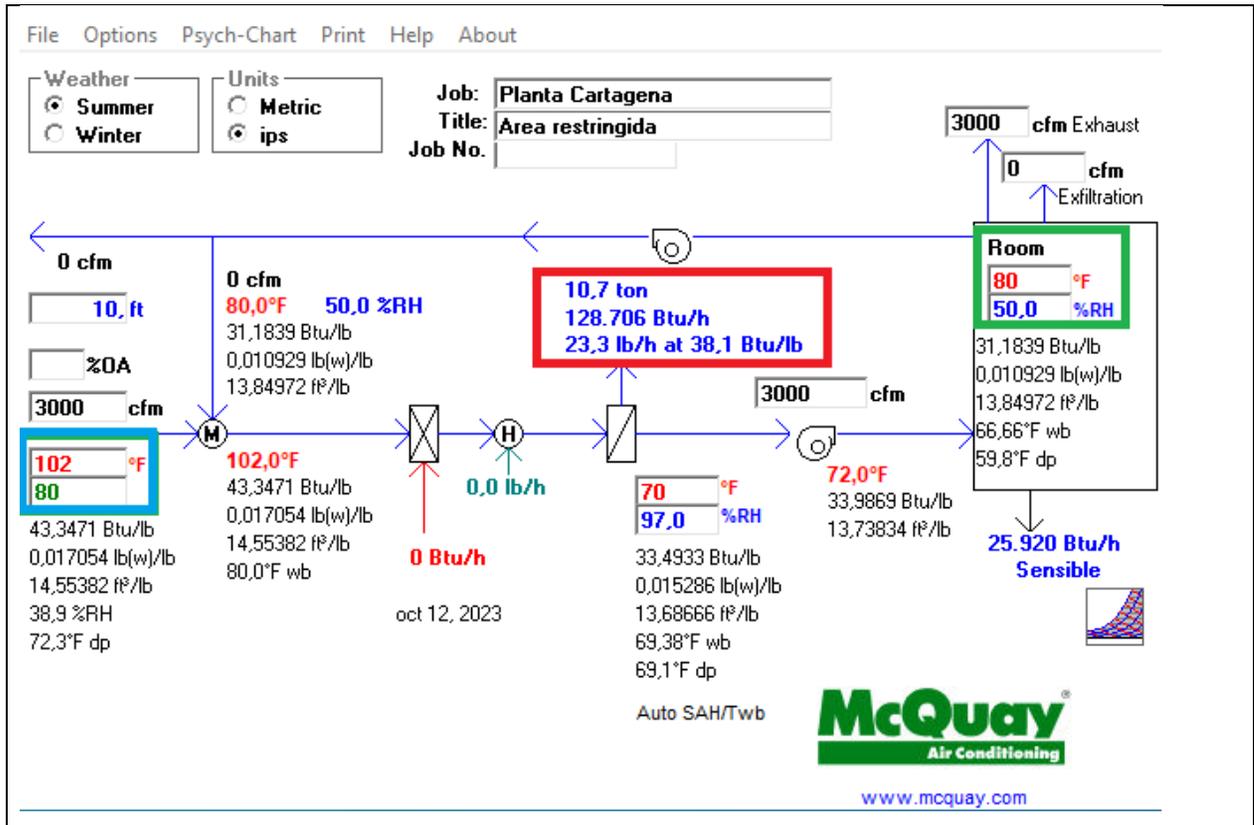


Ilustración 26 Análisis Psicrométrico para estimación de capacidad de refrigeración.

De la información proporcionada en la ilustración anterior se hacen las siguientes observaciones:

- Para garantizar las condiciones del aire de suministro (recuadro verde) partiendo de las condiciones de aire exterior (ver recuadro azul), se requiere un equipo con una capacidad de refrigeración mínima de 10,7 TR o 128.706 Btu/h (ver recuadro rojo).
- Debido a que comercialmente no existen equipos con esa capacidad de refrigeración, el equipo se debe seleccionar para una capacidad de refrigeración de 12,5 TR o 120.000 Btu/h.
- El gas refrigerante a utilizar es el R-410A de 4ª generación, el cual posee características amigables con el medio ambiente, sin perder su capacidad de trabajo.

En base a la capacidad de la condensadora se calcula la capacidad de la evaporadora, se debe tener en cuenta que la capacidad de la condensadora es la capacidad del evaporador más la capacidad del compresor centrífugo.

Inicialmente se considera la presión de trabajo del Refrigerante R-410A, tanto para el circuito de baja como en el circuito de alta, según especificaciones de operación, la presión adecuada para condensación es de 26,2 Bar [380 PSI] y la presión de evaporación es de 8,2 Bar [120 PSI]. Para este tipo de circuitos termodinámicos, la temperatura de trabajo es directamente proporcional de la presión.

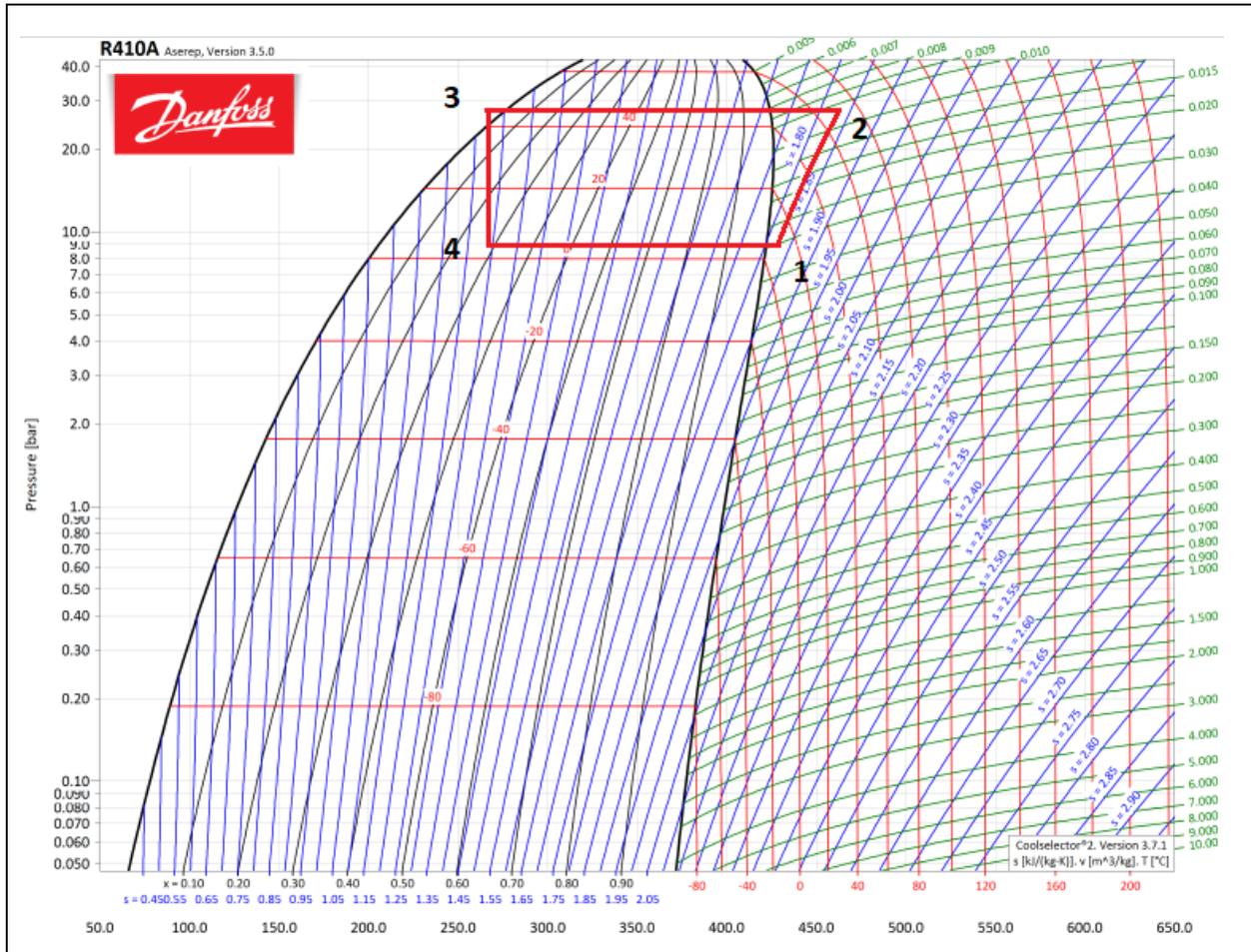


Ilustración 27 Diagrama de Mollier para el refrigerante R410A. Tomado de <https://hvac-eng.com/>.

Los datos de operación que se obtiene en el diagrama de Mollier para el refrigerante 410A, son los registros que se introducen en el Software EES, éste, permite el cálculo de las propiedades termodinámicas para este tipo de ciclos de refrigeración.

Las consideraciones de propiedades termodinámicas en evaporación y condensación para las condiciones de operación son.

- De la válvula de expansión, la temperatura del refrigerante debe estar en un rango de temperatura de 3 °C a 5 °C., se debe evitar temperaturas menores a 3 °C con el objetivo de que no haya congelamiento en las paredes exteriores de los tubos generado por la humedad contenida en el aire que circula por el sistema de ventilación, así mismo para un diseño eficiente, se recomienda temperaturas menores a 5°C.
- La temperatura de condensación debe ser aproximadamente a 5- 10°C mayor con respecto a la temperatura ambiente máxima que se presenta en la operación de la unidad manejadora para garantizar una adecuada transferencia de calor.
- Para aproximar a un cálculo real, se asume una eficiencia del compresor del circuito del 80 %

En Ilustración 28 se muestra el procedimiento de cálculo de las propiedades termodinámicas de la evaporadora y el trabajo del compresor del ciclo de refrigeración. El balance de energía que utiliza el software permite conocer el calor que debe ser disipado en el evaporador en kJ/Kg (punto 1) y el trabajo que requiere el compresor en kJ/Kg (Punto 2) para alcanzar las condiciones de trabajo en los circuitos.

Ciclo de refrigeración por compresión básico

$$R\$ = \text{'R410a'}$$

EVAPORADORA

$$P_1 = 120 \text{ [psi]} \cdot \left| 6,895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right|$$

$$T_1 = T (R\$; P = P_1 ; x = 1)$$

$$h_1 = h (R\$; P = P_1 ; x = 1)$$

$$s_1 = s (R\$; P = P_1 ; x = 1)$$

$$\dot{Q}_{\text{eva}} = h_1 - h_4$$

Compresor

$$P_2 = 380 \text{ [psi]} \cdot \left| 6,895 \cdot \frac{\text{kPa}}{\text{psi}} \right|$$

$$s_2 = s_1$$

$$T_2 = T (R\$; P = P_2 ; s = s_2)$$

$$h_2 = h (R\$; P = P_2 ; s = s_2)$$

$$W_{\text{comp}} = h_2 - h_1 \quad \text{Trabajo Compresor Isentropico, Balance de energia}$$

$$\text{efic} = 0,8$$

$$W_{\text{real}} = \frac{W_{\text{comp}}}{\text{efic}} \quad \text{Trabajo Real de compresor, Balance de energia}$$

$$h_{2;\text{real}} = h_1 + W_{\text{real}}$$

$$T_{2;\text{real}} = T (R\$; P = P_2 ; h = h_{2;\text{real}})$$

Ilustración 28 Calculo de propiedades termodinámicas en EES de evaporador y Compresor.

En la Ilustración 29 se muestra el procedimiento de cálculo de las propiedades termodinámicas de la condensadora en kJ/Kg (Punto 3) y de la válvula de expansión en kJ/Kg (Punto 4) del ciclo de refrigeración.

Condensador

$$P_3 = P_2$$

$$T_3 = T (R\$; P = P_3 ; x = 0)$$

$$h_3 = h (R\$; P = P_3 ; x = 0)$$

$$s_3 = s (R\$; P = P_3 ; x = 0)$$

$$Q_{\text{condensadora;real}} = h_{2;\text{real}} - h_3 \quad \text{Capacidad real de condensadora, Balance de energía}$$

$$Q_{\text{condensadora}} = h_2 - h_3 \quad \text{capacidad isentropica de condensadora, Balance de energía}$$

Valvula

$$h_4 = h_3$$

$$P_4 = P_1$$

$$x_4 = x (R\$; P = P_4 ; h = h_4)$$

$$T_4 = T (R\$; P = P_4 ; h = h_4)$$

$$s_4 = s (R\$; h = h_4 ; P = P_4)$$

Ilustración 29 Calculo de propiedades termodinámicas en EES de condensador y válvula TXV.

Cuando el fluido sale de la válvula de expansión, lo hace en la región de saturación, que significa que en esta zona coexisten dos fases del fluido, la fase líquida y la fase gaseosa, en equilibrio termodinámico. En esta región, la presión y la temperatura del fluido son tales que la fase líquida y la fase gaseosa tienen la misma energía libre de Gibbs.

Según ASHRAE Fundamentals se necesita una (1) libra de refrigerante por cada tonelada de refrigeración, luego, teniendo en cuenta el flujo de calor en el evaporador [kJ/Kg] y realizando conversiones de unidades, podemos calcular el flujo masico que se mueve por el circuito. En la Ilustración 30 se presenta el procedimiento de cálculo del flujo masico de refrigerante necesario en el circuito de refrigeración necesario para lograr el cambio de temperatura esperado.

Propiedades del Refrigerante

$$\text{Ref} = 1 \text{ [lbm]} \cdot \left| 0,4536 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{lbm}} \right| \quad \text{1 libra de refrigerante por cada tonelada de refrigeracion}$$

$$\dot{Q}_{\text{eva;ing}} = \dot{Q}_{\text{eva}} \cdot \left| 0,4299 \cdot \frac{\text{BTU/lbm}}{\text{kJ/kg}} \right| \quad \text{Capacidad de evaporadora en SE calculado para ciclo de refrigeracion}$$

$$f1 = 200 \text{ [BTU/min]} \quad \text{Factor de conversion de TR a BTU/min}$$

$$\text{TR} = 12,5 \quad \text{Carga termica segun capacidad de la condensadora}$$

$$\dot{m}_r = \frac{\text{TR} \cdot f1}{\dot{Q}_{\text{eva;ing}}} \quad \text{Flujo masico en Sist Ingles de carga termica y capacidad (T y P) de la evaporadora}$$

$$\dot{m}_{\text{refrigerante}} = \dot{m}_r \cdot \left| 0,007559873 \cdot \frac{\text{kg/s}}{\text{lbm/min}} \right| \quad \text{Flujo masico en Sistema Internacional}$$

Ilustración 30 Cálculo de flujo masico de refrigerante.

5.11 Diseño del evaporador

Para el diseño del evaporador, se utiliza un arreglo de tubos como referencia. Es importante tener en cuenta la separación horizontal, vertical y diagonal entre los tubos, ya que esta disposición restringe el área de paso del aire, lo que a su vez provoca un aumento en la velocidad del flujo de aire. Este factor es crucial en la determinación de la transferencia de calor en el intercambiador. En la Ilustración 31 se presenta el modelo de cálculo para separación entre los tubos y su tamaño con referencia el tamaño de la caja donde se ubica el evaporador.

$$\begin{aligned} \text{Altura}_{\text{caja}} &= 20 \text{ [in]} \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \\ \text{Ancho}_{\text{caja}} &= 36 \text{ [in]} \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \\ \text{Profundidad}_{\text{caja}} &= 2 \text{ [in]} \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \\ N_{\text{tubos};T} &= 15 \text{ tubos en vertical, 48 tubos maximo para altura de la caja} \\ N_{\text{circuitos};L} &= 2 \\ S_T &= \frac{\text{Altura}_{\text{caja}}}{N_{\text{tubos};T}} \text{ Separacion vertical entre tubos} \\ S_L &= \frac{\text{Prof}_{\text{caja}}}{N_{\text{circuitos};L}} \text{ Separacion horizontal entre tubos} \\ S_D &= \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{0,5} \text{ Separacion diagonal entre tubos} \\ D_{\text{in}} &= 9,53 \text{ [mm]} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \text{ Diametro interno del tubo} \\ D_{\text{out}} &= 12,7 \text{ [mm]} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right| \text{ Diametro externo del tubo} \\ \text{espesor}_{\text{tubo}} &= \frac{D_{\text{out}} - D_{\text{in}}}{2} \text{ Espesor} \end{aligned}$$

Ilustración 31 Dimensiones generales del evaporador y separación de los tubos.

Cuando el movimiento de un fluido es inducido por una fuente externa como un ventilador, bomba o compresor se presenta convección forzada. Los parámetros necesarios para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección son:

- Velocidad del fluido
- Viscosidad dinámica del fluido
- Densidad del fluido
- Conductividad térmica del fluido
- Temperatura del fluido
- Temperatura de la superficie sólida en contacto con el fluido

- Numero de Prandl

Estos parámetros se utilizan para calcular el número de Reynolds, que es un número adimensional que indica si el flujo es laminar o turbulento, y para calcular los coeficientes de transferencia de calor convectivo.

El número de Nusselt indica la eficiencia de transferencia de calor desde la superficie sólida al fluido. Para determinar el número de Nusselt en flujo cruzado sobre bancos de tubos se usa la correlación de Zukauskas como se muestra en Ilustración 32.

Convección forzada para el fluido externo(aire)

$$T_{in;a} = 39 \text{ [C]}$$

$$T_{out;a} = 26,5 \text{ [C]}$$

$$T_{prom} = \frac{T_{in;a} + T_{out;a}}{2}$$

$$P_{atm} = 101,3 \text{ [kPa]}$$

$$c_{p,air} = Cp (Air_{ha} ; T = T_{prom} ; P = P_{atm})$$

$$\rho_{air} = \rho (Air_{ha} ; T = T_{prom} ; P = P_{atm})$$

$$k_{air} = k (Air_{ha} ; T = T_{prom} ; P = P_{atm})$$

$$Pr_{air} = Pr (Air_{ha} ; T = T_{prom} ; P = P_{atm})$$

$$Pr_{air;c} = Pr (Air_{ha} ; T = T_1 ; P = P_{atm})$$

$$\mu_{air} = Visc (Air_{ha} ; T = T_{prom} ; P = P_{atm})$$

$$Re_{air} = \frac{\rho_{air} \cdot V_{max} \cdot D_{out}}{\mu_{air}}$$

$$NUSSELT_{air} = 0,35 \cdot \left[\frac{S_T}{S_L} \right]^{0,2} \cdot Re_{air}^{0,6} \cdot Pr_{air}^{0,36} \cdot \left[\frac{Pr_{air}}{Pr_{air;c}} \right]^{0,25}$$

$$NUSSELT_{air} = \frac{h_{air} \cdot D_{out}}{k_{air}}$$

Ilustración 32 Propiedades termodinámicas del aire en convección forzada.

Con las propiedades del aire a condiciones de operación promedio, es posible encontrar la razón de transferencia de calor que necesita el fluido para alcanzar el cambio de temperatura esperado, tal como se muestra en Ilustración 33.

$$V_{\text{air}} = \frac{\text{caudal}}{A_{\text{filtro}}}$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = \rho_{\text{air}} \cdot V_{\text{max}} \cdot A_{\text{filtro}} \quad \text{velocidad maxima del aire}$$

$$\dot{Q}_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{air}} \cdot c_{p\text{air}} \cdot (T_{\text{in};a} - T_{\text{out};a})$$

alineado

$$V_{\text{max}} = \left[\frac{S_T}{S_T - D_{\text{out}}} \right] \cdot V_{\text{air}} \quad (S_{T+D}/2) < S_D$$

Ilustración 33 Procedimiento de cálculo para el flujo de calor del aire.

Las mismas consideraciones que se usaron para determinar las propiedades del aire se usan para calcular las propiedades del refrigerante, con la salvedad que el ultimo cambia de fase en el paso por el serpentín donde el calor latente de vaporización y la entalpía del refrigerante aumentan considerablemente la tasa de transferencia de calor.

Propiedades de refrigerante

$$g = 9,81 \quad [\text{m/s}^2]$$

$$\dot{Q}_{\text{refrigerante}} = \dot{m}_{\text{refrigerante}} \cdot \dot{Q}_{\text{eva}}$$

$$T_{\text{sup};in} = 3 \quad [\text{C}]$$

$$T_{\text{pel};m} = \frac{T_{\text{sup};in} + T_1}{2}$$

$$p_{\text{ref};\text{vap}} = p(\text{R\$}; x = 1; T = T_1)$$

$$p_{\text{ref};\text{liq}} = p(\text{R\$}; x = 0,3211; T = T_1)$$

$$k_{\text{ref};\text{liq}} = k(\text{R\$}; x = 0; T = T_1)$$

$$\mu_{\text{ref};\text{liq}} = \text{Visc}(\text{R\$}; x = 0; T = T_1)$$

$$\mu_{\text{ref};\text{vap}} = \text{Visc}(\text{R\$}; x = 1; T = T_1)$$

$$c_{p\text{ref};\text{liq}} = c_p(\text{R\$}; x = 0; T = T_1)$$

Ilustración 34 Propiedades termodinámicas del refrigerante.

Posterior al cálculo de la razón de transferencia del aire y el refrigerante, se muestra el procedimiento de cálculo del área efectiva de transferencia de calor en el circuito de refrigeración. El paso a paso se indica en la Ilustración 35.

Aletas

$$h_{\text{aleta}} = 50 \text{ [W/m}^2\text{-C]}$$

$$t_{\text{aleta}} = 0,76 \text{ [mm]} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{m}}{\text{mm}} \right|$$

$$n_{\text{aletas;in}} = 15$$

$$n_{\text{aletas}} = n_{\text{aletas;in}} \cdot N_{\text{circuitos;L}} \cdot N_{\text{tubos;T}} \cdot 36$$

$$D_{\text{aleta}} = 1 \text{ [in]} \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right|$$

$$\text{space} = \frac{L \cdot N_{\text{tubos;T}}}{n_{\text{aletas}}} - t_{\text{aleta}}$$

$$L_c = D_{\text{aleta}} - D_{\text{out}} + \frac{t_{\text{aleta}}}{2}$$

$$m = \left[\frac{2 \cdot h_{\text{aleta}}}{K_{\text{al}} \cdot t_{\text{aleta}}} \right]^{0,5}$$

$$A_{\text{aleta}} = \frac{3,142}{2} \cdot (D_{\text{aleta}}^2 - D_{\text{out}}^2)$$

$$A_{\text{sin;aleta}} = 3,142 \cdot D_{\text{out}} \cdot \text{space}$$

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{\tanh(m \cdot L_c)}{m \cdot L_c}$$

$$n_{\text{aleta}} = \frac{\tanh(m \cdot L_c)}{m \cdot L_c}$$

$$\dot{Q}_{\text{sin;a}} = h_{\text{aleta}} \cdot A_{\text{sin;aleta}} \cdot (T_{\text{out;a}} - T_1)$$

$$\dot{Q}_{\text{aleta}} = \eta_{\text{aleta}} \cdot h_{\text{aleta}} \cdot A_{\text{aleta}} \cdot (T_{\text{out;a}} - T_1)$$

$$R_{\text{aleta}} = \frac{T_{\text{out;a}} - T_1}{\dot{Q}_{\text{aleta}}}$$

Ilustración 35. Cálculo de Resistencia térmica en Aletas.

En el procedimiento anterior, se compara la tasa de transferencia de calor con un circuito de tubos solos y uno con aletas, se encuentra su eficiencia y se calcula la resistencia térmica.

Para finalizar el procedimiento se hallan las resistencias térmicas del circuito.

Circuito de resistencias

$$L = N_{\text{circuitos};L} \cdot \text{Ancho}_{\text{caja}}$$

$$h_{\text{ref}} = 50 \quad [\text{W/m}^2\text{-C}]$$

$$K_{\text{cu}} = 401 \quad [\text{W/m-C}]$$

$$K_{\text{al}} = 237 \quad [\text{W/m-C}]$$

$$A_{s;\text{out}} = N_{\text{tubos};T} \cdot 3,142 \cdot D_{\text{out}} \cdot L - 3,142 \cdot D_{\text{out}} \cdot t_{\text{aleta}} \cdot n_{\text{aletas}} + A_{\text{aleta}} \cdot n_{\text{aletas}}$$

$$A_{s;\text{in}} = N_{\text{tubos};T} \cdot 3,142 \cdot D_{\text{in}} \cdot L$$

$$F_{\text{incru};\text{in}} = 0,0004 \quad [\text{m}^2\text{-CW}]$$

$$F_{\text{incru};\text{out}} = 0,0004 \quad [\text{m}^2\text{-CW}]$$

$$R_{\text{inc};\text{out}} = \frac{F_{\text{incru};\text{out}}}{A_{s;\text{out}}}$$

$$R_{\text{inc};\text{in}} = \frac{F_{\text{incru};\text{in}}}{A_{s;\text{in}}}$$

$$R_{\text{tubo}} = \frac{\ln \left[\frac{D_{\text{out}}}{D_{\text{in}}} \right]}{2 \cdot 3,142 \cdot K_{\text{cu}} \cdot L}$$

$$R_{\text{air}} = \frac{1}{h_{\text{air}} \cdot A_{s;\text{out}}}$$

$$\frac{1}{R_{\text{equi}}} = \frac{1}{R_{\text{aleta}}} + \frac{1}{R_{\text{air}}}$$

$$R_{\text{total}} = R_{\text{inc};\text{in}} + R_{\text{tubo}} + R_{\text{inc};\text{out}} + R_{\text{equi}}$$

Ilustración 36 Circuito de resistencias.

La resistencia total del circuito involucra las resistencias de los fluidos, de incrustación y del material de los tubos y las aletas. El valor encontrado junto con el calor de la temperatura media logarítmica, permite calcular el coeficiente total de transferencia y la tasa de transferencia de calor en el circuito.

Temperatura media logarítmica

$$\delta_{T;1} = T_{in;a} - T_1$$

$$\delta_{T;2} = T_{out;a} - T_1$$

$$DTML = \frac{\delta_{T;1} - \delta_{T;2}}{\ln \left[\frac{\delta_{T;1}}{\delta_{T;2}} \right]}$$

$$R_{total} = \frac{1}{U \cdot A_{s,out}}$$

$$\dot{Q}_{circuito} = \frac{DTML}{R_{total}}$$

Ilustración 37 Cálculo de la razón del flujo de calor del circuito.

5.12 Resultados del Sistema de refrigeración

En el cálculo del intercambiador de calor se hizo algunas consideraciones que facilitan su determinación y que no interfieren en mayor medida en el resultado, entre las más importantes tenemos

- **Flujo estacionario:** El gasto de masa de cada fluido permanece constante y las propiedades de los fluidos, como la temperatura y la velocidad, en entrada o salida no cambian su valor.
- **Los cambios en la energía cinética y en la potencial son despreciables:** las corrientes de fluido experimentan poco o ningún cambio en sus velocidades y elevaciones.
- La conducción axial de calor a lo largo del tubo suele ser insignificante y se considera despreciable.
- Se supone que la superficie exterior del intercambiador de calor está perfectamente aislada
- No se consideran los efectos de la radiación.

El proceso de cálculo del evaporador se realiza comparando el flujo de calor disipado por el circuito, el calor absorbido por el refrigerante y el flujo de calor requerido por el aire para alcanzar la temperatura deseada. El objetivo es igualar estos tres flujos de calor ajustando el número de tubos verticales, el número de circuitos y la cantidad de aletas por pulgada lineal en el diseño

del intercambiador de calor. A continuación, se proporcionará la explicación del proceso de estimación.

- El área transversal para el evaporador se restringe a 20 pulgadas de alto por 36 pulgadas de ancho.
- El flujo de calor que necesita el aire para cambiar la temperatura de 39 °C a 27 °C se puede calcular utilizando la primera ley de la termodinámica. Para esto, se utiliza el flujo másico del aire, el calor específico y el cambio de temperatura. El resultado obtenido es el flujo de calor necesario.

$$\dot{Q}_{\text{air}} = 41,12 \text{ [kW]} \{140315 \text{ [btu/h]}\}$$

- El flujo de calor que el flujo masico de refrigerante es capaz de absorber mientras fluye por el evaporador a la presión dada, es

$$\dot{Q}_{\text{refrigerante}} = 43,96 \text{ [kW]} \{150000 \text{ [btu/h]}\}$$

El cálculo del flujo de calor usando las propiedades de transferencia de calor para el circuito de tubos y aletas demuestra su capacidad para transferir calor del aire al refrigerante. Para garantizar el adecuado funcionamiento del intercambiador de calor, es importante asegurarse de que el arreglo de tubos y aletas transfiera al menos la misma cantidad de calor que el flujo de calor que necesita el aire para salir a 27°C de la UMA. Entonces, si el arreglo del circuito es de 30 tubos en vertical y dos circuitos en horizontal, con 15 aletas por pulgada, tiene una capacidad de transferencia de calor de

$$\dot{Q}_{\text{circuito}} = 43147 \text{ [W]} \{147225 \text{ [BTU/h]}\}$$

Esto significa que puede transferir esa cantidad de calor del aire al refrigerante por hora. Es importante tener en cuenta esta capacidad para asegurarse de que el intercambiador de calor pueda manejar la carga térmica requerida.

En el cálculo de la unidad de refrigeración, se realiza una comparativa entre el trabajo isentrópico del compresor y el trabajo real del mismo. Esto se hace para evaluar la eficiencia del

compresor y determinar cualquier pérdida de energía durante el proceso de compresión. El trabajo isentrópico se refiere al trabajo ideal que se realizaría en un proceso adiabático e irreversible, mientras que el trabajo real tiene en cuenta las pérdidas de energía debido a la fricción y otros factores. Al comparar estos dos valores, podemos realizar ajustes si es necesario.

$$W_{\text{comp}} = 31,4 \text{ [kJ/kg]}$$

$$W_{\text{real}} = 39,25 \text{ [kJ/kg]}$$

La variación entre los dos valores es de 7,85 kilo Joule por kilogramo de refrigerante. De la misma manera la capacidad de la condensadora depende de la consideración isentrópica en el compresor. El resultado de la capacidad ideal y real es:

$$Q_{\text{condensadora}} = 180,8 \text{ [kJ/kg]}$$

$$Q_{\text{condensadora,real}} = 188,7 \text{ [kJ/kg]}$$

La capacidad de la condensadora en un sistema de refrigeración corresponde a la suma del trabajo del compresor y la capacidad del evaporador. Esto se debe a que el trabajo realizado por el compresor es igual a la cantidad de calor transferida desde el evaporador al condensador, más la energía necesaria para comprimir el refrigerante. La capacidad que necesita el evaporador del circuito es

$$\dot{Q}_{\text{eva}} = 149,4 \text{ [kJ/kg]}$$

A continuación, se presenta el diagrama de las condiciones de operación de los componentes de refrigeración.

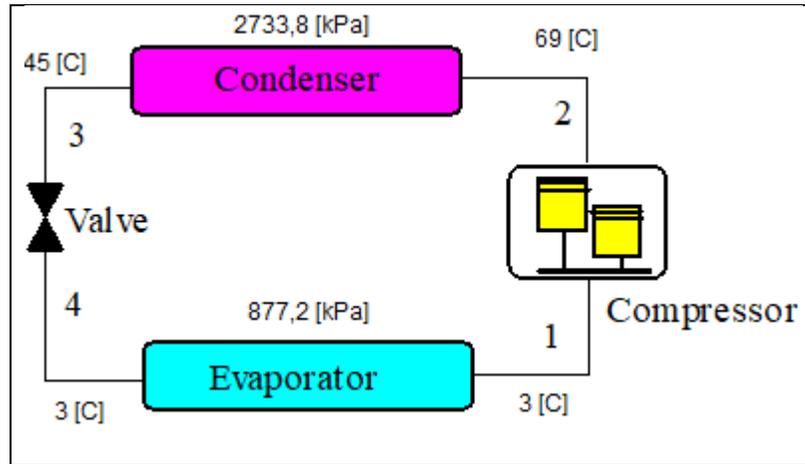


Ilustración 38 Ciclo de refrigeración.

Las condiciones de temperatura en el circuito de baja se restringen en 3°C y el circuito de alta a 45°C, evidenciando un aumento a 69 °C en la salida del compresor (Punto 2). En la salida de la válvula termostática (Punto 4), el refrigerante fluye con una calidad (Porcentaje de vapor) de 32,11 %

$$x_4 = 0,3211$$

5.13 Análisis de diseño del evaporador del circuito de refrigeración.

En el diseño de intercambiadores, es fundamental considerar el efecto que la cantidad de ductos tiene en la velocidad de paso del aire. A medida que aumenta la cantidad de ductos, se produce una restricción en el área transversal, lo que resulta en un aumento en la velocidad del aire. Este aumento de velocidad puede tener consecuencias negativas en el rendimiento del intercambiador. Por ejemplo, puede limitar la transferencia de calor, generar ruido excesivo o provocar una distribución desigual del aire.

Para mitigar estos problemas se deben tomar en cuenta las ecuaciones de bancos de tubos que representan el aumento de la velocidad el aire en el paso por el intercambiador, a continuación, se presenta el resultado de la velocidad del aire antes de llegar al evaporador y la velocidad al cruzar por los tubos y aletas.

$$V_{\text{air}} = 1,247 \text{ [m/s]} \{245,5 \text{ [ft/min]}\}$$

$$V_{\text{max}} = 4,988 \text{ [m/s]} \{981,8 \text{ [ft/min]}\}$$

La velocidad del aire aumento de 1,247 m/s a casi 5 m/s, lo que implica un cambio significativo en el diseño del intercambiador de calor.

Otro factor importante a tener en cuenta en el diseño de intercambiadores de calor es el número de aletas del evaporador. La cantidad de aletas influye directamente en el aumento de la tasa de transferencia de calor y está matemáticamente relacionada con el coeficiente total de transferencia de calor. Este coeficiente depende del número de aletas del evaporador, así como de factores como la velocidad del flujo y las propiedades térmicas de los materiales utilizado. Para la configuración del banco de tubos en cobre y aletas en aluminio, se alcanzó un coeficiente total de calor de

$$U = 47,71 \text{ [W/m}^2\text{C]}$$

Se comprobó que aumentar el número de aletas del evaporador puede mejorar significativamente la tasa de transferencia de calor y, por lo tanto, aumentar la eficiencia del sistema. Sin embargo, también es importante tener en cuenta que un aumento excesivo en el número de aletas puede generar problemas como la restricción del flujo de aire o la acumulación de suciedad, lo que puede afectar negativamente el rendimiento del intercambiador.

Por otro lado, temperatura de operación del evaporador es un factor crucial que afecta directamente el rendimiento del mismo. En general, un evaporador funciona de manera más eficiente a temperaturas más bajas, ya que permite una mayor transferencia de calor entre el medio de trabajo y el fluido refrigerante. Sin embargo, es importante tener en cuenta que se debe evitar operar el evaporador a temperaturas más bajas que el punto de rocío, ya que esto puede provocar la formación de hielo o congelamiento de la humedad presente en el aire. El congelamiento puede causar obstrucciones en los conductos y en las aletas del evaporador, lo que reduce la eficiencia del intercambio de calor.

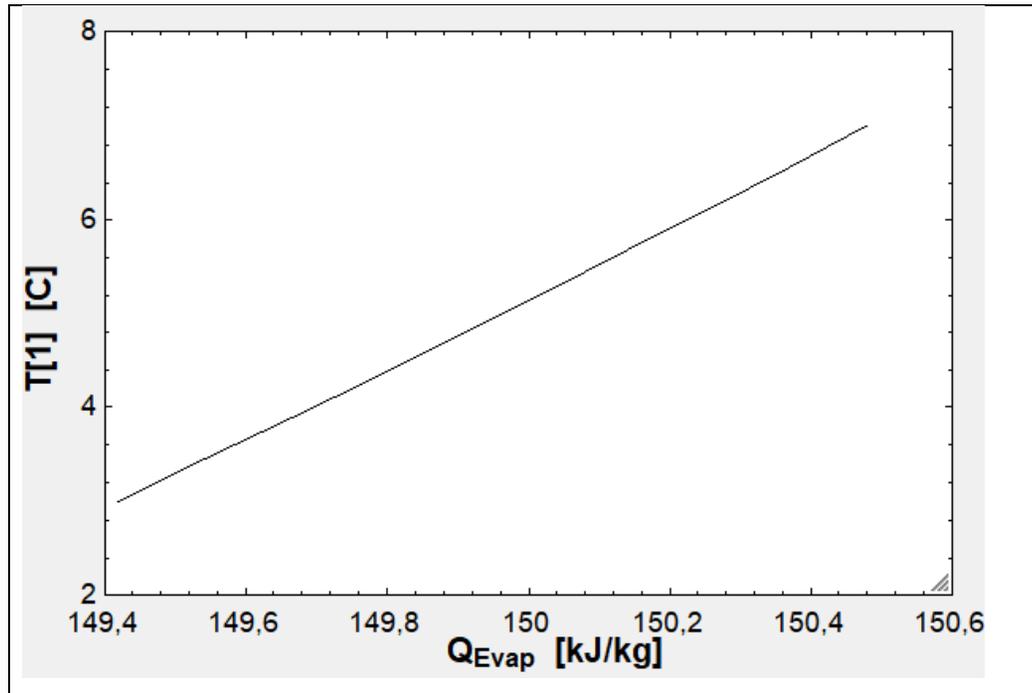


Ilustración 39 Capacidad de evaporador requerida en relación a temperatura de operación.

El congelamiento puede afectar la vida útil del sistema en general. El estrés causado por la expansión y contracción del hielo puede dañar los componentes internos y provocar fugas o averías en los equipos, por lo tanto, es importante mantener un equilibrio adecuado en la temperatura de operación del evaporador, evitando temperaturas más bajas que el punto de rocío.

Bajo los parámetros descritos se logra optimizar el tamaño del evaporador que garantiza la sensación de comodidad térmica de los trabajadores del espacio de producción.

5.14 Soportes del sistema de inyección

El diseño de los soportes tiene como objetivo principal garantizar la resistencia de las cargas a las que se someten. Para un correcto proceso de diseño se realizan las siguientes consideraciones.

- **Determinación de las cargas:** Se identifican y cuantifican todas las cargas que actúan sobre la estructura, como cargas muertas (peso propio de la estructura), cargas vivas (cargas móviles).
- **Selección del material:** Se elige el más adecuado para la aplicación y las condiciones específicas de uso, en este caso acero estructural A36.
- **Dimensionamiento de los elementos estructurales:** Se calculan las dimensiones de los elementos estructurales que resistan los esfuerzos generados por las cargas. Esto se realiza utilizando métodos de análisis de elementos finitos en un software de diseño estructural.

Los esfuerzos generados en los elementos estructurales no deben superar los límites permisibles del acero estructural especificado en la Tabla 8. Así mismo se verifica el cumplimiento de la deflexión máxima según la Norma Sismo Resistente Colombiana (NSR-10), donde se especifica las deflexiones máximas permitidas en vigas.

Para elementos estructurales dañables de carácter dúctil la Norma especifica una deflexión máxima menor a $L/300$, donde L es la longitud del elemento.

Tabla 7 Perfiles estructurales para construcción de soportes.

Cuadro	Viga	Material	Área de sección
Principal	PTS 50x50x2	ACERO A36	360 mm ²
Secundario	Angulo 1-1/2X3/16	ACERO A36	340 mm ²

5.14.1 Propiedades del material

En la Tabla 8 se muestran las propiedades del acero estructural A36.

Tabla 8 Propiedades del acero estructural A36.

Propiedad	Valor
Densidad	7833,000 kg/m ³
Conductividad térmica	0,032 kW/m-C
Módulo de elasticidad	199947,953 MPa
Coefficiente de Poisson	0,290

Límite elástico	262,001 MPa
Tensión de rotura	358,527 MPa

En la **Ilustración 40** se muestra la vista en planta con las posiciones aproximadas de los soportes en la planta.

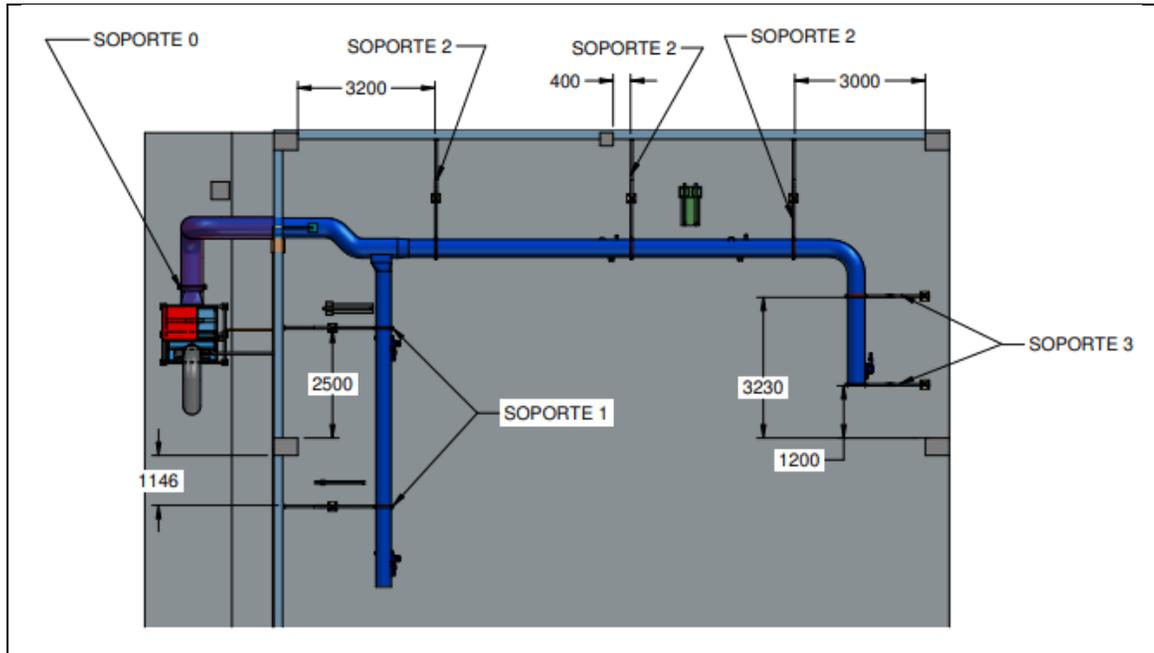


Ilustración 40 Soportes y ubicaciones aproximadas en un $\pm 10\%$.

5.14.2 Soporte 0

El soporte 0 es el encargado de sostener el primer tramo de ductería, el cual sale de la unidad manejadora de aire como se observa en la Ilustración 41, este tramo es uno de los más pesados debido a que está cubierto de una capa de aislante térmico y la ductería tiene el diámetro mayor de toda la ductería de inyección.

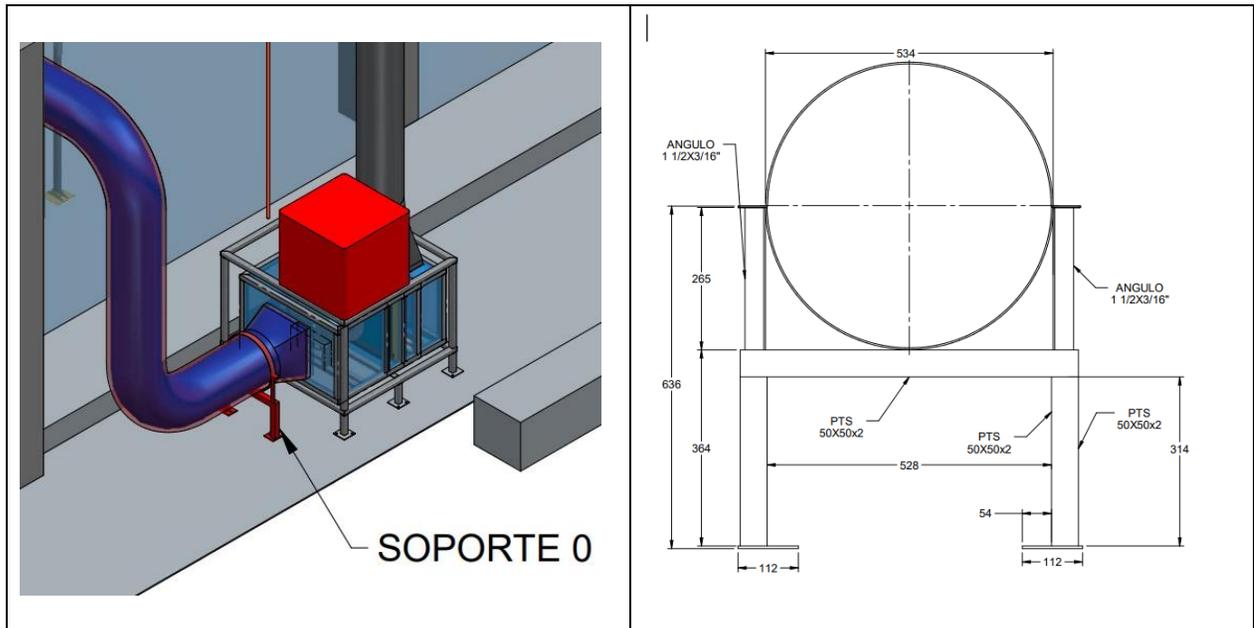


Ilustración 41 Ubicación, Geometría y dimensiones del soporte 0.

5.14.2.1 Geometría de estudio

La estructura del soporte está compuesta de dos perfiles, en la parte de las patas a piso se compone de PTS y la estructura secundaria que es la que soporta la ductería se compone de ángulos de acero.

5.14.2.2 Cargas

Para el estudio de elementos finitos y análisis estructural del soporte se tuvieron en cuenta las siguientes cargas:

Tabla 9 Cargas del soporte 0.

Nombre de carga	Tipo de carga	Valor de carga
Gravedad	Gravedad	9,81 m/s ²
Fuerza 1	Fuerza	1000 N

5.14.3 Soporte 1 y 2

Los soportes 1 están encargados de sostener tramo de ductería que sale como ramal de la ductería principal además cuenta con dos difusores, los soportes 2 estos encargados de sostener la sección principal de la ductería como se puede observar en la Ilustración 42.

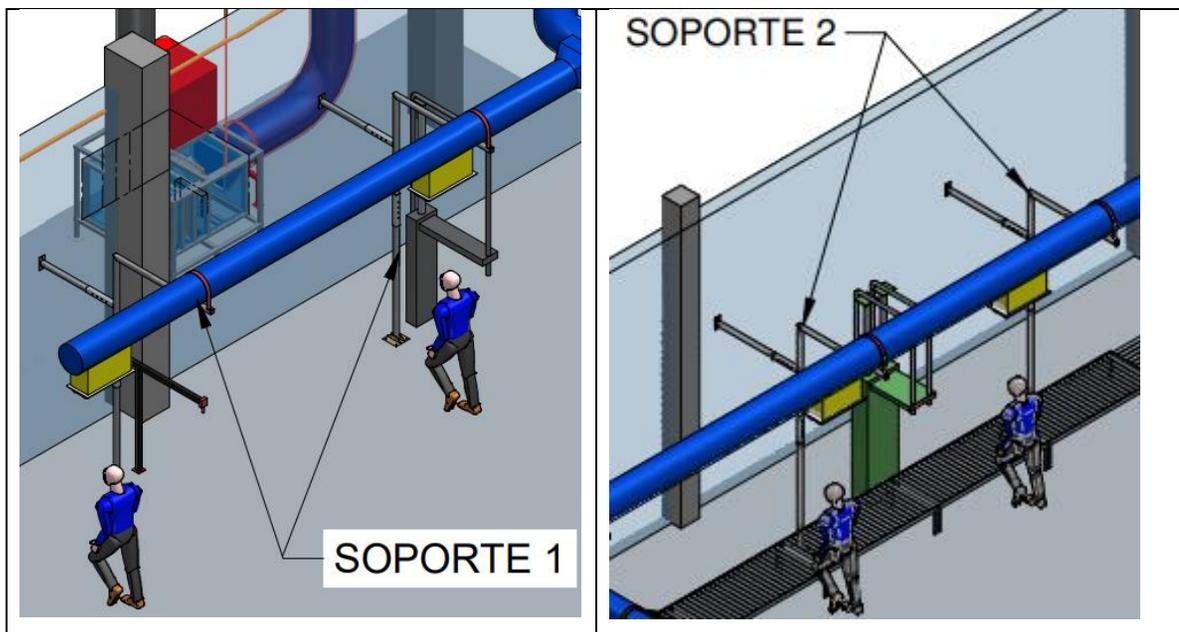


Ilustración 42. Ubicación del soporte 1 y 2.

5.14.3.1 Geometría del estudio

Para el estudio de elementos finitos se tomó solo un soporte como referencia ya que el soporte 1 y 2 difieren en pocos centímetros en sus dimensiones y esto no genera cambios significativos en el análisis y resultados. Como alternativa de soporte para la sección de la ductería del sistema de inyección se propuso la estructura presentada en la Ilustración 43.

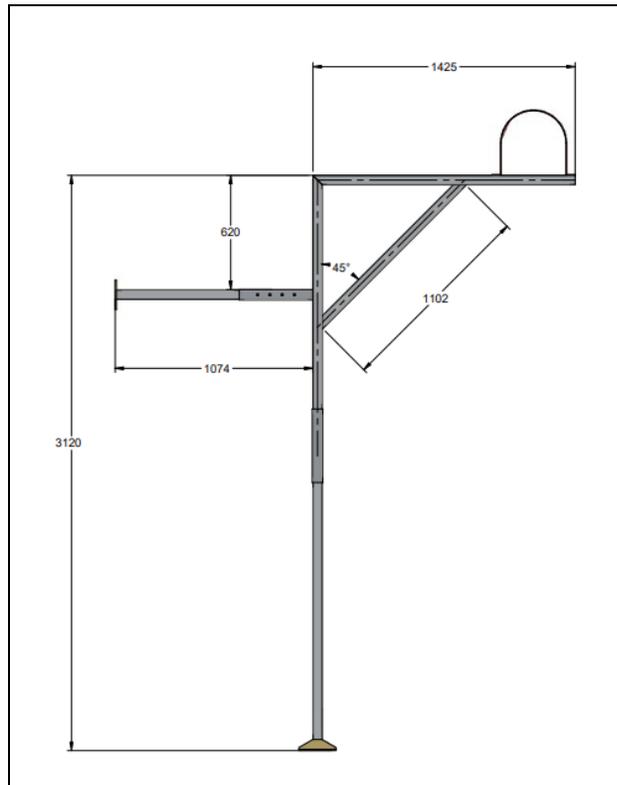


Ilustración 43 Geometría y dimensiones soporte 1.

5.14.3.2 Estructura soporte 1 y 2

La estructura del soporte está compuesta de un perfil comercial tipo PTS de acero estructural.

5.14.3.3 Cargas

Para el estudio de elementos finitos y análisis estructural del soporte se tuvieron en cuenta las siguientes cargas:

Tabla 10 Cargas de soportes 1 y 2.

Nombre de carga	Tipo de carga	Valor de carga
Gravedad	Gravedad	9,81 m/s ²
Fuerza 1	Fuerza	600 N

5.14.4 Soporte 3

Los soportes 3 están encargados de sostener tramo final de la ductería, este último tramo está sujeto por dos soportes como se puede observar en la Ilustración 44.

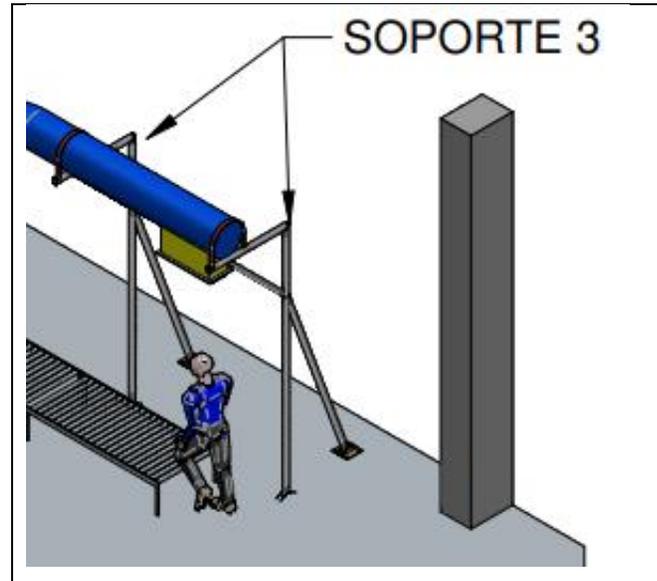


Ilustración 44. Ubicación del Soporte 3.

5.14.4.1 Geometría del estudio

Como alternativa de soporte para la sección de la ductería del sistema de inyección se propuso la siguiente estructura.

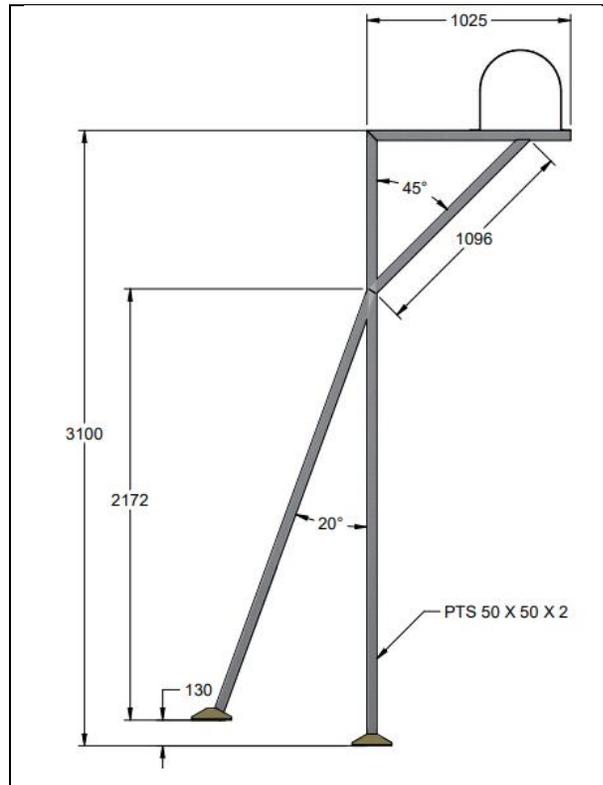


Ilustración 45. Geometría y dimensiones soporte 1.

5.14.4.2 Estructura soporte 3

La estructura del soporte está compuesta de un perfil comercial tipo PTS de acero estructural.

5.14.5 Cargas

Para el estudio de elementos finitos y análisis estructural del soporte se tuvieron en cuenta las siguientes cargas:

Tabla 11 Cargas del soporte 3.

Nombre de carga	Tipo de carga	Valor de carga
Gravedad	Gravedad	9,81 m/s ²
Fuerza 1	Fuerza	400 N

5.15 Simulación de soportes

Para verificar que la alternativa de soportes propuesta cumpla con los requisitos de soporte y resistencia estructural para la ductería del sistema de ventilación, se realizan simulaciones estáticas en el software ANSYS Workbench. Este software integra análisis de elementos finitos en la solución, lo que permite evaluar la resistencia y la deformación de los soportes bajo diferentes cargas.

Los soportes deben cumplir con los criterios de deformación y esfuerzo máximo establecidos para el material de fabricación. Al realizar simulaciones estáticas en el software ANSYS Workbench, se pueden evaluar diferentes escenarios de carga y determinar si los soportes propuestos son adecuados para soportar la ductería del sistema de ventilación. Además, esta simulación también permite optimizar los materiales utilizados para fabricar los soportes, lo que puede ayudar a reducir costos y mejorar la eficiencia del sistema en general.

5.15.1 Resultados de desplazamiento soporte 0

Para el análisis se tuvo en cuenta la acción de la gravedad sobre el centroide de la estructura del soporte y una fuerza de 1000 N (aproximadamente 100 kg) en dirección al piso sobre la cara del soporte que tiene contacto con la ductería, valor que corresponde a la carga del tramo de ductos que soporta. En la Ilustración 46 se presenta el resultado de desplazamiento obtenido.

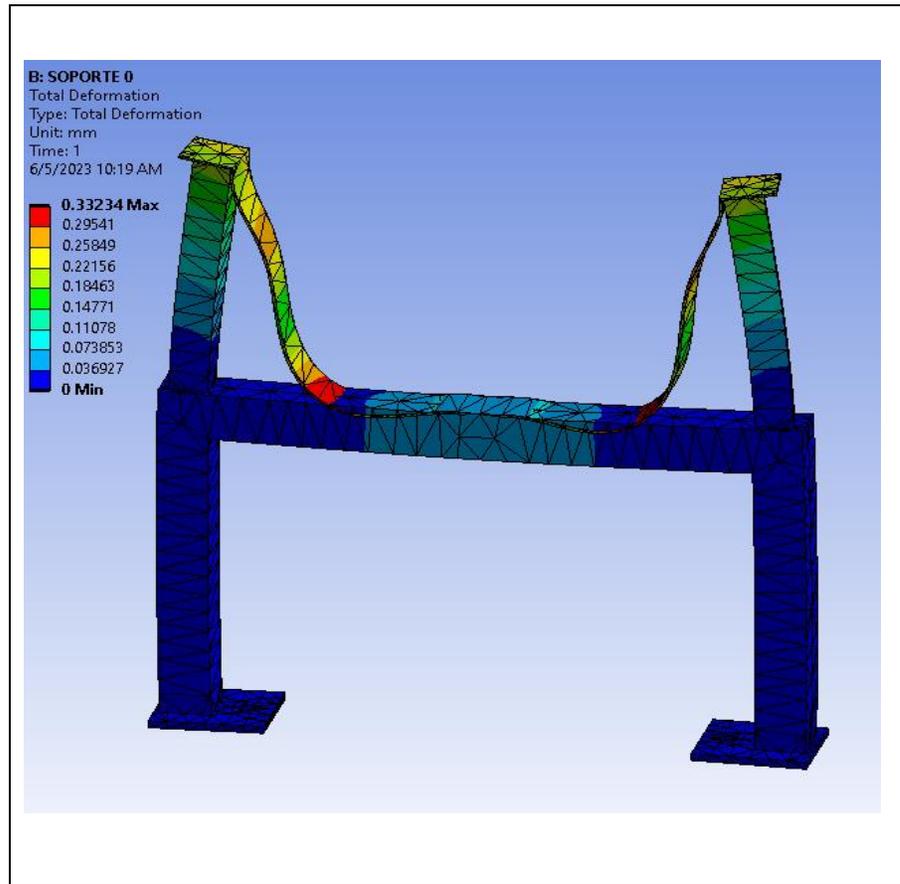


Ilustración 46 Desplazamiento máximo del soporte 0.

La deformación máxima del soporte que es de 0,332 mm. Con respecto al criterio máximo de deflexión de la NSR 10 el elemento soporta una deformación máxima de 2,66 mm, por tanto, se encuentra dentro del límite permisible.

5.15.1.1 Resultados de esfuerzos soporte 0

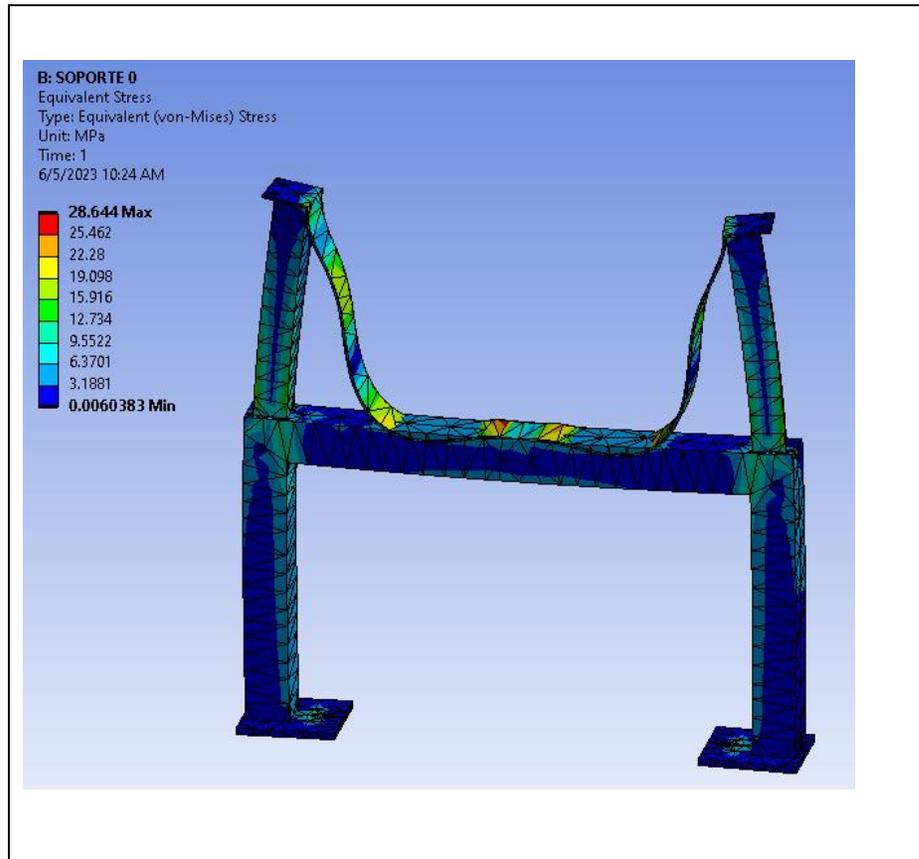


Ilustración 47 Esfuerzo máximo soporte 0.

El diseño y los perfiles seleccionados presentan un esfuerzo máximo de 28,644 MPa, con esto se obtiene un factor de seguridad de 9,2.

5.15.1.2 Resultados de desplazamiento del soporte 1 y 2

Para el análisis se tuvo en cuenta la acción de la gravedad sobre el centroide de la estructura y una fuerza de 600 N (aproximadamente 60 kg) en dirección al piso sobre la cara del soporte que tiene contacto con la ductería, valor que corresponde a la carga del tramo de ductos que soporta. En la Ilustración 48 se presenta el resultado de desplazamiento obtenido.

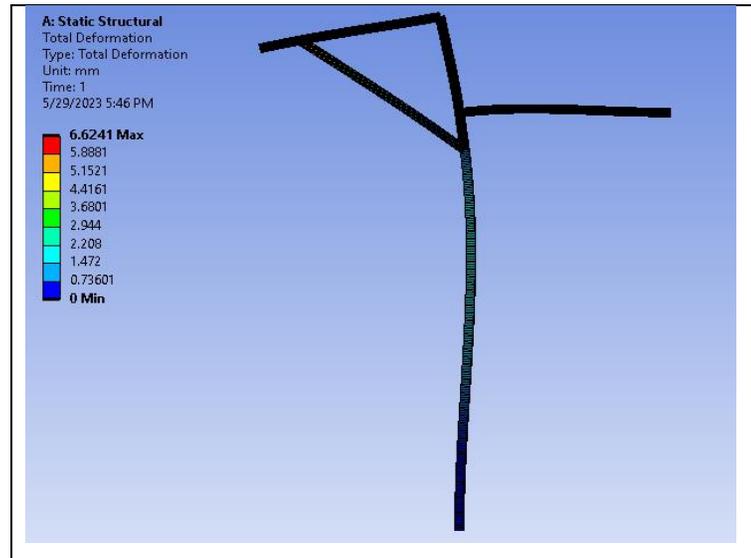


Ilustración 48 Desplazamiento máximo del soporte 1 y 2.

La deformación máxima del soporte que es de 6,62 mm, Con respecto al criterio máximo de deflexión de la NSR 10 el elemento soporta una deformación máxima de 10 mm, por tanto, se encuentra dentro del límite permisible.

5.15.1.3 Resultados de esfuerzos del soporte 1 Y 2



Ilustración 49 Máximo esfuerzo del soporte 1 y 2.

El diseño y los perfiles seleccionados presentan un esfuerzo máximo de 64,839 MPa, con esto se obtiene un factor de seguridad de 4,0.

5.15.1.4 Resultados de desplazamiento del soporte 3

Para el análisis se tuvo en cuenta la acción de la gravedad sobre el centroide de la estructura y una fuerza de 400 N (aproximadamente 40 kg) en dirección al piso sobre la cara del soporte que tiene contacto con la ductería, valor que corresponde a la carga del tramo de ductos que soporta. En la Ilustración 50 se presenta el resultado de desplazamiento obtenido.

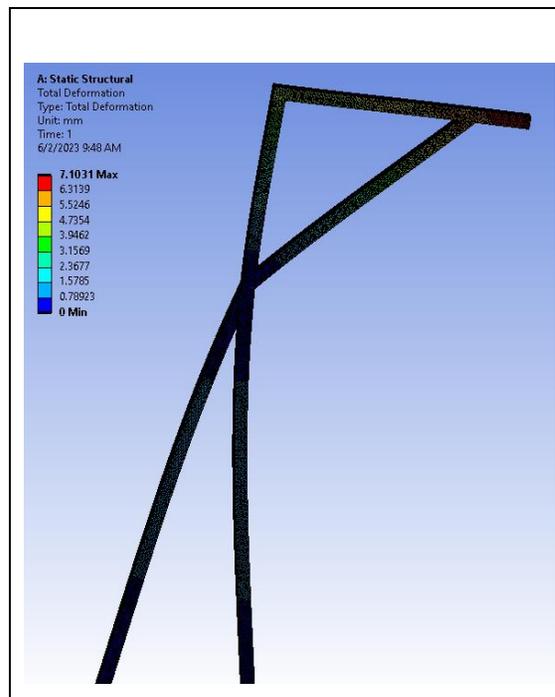


Ilustración 50 Desplazamiento máximo del soporte 3.

La deformación máxima del soporte que es de 7,1 mm. Con respecto al criterio máximo de deflexión de la NSR 10 el elemento soporta una deformación máxima de 9,5 mm, por tanto, se encuentra dentro del límite permisible.

5.15.1.5 Resultados de esfuerzos del soporte 3

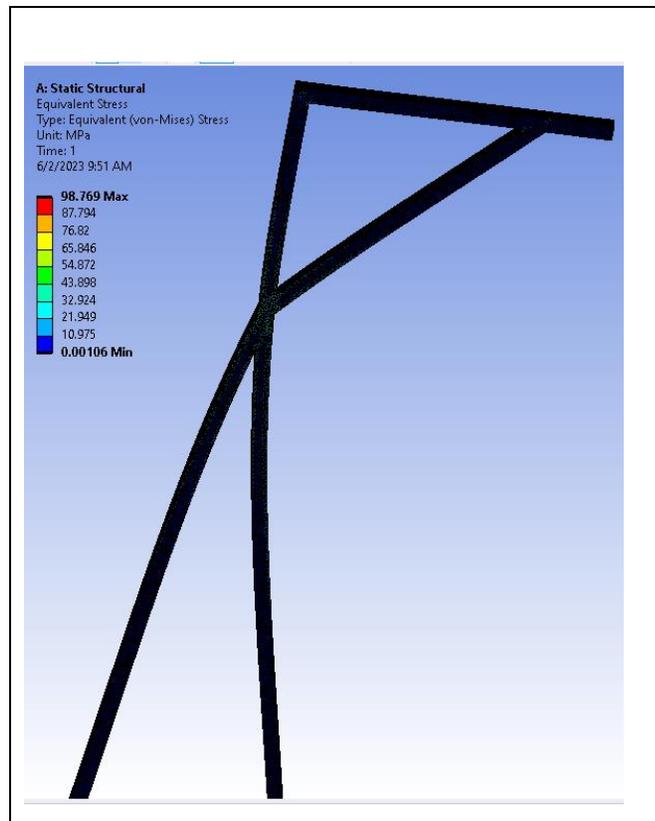


Ilustración 51 Máximo esfuerzo del soporte 3.

El diseño y los perfiles seleccionados presentan un esfuerzo máximo de 98,77 MPa, con esto se obtiene un factor de seguridad de 2,6.

6 Montaje y toma de datos

La instalación se realizó conforme a la ingeniera presentada en este proyecto, la construcción de los equipos y la instalación se hicieron con todos los protocolos de seguridad industrial. En la Ilustración 52 se evidencia fotografías de la unidad manejadora, sistema de ductos, rejillas, gabinete eléctrico y demás equipos que conforman el sistema.

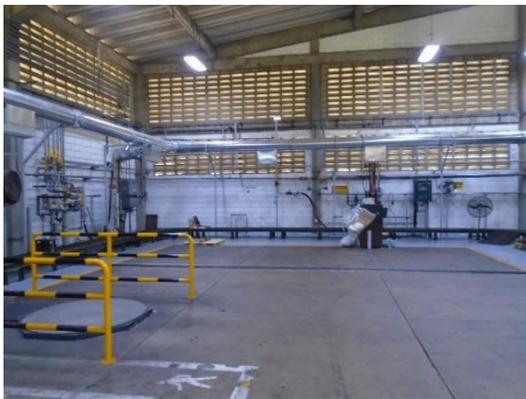




Ilustración 52 Fotos del montaje en la planta de producción.

Con objetivo de evaluar y comparar el resultado de caudal en el ducto de succión con el de diseño, se mide la velocidad del aire en la toma de aire exterior utilizando un anemómetro tubo Pitot. El registro obtenido permite verificar si el equipo de preenfriamiento recibe el caudal de diseño esperado. En la Tabla 12. Se presentan los registros de las mediciones realizadas.

Tabla 12 Velocidad y caudal total del sistema de ventilación localizada.

TOMA AIRE EXTERIOR		
Velocidad de aire (fpm)		
2195	2242	2308
2227	2235	2294
2194	2194	2252
2226	2261	2283
2287	2292	2365
2284	2321	2329
2384	2327	2335
Velocidad promedio		2278 fpm
Área abierta Cuello de ganso		
Diámetro	400 mm	15,7 in
Área	0,1257 m ²	1,35 ft ²
Caudal evaluado		3081 cfm
Caudal de diseño		3000 cfm
Diferencia		3%

La diferencia del caudal evaluado con respecto al caudal de diseño es de 3 %, lo cual es apropiado.

Con los dampers para regulación de flujo de los difusores de suministro totalmente abiertos, se realiza la medición inicial de las velocidades de inyección de aire. Una vez se identifican cuáles son los que poseen las velocidades más altas, se procede a ajustarlos asegurando que las velocidades y flujos de inyección en cada difusor sean similares y estén cercanos a los valores establecidos en la etapa de diseño. Los valores obtenidos se muestran en la Tabla 13; el Factor de corrección de área A_k para el tipo de difusor, se selecciona del catálogo del proveedor.

Tabla 13 Velocidades y caudales de suministro en los difusores del sistema de ventilación localizada.

DIFUSOR 1			DIFUSOR 2		
Velocidad de aire (fpm)			Velocidad de aire (fpm)		
135	126	102	122	151	143
203	218	215	190	206	185
257	249	267	271	285	267
310	282	290	304	291	318
381	408	348	360	330	333
513	532	526	569	525	560
700	695	710	714	722	735
Velocidad promedio		356 fpm	Velocidad promedio		361 fpm
Factor de corrección (Ak)		0,85	Factor de corrección (Ak)		0,85
Ancho	275 mm	10,8 in	Ancho	275 mm	10,8 in
Largo	668 mm	26,3 in	Largo	668 mm	26,3 in
Área	0,1560 m ²	1,68 ft ²	Área	0,1560 m ²	1,68 ft ²
Caudal evaluado		597 cfm	Caudal evaluado		606 cfm
Caudal de diseño		600 cfm	Caudal de diseño		600 cfm
Diferencia		0%	Diferencia		1%

DIFUSOR 3		
Velocidad de aire (fpm)		
115	135	127
194	206	187
216	246	234
263	251	260
400	381	382
536	540	565
812	805	820
Velocidad promedio		365 fpm
Factor de corrección (Ak)		0,85
Ancho	275 mm	10,8 in
Largo	668 mm	26,3 in
Área	0,1560 m ²	1,68 ft ²
Caudal evaluado		614 cfm
Caudal de diseño		600 cfm
Diferencia		2%

DIFUSOR 4		
Velocidad de aire (fpm)		
117	120	133
186	201	177
234	238	244
294	300	289
396	416	401
556	543	572
786	790	834
Velocidad promedio		373 fpm
Factor de corrección (Ak)		0,85
Ancho	275 mm	10,8 in
Largo	668 mm	26,3 in
Área	0,1560 m ²	1,68 ft ²
Caudal evaluado		626 cfm
Caudal de diseño		600 cfm
Diferencia		4%

DIFUSOR 5		
Velocidad de aire (fpm)		
125	112	120
155	183	192
223	217	200
294	312	336
425	483	407
626	608	599
800	813	857
Velocidad promedio		385 fpm
Factor de corrección (Ak)		0,85
Ancho	275 mm	10,8 in
Largo	668 mm	26,3 in
Área	0,1560 m ²	1,68 ft ²
Caudal evaluado		647 cfm
Caudal de diseño		600 cfm
Diferencia		8%

CAUDAL TOTAL EN DIFUSORES	
DIFUSOR 1	597 cfm
DIFUSOR 2	606 cfm
DIFUSOR 3	614 cfm
DIFUSOR 4	626 cfm
DIFUSOR 5	647 cfm
TOTAL	3090 cfm

El flujo total medido en los difusores de suministro es de 3.090 CFM, mientras que el caudal evaluado en el ducto de succión es de 3.081 CFM, la variación es despreciable y es consecuencia del uso de velocidades promedio y la resolución y precisión de los equipos de medición.

Después de ajustar los dampers de los difusores de inyección para equilibrar el flujo de aire, se realizaron mediciones de velocidad, temperatura y humedad relativa del aire externo en el ducto de succión y en la salida de cada difusor de suministro. Estas mediciones se realizaron a una altura de 1,6 m sobre el nivel del piso. En la Tabla 14 y en la Tabla 15 se muestran los resultados.

Tabla 14 Mediciones de velocidad, temperatura y humedad relativa – Salida de difusores de suministro.

MEDICIÓN	TEMPERATURA Ducto de succión	VELOCIDAD Ducto de succión	HR
DIFUSOR 1	26,9 °C	365 fpm	65,8 %
DIFUSOR 2	27,1 °C	373 fpm	65,4 %
DIFUSOR 3	27,2 °C	385 fpm	65,7 %
DIFUSOR 4	27,1 °C	356 fpm	64,9 %
DIFUSOR 5	27,2 °C	361 fpm	65,2 %
PROMEDIO	27,1 °C	368 fpm	65,4 %

Tabla 15. Mediciones de velocidad, temperatura y humedad relativa - Distancia de 1,6 m desde el nivel del piso.

MEDICIÓN	TEMPERATURA Ducto de	VELOCIDAD Ducto de succión	HR
AIRE EXTERIOR	36,1 °C	2278 fpm	55,4 %
MEDICIÓN	TEMPERATURA Ducto de	VELOCIDAD Ducto de succión	HR
DIFUSOR 1	27,8 °C	198 fpm	62,8 %
DIFUSOR 2	28,0 °C	202 fpm	63,4 %
DIFUSOR 3	28,2 °C	200 fpm	62,7 %
DIFUSOR 4	28,0 °C	203 fpm	61,9 %
DIFUSOR 5	28,1 °C	205 fpm	63,2 %
PROMEDIO	28,0 °C	202 fpm	62,6 %

De acuerdo a la información anterior, se realizan las siguientes observaciones:

- La reducción de la temperatura entre el valor medido para el aire externo y el aire de suministro a la salida de los difusores es en promedio 9,0 °C lo cual cumple con la reducción planteada en la etapa de diseño de aproximadamente a (26°C-27°C).
- La reducción de la temperatura entre el valor medido para el aire externo y el aire de suministro a 1,6m del piso, el cual ya se ha mezclado con aire de la bodega, es en promedio de 8,1°C.
- La velocidad del flujo de aire a una altura de 1,6m desde el nivel de piso es en promedio 202 FPM, valor que está dentro del rango recomendado por la ACGIH para el enfriamiento directo del personal.

7 Conclusiones

- El sistema de ventilación localizada en el espacio de producción cumple con los parámetros de diseño establecidos, incluyendo el caudal de suministro, la velocidad de aire de inyección y la reducción de temperatura en comparación con la temperatura del aire exterior. Durante el montaje, se evaluó una temperatura exterior de 36,1°C, la cual se encuentra por debajo de la temperatura crítica proyectada a 50 años, establecida en 39°C según la recomendación ASHRAE para el cálculo de sistemas de climatización y adoptada durante la etapa de diseño. Así mismo, la temperatura de suministro del sistema, que es de 27°C, es suficiente para garantizar la sensación térmica de comodidad en el espacio de producción.
- Con una velocidad de flujo de aire de 202 FPM, se garantizan condiciones adecuadas de sensación térmica a una altura de 1,6 m desde el nivel del piso. La temperatura máxima a la cual el aire externo puede ingresar para lograr condiciones de comodidad, considerando la capacidad instalada, es de 29,2°C.

- Se evidenció que en la industria local se sobredimensiona el diseño de los intercambiadores de calor, como es el caso de los evaporadores. Para el proyecto en cuestión, que requiere una capacidad de 12,5 toneladas de refrigeración (150000 BTU/h), se necesitó un área de transferencia de calor cuatro veces mayor a la calculada por el procedimiento en el software EES, para cumplir con las condiciones de diseño requeridas.
- En la industria local, se utilizan serpentines de evaporación de medidas estándar que se ajustan a cada capacidad de refrigeración. Sin embargo, según la investigación económica realizada, se evidenció que resulta más económico adquirir un serpentín de tamaño comercial en lugar de fabricarlo bajo pedido, a pesar de que este último pueda tener una menor robustez.
- Los soportes instalados en el sistema de ventilación DOAS cumplen con la rigidez estructural necesaria para sostener los ductos y accesorios. Los valores de deformación y esfuerzo obtenidos se encuentran por debajo de los límites críticos de resistencia del acero estructural, cuyo límite elástico es de 262 MPa. Esto resulta en un factor de seguridad de 9.2, 4.0, 4.0 y 2.6 para los soportes 0, 1, 2 y 3 respectivamente.
- La compañía ha cumplido su compromiso de proporcionar instalaciones adecuadas para los trabajadores del espacio de producción al instalar y poner en marcha el sistema de ventilación general localizada con preenfriamiento de aire exterior. Para garantizar un buen funcionamiento y prolongar la vida útil del sistema de ventilación, se recomienda implementar un programa de mantenimiento preventivo que cubra los diferentes componentes del sistema.

8 Referencias

- ACGIH. (2016). *Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice for Design (29th ed.)*. Cincinnati, OH: ACGIH.
- American Society of Heating, R. a.-C. (2008). *ASHRAE Handbook 2008 - HVAC Systems & Equipment*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- American Society of Heating, R. a.-C. (2009). *ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- American Society of Heating, R. a.-C. (2011). *ASHRAE Handbook 2011 - HVAC Applications*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- American Society of Heating, R. a.-C. (2015). *Applications 2015: Ventilation of the Industrial*. Atlanta, GA.
- American Society of Heating, R. a.-C. (2016). *ANSI/ASHRAE 62.1-2016: Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- American Society of Heating, R. a.-C. (2017). *ANSI/ASHRAE 55 - 2017: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- American Society of Heating, R. a.-C. (2017). *ASHRAE Handbook - Fundamentals 2017: Duct Design*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- ASHRAE, H. (2015). *Ventilation of the Industrial Environment*.
- Cengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2015). *Mecanica dos Fluidos*. McGraw-Hill Education.
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and Mass Transfer*. New York: McGraw-Hill Education.
- Goodfellow, h. D., & Wang, Y. (Volume 2). *Industrial Ventilation Desing Guidebook*. Engineering Desing and Applications: Academic Press.
- McQuiston, F., Parker, J., & Splitter, J. (Six Edition). *Heating, Ventilating, and Air Conditioning, Analysis and Design*. John Wiley & Sons, Inc.
- Quinchia, R., & Puerta, J. L. (2017). *Ventilacion Industrial y Equipos de Limpieza de Aire. Cuarta Edición*. Medellin-Colombia.