

Universidad Autónoma de Nuevo León

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica



Diseño de un calorímetro para la evaluación de los efectos de la formación de escarcha en los intercambiadores de calor

Autor: Ing. Eduardo Rodríguez Valdés
Director: Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz

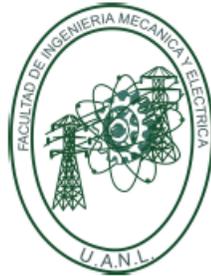
En opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con
Orientación en Energías Térmica y Renovable

San Nicolás de los Garza, Nuevo León.

Abril de 2013.

Universidad Autónoma de Nuevo León

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica



Diseño de un calorímetro para la evaluación de los efectos de la formación de escarcha en los intercambiadores de calor

Autor: Ing. Eduardo Rodríguez Valdés
Director: Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz

En opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con
Orientación en Energías Térmica y Renovable

San Nicolás de los Garza, Nuevo León.

Abril de 2013.

Universidad Autónoma de Nuevo León

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

División de Estudios de Posgrado

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la tesis **Diseño de un calorímetro para la evaluación de los efectos de la formación de escarcha en los intercambiadores de calor** realizada por el alumno Eduardo Rodríguez Valdés, con número de matrícula 1366770, sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Tesis

Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz

M.C. Miguel García Yera

Dr. Simón Martínez Martínez

Dr. Moisés Hinojosa Rivera

Subdirector de la División de Estudios de Posgrado

Agradecimientos

Deseo expresar mi más sincero agradecimiento a mis padres, Eduardo Rodríguez Medrano y Ludivina Valdés de Rodríguez por su continuo apoyo y énfasis en mi educación a través de los años. Agradezco a mis hermanos Adrián Guadalupe Rodríguez Valdés y Alberto Rodríguez Valdés que en paz descanse, por ser parte importante de mi vida.

Agradezco al cuerpo académico de Procesos Termofluidodinámicos y Sistemas Energéticos, en especial al Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz por su guía en la realización de esta tesis, y su entusiasmo por la enseñanza de la dinámica de fluidos computacional. Al Dr. Simón Martínez Martínez, por su orientación profesional a lo largo de estos años. A los profesores del Cuerpo Académico, Dr. Gustavo Rodríguez Morales, M.C. Miguel García Yera, Dr. Arturo Morales Fuentes por sus enseñanzas en las aulas durante la maestría.

A la empresa Whirlpool por el apoyo económico brindado a través del proyecto Whirlpool-CONACYT, clave M0014-2008-12-85915. En especial al Dr. Rodrigo Salgado Ayala, la Dra. Elvira Martínez García por permitirme contribuir al proyecto *Desarrollo de nuevos sistemas intercambiadores de calor para optimizar las prestaciones de refrigeradores domésticos*, en particular, en el diseño del calorímetro para la medición de las prestaciones de los intercambiadores de calor.

A mis padres

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Diseño en una empresa de ingeniería	1
1.2. Consideraciones básicas de diseño	4
1.3. Pasos del proceso de diseño	5
1.4. La industria de la refrigeración	5
1.5. Aspectos de la Norma Oficial Mexicana	8
1.6. El Calorímetro	11
1.7. El ciclo de refrigeración	12
1.7.1. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	12
1.7.2. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor	13
1.8. Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración	14
1.9. Formación de escarcha	15
1.10. Hipótesis	17
1.11. Objetivos particulares	17
2. Metodología	19
2.1. El calorímetro	19
2.1.1. Diseño con apoyo del software de dinámica de fluidos computacional	22
2.1.2. Flujo turbulento	24
2.2. Modelo turbulento k-Epsilon	24
2.3. Funciones de pared para flujos turbulentos	27
2.4. Sistema de medición	30
2.5. Sistema de control	31
2.6. Análisis de transferencia de calor del túnel de viento	32
2.7. Diseño de los bancos de soporte del calorímetro	34
3. Resultados y discusión	36
3.1. Tamaño de malla y condiciones de frontera para el análisis del flujo en el túnel	36
3.2. Simulación computacional del primer diseño	37
3.3. Simulación computacional del diseño final	39
3.4. Selección del ventilador	39
3.5. Transferencia de calor	42
3.6. Proceso de enfriamiento con deshumidificación	43

3.7. Configuración final del calorímetro	43
3.8. Sistema de medición	44
3.9. Sistema de control	48
3.10. Simulación computacional de la bancada del calorímetro	53
4. Conclusiones	57

Resumen

Actualmente la industria de la refrigeración enfrenta retos importantes en cuanto a la reducción del consumo de energía eléctrica, debido al endurecimiento de las políticas nacionales para el ahorro de la energía eléctrica y con esto contribuir a la reducción de la contaminación ambiental, y generar beneficios para los consumidores a nivel nacional. En los últimos años se han venido desarrollando estándares más estrictos en cuanto al consumo de energía eléctrica en particular para la industria de la refrigeración doméstica y se tiene previsto que ésta tendencia continúe así. Se han realizado estudios en el área de refrigeración comercial para identificar áreas de oportunidad en cuanto a las zonas de mayores pérdidas de energía y posteriormente generar nuevas tecnologías que permitan solucionar éstos problemas, identificándose la reducción de la eficiencia del evaporador debido a la formación de escarcha en sus superficie como un área de oportunidad.

Se pretende diseñar un calorímetro que bajo condiciones controladas, pueda reproducir el fenómeno de la formación de escarcha y además tenga la capacidad de medir los parámetros más importantes que contribuyen a la formación y crecimiento de la capa de escarcha, así como de la eficiencia del evaporador de prueba. Se propone un calorímetro tipo túnel de viento, como el más apropiado para simular las condiciones físicas que ocurren dentro de la zona del evaporador. El diseño de la parte aerodinámica del calorímetro se realizó con el apoyo de la dinámica de fluidos computacional, se analizó la transferencia de calor hacia las paredes mediante el método de resistencias térmicas, se realizó un análisis a la estructura de soporte del calorímetro, además de la selección de los actuadores y equipos de medición y control.

Los resultados del diseño aerodinámico muestran un calorímetro con flujo uniforme en la sección de pruebas y capacidad de medición de la velocidad mediante la caída de presión a través de una tobera calibrada estándar ASME. Los resultados del análisis térmico muestran que las pérdidas de calor a través de las paredes del calorímetro son lo suficientemente pequeñas como para que un equipo de enfriamiento comercial de media tonelada de refrigeración pueda bajar la temperatura del aire en un periodo corto de tiempo. La selección del equipo muestra que es posible medir la temperatura de la superficie de la escarcha, así como obtener la eficiencia del evaporador, además de tener un ambiente controlado dentro del calorímetro.

Capítulo 1

Introducción

1.1. Diseño en una empresa de ingeniería

El diseño es un proceso creativo por el cual se desarrollan nuevos métodos, dispositivos, y técnicas para resolver problemas. El interés de las empresas en el diseño se encuentra en producir nuevos productos y de mejor calidad a un costo mínimo, mientras se satisfacen los requerimientos de seguridad e impacto ambiental.

En el proceso de diseño los resultados no se encuentran bien definidos desde el principio. Los parámetros de entrada pueden estar incompletos, por lo que se hace necesario la búsqueda de información adicional o emplear aproximaciones o suposiciones. En general no se obtiene una solución única y puede que se tenga que escoger un rango de soluciones aceptables. Para decidir sobre el diseño final es necesario formularse un juicio personal o grupal basado en información disponible.

En la figura 1.1.1 se enumeran los pasos de un proceso de diseño para una empresa de ingeniería

1. El primer paso es definir si lo que se quiere diseñar es una **necesidad** o una **oportunidad**. Necesidad se refiere a un requerimiento específico e implica que un producto no se encuentra disponible y debe ser desarrollado. Oportunidad se refiere a desarrollar un producto que puede ser superior a los existentes o más barato.
2. En la evaluación y análisis de mercado se determina la viabilidad económica del producto, el tamaño del mercado y el rango de precios en el que se pudiera colocar el producto.
3. Estudio de factibilidad y oportunidad de éxito. Se deben determinar las bases para evaluar el éxito. El retorno en la inversión es comúnmente usado para determinar el éxito.

4. Inicio del diseño de ingeniería del sistema. El diseño determinará las especificaciones de los componentes del sistema y el rango de condiciones de operación deseado para satisfacer la necesidad percibida u oportunidad.
5. Investigación y desarrollo. Frecuentemente la información necesaria para el diseño y optimización no se encuentra fácilmente disponible, por lo que se emplea el área de investigación y desarrollo de la compañía para obtener esta información de la literatura y de investigaciones detalladas de los aspectos básicos involucrados.
6. Necesidad de optimización. Debido a la competencia, ya no es suficiente con sólo desarrollar un sistema que realice la tarea deseada, dentro de restricciones impuestas de seguridad, económicas o medioambientales. Ahora se ha vuelto esencial optimizar el proceso para maximizar o minimizar una variable elegida. Esta variable es conocida generalmente como la función objetivo, y puede estar relacionada a ganancia, costo, calidad del producto, entre otras.
7. Las etapas finales en una empresa de ingeniería son la fabricación y prueba de un prototipo del sistema diseñado además de la producción del sistema diseñado en cantidades deseadas para la venta.

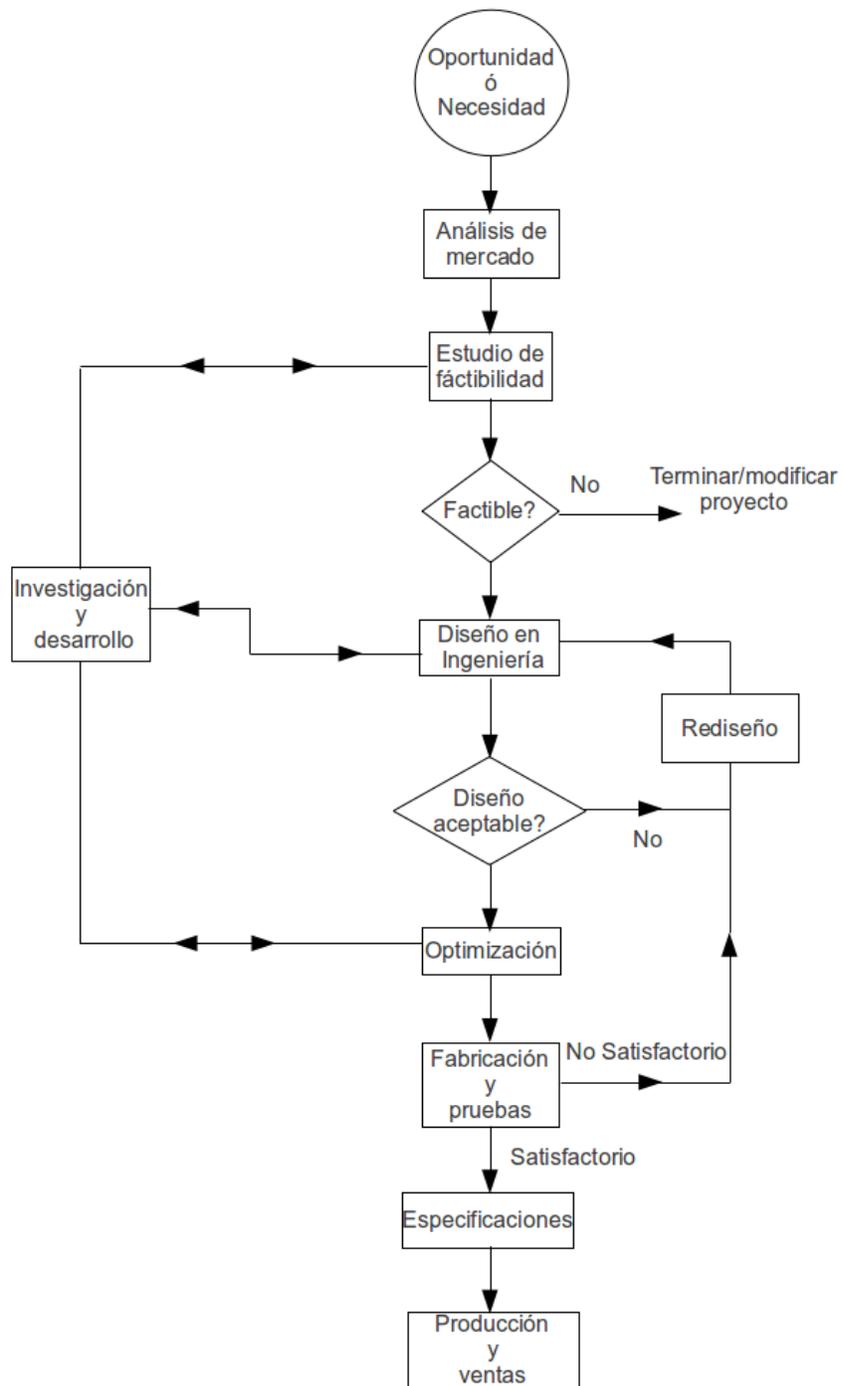


Fig. 1.1.1: Diseño como parte de una empresa de ingeniería

1.2. Consideraciones básicas de diseño

Un aspecto muy importante en el diseño es la formulación del problema de diseño, se debe determinar que se requiere del sistema, que está dado o fijo y que puede ser variado para obtener un diseño satisfactorio.

Antes de proceder al diseño de un sistema, el planteamiento del problema deberá estar en términos de las siguientes consideraciones:

1. Requerimientos
2. Cantidades dadas
3. Variables de diseño
4. Restricciones y/o limitaciones
5. Seguridad, medio ambiente, y otras consideraciones

La consideración más importante en cualquier diseño es la función que se desea desempeñe el sistema o el tipo de trabajo que realizará. Esta función que se desea realizar se plantea en términos de requerimientos. Los requerimientos forman la base para el diseño y para la evaluación de diferentes diseños. Es por eso que los requerimientos se deben expresar en forma cuantitativa y determinar la variación permitida o nivel de tolerancia.

Los requerimientos del sistema pueden ser descritos en términos de sus principales características. Estas características forman las especificaciones de diseño, que a su vez son una lista de requerimientos cumplidos por el sistema y lo que se obtiene del proceso de diseño que caracteriza el sistema.

Las variables de diseño son cantidades que pueden variarse para satisfacer los requerimientos del sistema. Esto incluye los componentes del sistema, dimensiones, materiales, configuración geométrica, entre otros. Además, hay que considerar las como condiciones de operación. Estas últimas son cantidades que pueden variarse relativamente fácil, sobre rangos específicos, sin cambiar los componentes del sistema.

Para que el diseño sea aceptable éste debe satisfacer varias restricciones o limitaciones. Estas restricciones generalmente tienen que ver con el material, peso, costo, disponibilidad y limitaciones de espacio.

El esfuerzo de diseño comienza con la selección de un diseño conceptual; al inicio éste se encuentra expresado en términos generales, como un método que podría satisfacer los requerimientos y restricciones. Con el avance en el proceso de diseño, el concepto se va definiendo cada vez más.

1.3. Pasos del proceso de diseño

Los pasos principales que constituyen el proceso de diseño y optimización se detallan a continuación.

1. Sistema físico inicial. Inicio del proceso de diseño cuantitativo. Este sirve como el diseño inicial que es modelado y simulado, en búsqueda de un diseño aceptable.
2. Modelado del sistema. Idealización y aproximación de los procesos que gobiernan un sistema, se centra en los aspectos dominantes del sistema, ignorando efectos relativamente pequeños
3. Simulación del sistema. Es el proceso de analizar el sistema con diferentes valores de entrada.
4. Evaluación de diferentes diseños, para determinar si alguno es aceptable para el problema de diseño
5. Iteración y obtención de un diseño aceptable
6. Optimización del diseño
7. Automatización y control
8. Comunicación del diseño final

1.4. La industria de la refrigeración

La industria de la refrigeración doméstica en México representa una parte importante de la industria manufacturera con ventas de 356 millones de dólares en el año 2010 para los aparatos de 7 a 11 pies cúbicos y de más de 1350 millones de dólares para los aparatos de más de 11 pies cúbicos [1]. Actualmente la industria de la refrigeración enfrenta retos importantes en cuanto a la reducción del consumo de energía eléctrica.

De acuerdo a información obtenida del estudio *Indicadores de eficiencia energética en México: 5 sectores, 5 retos*, elaborado por la Secretaría de Energía (SENER) en conjunto con la Agencia Internacional de Energía (AIE) en el año 2011 [2], se encontró que el sector residencial fue el tercer consumidor de energía a nivel nacional con un consumo de 16.7 % de la energía total en 2009, como se puede ver en la figura 1.4.1. Después del gas y la leña, la electricidad fue la tercera fuente de energía en las viviendas con el 24.7 % de la energía total, como se ilustra en la figura 1.4.2. Además, se encontró que los refrigeradores consumieron el 40 % del total de la energía eléctrica del sector residencial, ver figura (1.4.3), siendo éste el aparato de mayor consumo.

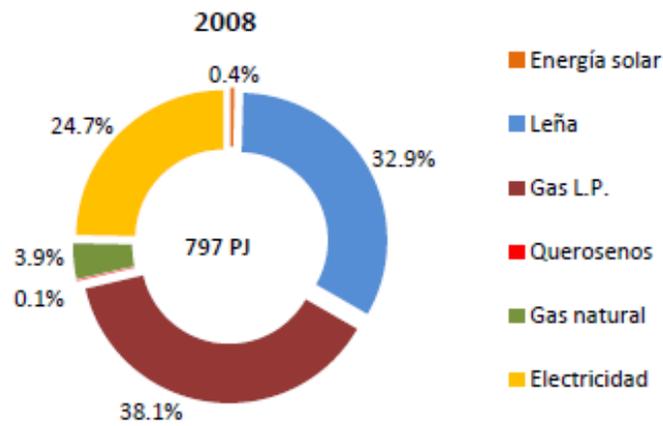


Fig. 1.4.1: Fuentes de energía y consumo total sector doméstico

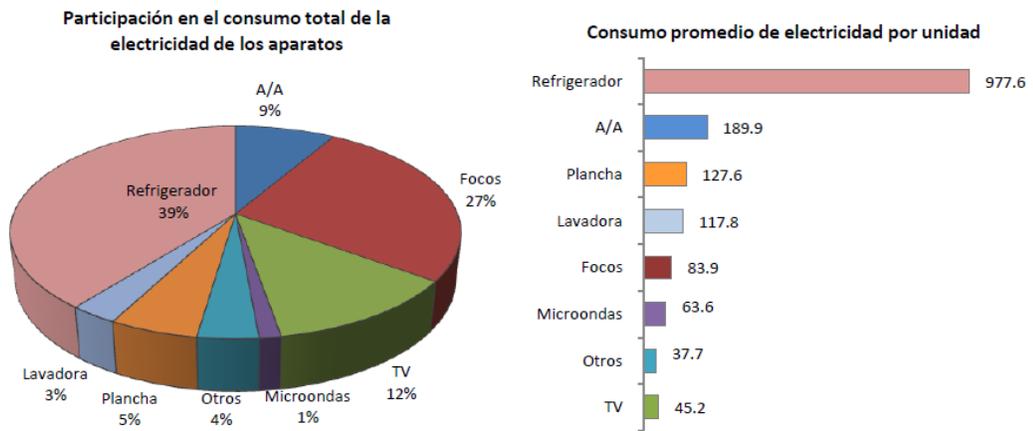


Fig. 1.4.2: Consumo de electricidad de los aparatos en el hogar 2008

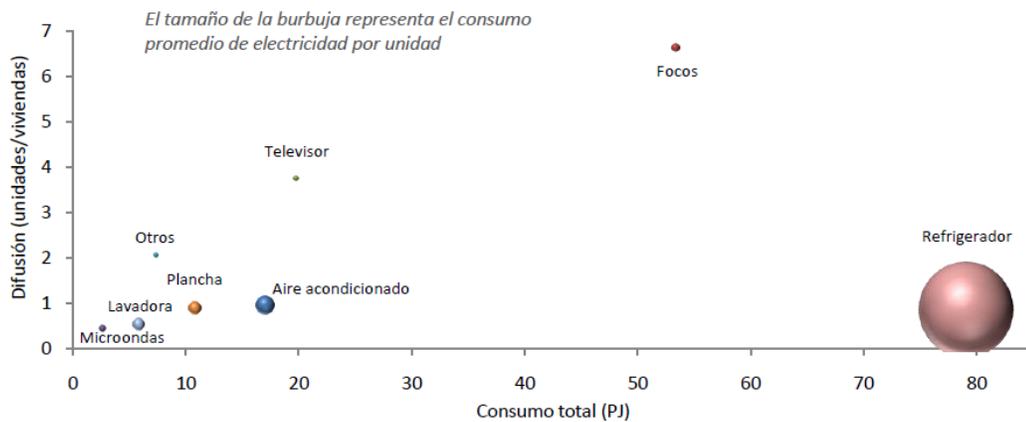


Fig. 1.4.3: Difusión, consumo por unidad y consumo total

El crecimiento promedio anual de la electricidad consumida fue 4.2 % durante el periodo 2002-2008, derivado en parte del incremento en la difusión de los principales aparatos eléctricos que existen en las viviendas [3]. Por ejemplo, el número de focos promedio por hogar aumentó a una tasa promedio de 2.3 % anual de 2002 a 2008. En el mismo periodo se observó un aumento de 6.6 % en la difusión de hornos de microondas en los hogares mexicanos, la penetración de computadoras aumentó 11.5 %, y el número de refrigeradores creció 1.3 % en el mismo periodo.

En el caso de México, los estudios muestran que las regulaciones para refrigeradores de 14.5 pies cúbicos, han evolucionado con el paso del tiempo [2]:

- La Norma Oficial de 1994 permitió ahorrar energía eléctrica en 34 %, respecto a modelos anteriores.
- La Norma Oficial de 1997 generó un ahorro adicional de 15 % respecto a la Norma de 1994.
- Con la Norma Oficial de 2003, el consumo de este tipo de refrigerador se redujo en 30 %, respecto a la Norma de 1997.

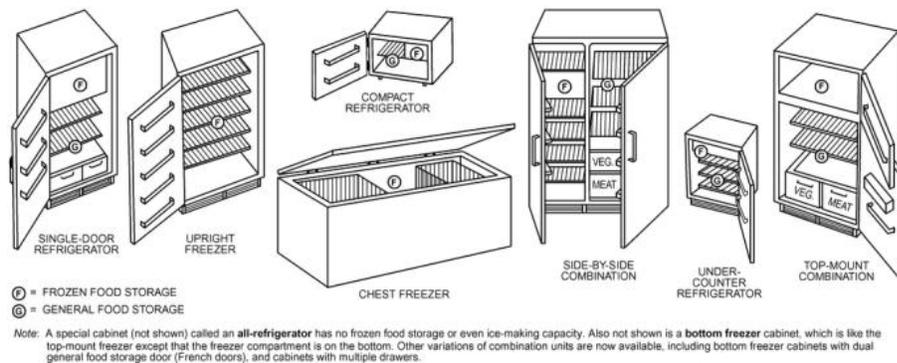


Fig. 1.4.4: Tipos de refrigeradores comerciales

En general las políticas de ahorro energético en México han sido precedidas por medidas similares implementadas en los Estados Unidos de América. De acuerdo a información del departamento de energía, los refrigeradores de hoy consumen una tercera parte de la energía que consumían en la década de 1970. Se estima que para el año 2014 se exigirá una reducción adicional de 25 % respecto del consumo energético actual para los aparatos con menor costo, y hasta 40 % para los aparatos de mayor costo [4].

Las tecnologías disponibles en el mercado que se ha tomado en cuenta, por parte del Departamento de Energía de los Estados Unidos de América, para proponer este nuevo estándar de reducción del consumo de energía eléctrica en los refrigeradores domésticos se encuentran en la tabla 1.4.1. [4]

Estas tecnologías se mencionan de manera genérica para la elaboración del estándar, por lo que su adopción no necesariamente garantiza el cumplimiento del nuevo estándar por parte de los fabricantes de los refrigeradores domésticos. Es necesario obtener la mejor configuración posible de cada una de estas tecnologías dentro del refrigerador, de tal forma que formen una sinergia en la reducción del consumo de energía.

Dentro de las nuevas tecnologías evaluadas por el departamento de energía para la elaboración del estándar se encuentran algunas en manos de proveedores de fabricantes de equipo de refrigeración. Por ejemplo el compresor de velocidad variable miniatura para aplicaciones en refrigeración doméstica actualmente se puede obtener de un proveedor. Este es el caso también de los motores de corriente directa sin cepillo y el refrigerante isobutano. Lo que deja al fabricante de refrigeradores domésticos la posibilidad de modificar el área del evaporador y el condensador, en el caso de la propuesta del nuevo estándar es un incremento en el área, lo que ha causado polémica puesto que los espacios en el refrigerador no dejan margen suficiente para permitirse grandes incrementos de área, sin rediseñar por completo el refrigerador. Esta nueva norma hace indispensable obtener un diseño eficiente tanto del evaporador como del condensador.

1.5. Aspectos de la Norma Oficial Mexicana

La Norma Oficial Mexicana NOM-015-ENER-2002, *Eficiencia energética de refrigeradores y congeladores electrodomésticos. Límites, métodos de prueba y etiquetado*, fija los límites máximos de consumo de energía de los refrigeradores y congeladores electrodomésticos operados por compresor hermético. También, establece los métodos de prueba para determinar dicho consumo de energía y calcular el volumen refrigerado total, además, especifica la etiqueta de consumo de energía y su contenido.

La parte fundamental de este trabajo corresponde al diseño de un dispositivo para la evaluación de las prestaciones de los intercambiadores de calor. Específicamente es necesario contar con un artefacto que permita poner en operación intercambiadores de calor que se emplean en refrigeradores domésticos en un medio controlado. El interés fundamental de este proyecto está dirigido a disminuir la energía que consume un refrigerador doméstico en la etapa de deshielo.

Tabla 1.4.1: Tecnologías consideradas por el departamento de energía de los Estados Unidos para la elaboración del estándar

Opciones de diseño	Refrigeradores tamaño estándar con congelador incluido	Refrigeradores compactos
Incremento en el espesor del aislante		✓
Refrigerante isobutano		✓
VIP's	✓	✓
Mayor eficiencia del compresor	✓	✓
Compresor de velocidad variable	✓	✓
Mayor área de superficie del evaporador	✓	✓
Mayor área de superficie del condensador	✓	✓
Condensador de convección forzada	✓	✓
Motores de corriente directa sin cepillo para el ventilador del evaporador y del condensador	✓	
Descongelado adaptativo	✓	
Control variable del calentador anti-condensado	✓	

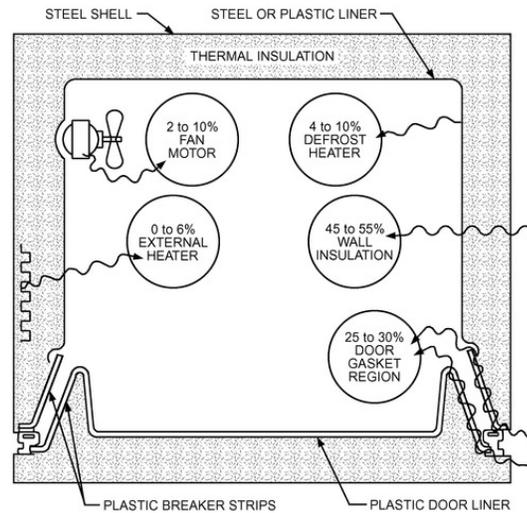


Fig. 1.5.1: Contribuciones de energía térmica al interior del refrigerador

Otra norma de interés para los fabricantes de refrigeradores es la NOM-022-ENER/SCFI/ECOL-2000, *Eficiencia energética, requisitos de seguridad al usuario y eliminación de clorofluorocarbonos (cfc's) para aparatos de refrigeración comercial autocontenidos. límites, métodos de prueba y etiquetado*. Esta norma establece valores máximos de consumo de energía por litro de espacio refrigerado para aparatos de refrigeración comercial, además, se incorporan requisitos de seguridad al usuario y protección al medio ambiente, lo que contribuye a la disminución de riesgos para los usuarios y el daño a la capa de ozono. El objetivo es proteger y promover el mejoramiento del medio ambiente y ecosistemas, así como la preservación de los recursos naturales.

Los refrigeradores domésticos que actualmente se comercializan trabajan con un sistema de deshielo automático. La formación de escarcha sobre la superficie de transferencia de calor del evaporador disminuye sustancialmente la calidad en las prestaciones de dichos sistemas. Para resolver este problema, se emplean resistencias eléctricas que calientan la superficie de los evaporadores y facilitan la remoción de la escarcha acumulada. El consumo de energía eléctrica del sistema de deshielo representa aproximadamente el 10 % del consumo eléctrico total de un refrigerador doméstico. Según estimaciones de la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE), la resistencia eléctrica introduce 4-10 % de la energía térmica total al gabinete del refrigerador (Fig. 1.5.1). Esto abre la posibilidad de obtener una reducción en el consumo de energía eléctrica al obtener una configuración óptima entre la resistencia eléctrica y el intercambiador de calor.

Para obtener una configuración adecuada se hace indispensable el diseño de un calorímetro que pueda medir los parámetros adecuados involucrados en el proceso de formación de escarcha en el intercambiador de calor.

1.6. El Calorímetro

El calorímetro es un instrumento que sirve para medir la cantidad de calor que liberan o absorben los cuerpos. Se usa en calorimetría que es el área especializada en la medición del calor de reacciones químicas o cambios físicos, así como de la capacidad calorífica. Los calorímetros pueden definirse en las siguientes categorías: calorímetros de reacción, túnel de viento, escaneo diferencial, isotérmicos, microcalorímetro de rayos x, y de partículas de alta energía.

Existen cuatro métodos principales para medir el calor en un calorímetro de reacción:

1. Calorimetría de flujo de calor. El calor es medido a través del monitoreo de la diferencia de temperaturas entre el fluido de transferencia de calor y el fluido del proceso.
2. Calorimetría de balance de calor. El calor es medido por el monitoreo del calor ganado o perdido por el fluido de trabajo.
3. Compensación de energía. Se coloca un calentador en el interior del dispositivo para mantener la temperatura constante.
4. Flujo constante. Se deriva de la calorimetría de flujo de calor y usa dispositivos para mantener el flujo de calor constante.

El calorímetro a diseñar en el presente trabajo es el de túnel de viento. En este caso particular, el propósito es probar las características térmicas y de flujo de aire en los intercambiadores de calor de refrigeradores domésticos.

El tipo de calorímetro de uso más extendido consiste en un envase cerrado y perfectamente aislado con agua, un dispositivo para agitar y un termómetro. Se coloca una fuente de calor en el calorímetro, se agita el agua hasta lograr el equilibrio, y el aumento de temperatura se comprueba con el termómetro. Si se conoce la capacidad calorífica del calorímetro (que también puede medirse utilizando una fuente corriente de calor), la cantidad de energía liberada puede calcularse fácilmente. Cuando la fuente de calor es un objeto caliente de temperatura conocida, el calor específico y el calor latente pueden ir midiéndose según se va enfriando el objeto.

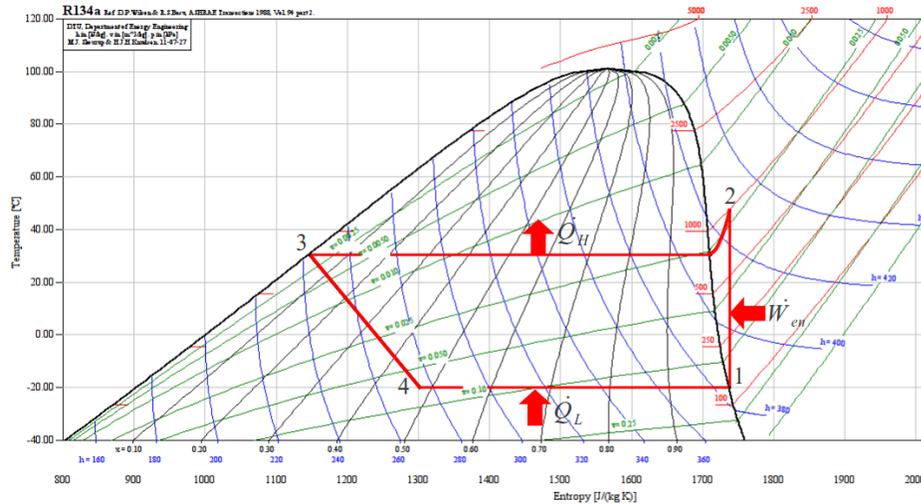


Fig. 1.7.1: Ciclo ideal por compresión de vapor. Gráfico T - s generado con ayuda del software CoolPack v1.46

1.7. El ciclo de refrigeración

1.7.1. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se emplea en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de 4 procesos [5]:

1-2 Compresión isentrópica en un compresor

2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión

4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. Durante el proceso de compresión isentrópico la temperatura del refrigerante aumenta hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado de rechazo de calor hacia los alrededores.

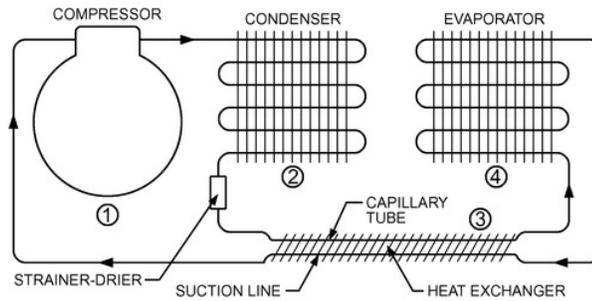


Fig. 1.7.2: Circuito refrigerante

El refrigerante en el estado 3 entra a una válvula de expansión o tubo capilar, donde se estrangula hasta la presión del evaporador. Durante el proceso la temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado. El refrigerante ingresa al evaporador en el estado 4 como una mezcla saturada de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. Por último el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

1.7.2. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

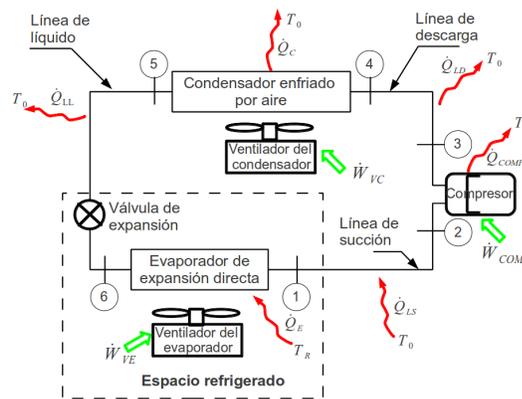


Fig. 1.7.3: Irreversibilidades en los componentes del ciclo de refrigeración real

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal, debido principalmente a irreversibilidades (fricción y transferencia de calor) que suceden en varios componentes [5].

La gráfica $T-s$ de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se presenta en la figura 1.7.4.

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado, sin embargo en la práctica el sistema se diseña de tal manera que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor, con esto se asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando ingrese al compresor. Además, la línea que conecta el evaporador con el compresor suele ser muy larga, por lo que la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas. El resultado del sobrecalentamiento, la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, es un aumento en el volumen específico y por tanto, un aumento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor, ya que el trabajo de flujo estable es proporcional al volumen específico.

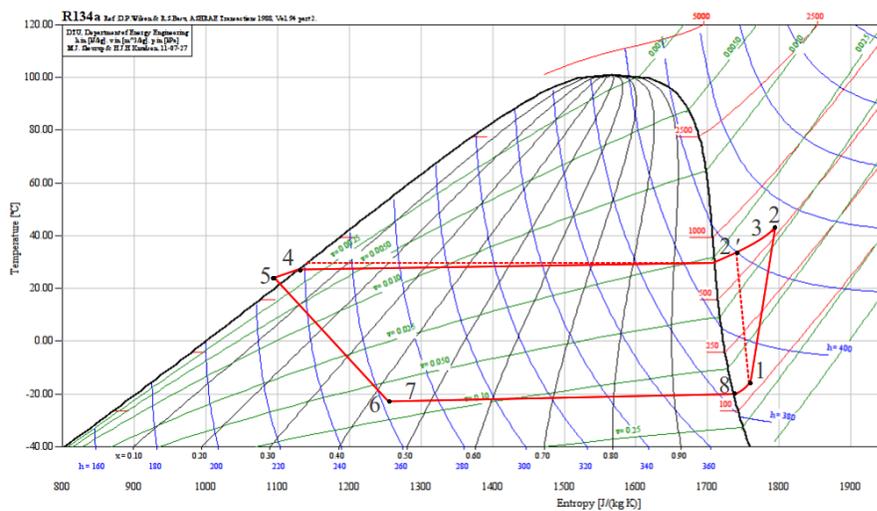


Fig. 1.7.4: Ciclo real por compresión de vapor

El proceso de compresión en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y en consecuencia isoentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción y transferencia de calor, lo que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de los efectos que predominen.

1.8. Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración

Los ciclos de refrigeración transfieren energía térmica de una región de baja temperatura T_r a una de alta temperatura. Usualmente el depósito

de alta temperatura es el aire del medio ambiente a temperatura T_0 , la temperatura de los alrededores.

El rendimiento del ciclo de refrigeración está dado usualmente por el coeficiente de desempeño (Coefficient of Performance, COP), definido como la cantidad de calor removido entre la energía suministrada para operar el ciclo: [5]

$$COP = \frac{\text{Energía removida del espacio refrigerado}}{\text{Energía neta suministrada}}$$

1.9. Formación de escarcha

El proceso de la formación de escarcha es un aspecto de gran importancia en procesos industriales, entre ellos, la refrigeración. El conocimiento y la evaluación del crecimiento de la escarcha ayuda a mejorar los diseños de intercambiadores de calor que se emplean para transferir calor a bajas temperaturas en presencia de alta humedad. La escarcha produce una disminución en la capacidad de transferencia de calor lo que conduce a una reducción en la eficiencia térmica de los ciclos de refrigeración y en un aumento en el consumo de energía en los refrigeradores industriales y domésticos.

Cuando el aire es húmedo, puede ocurrir condensación sobre la superficie fría y, en este caso, la transferencia de masa acompaña a la transferencia de calor. Esto ocurre cuando la temperatura de la superficie fría es más baja que la temperatura del punto de rocío del vapor de agua [6]. Adicionalmente, si la temperatura de la superficie es más baja que la temperatura de solidificación del agua, puede ocurrir un proceso en el que después de que el agua se deposita en la superficie, ésta se congela.

Muchos autores han publicado modelos teóricos para predecir el crecimiento de la escarcha sobre una superficie fría. La mayor parte de estos modelos suponen que el vapor en la superficie de la escarcha se encuentra en estado saturado, sin embargo, Na y Webb demostraron que el vapor en la superficie se encuentra en estado supersaturado [6] y propusieron un nuevo modelo de formación de escarcha que toma en cuenta la supersaturación del vapor de agua sobre la superficie de la escarcha [7].

Además, por lo general los modelos ignoran el proceso de nucleación del crecimiento de la escarcha. Suponen un crecimiento uniforme de la escarcha sin la existencia de la etapa de nucleación.

La energía de la superficie fría afecta al fenómeno de nucleación, por esta razón los modelos que generalmente se usan son insensibles a los efectos de la energía de superficie en el proceso. La formación de la escarcha sobre una superficie fría involucra dos procesos distintos: nucleación y crecimiento del cristal. La deposición inicial de escarcha sobre una superficie fría involucra un proceso de nucleación, el proceso requiere que el embrión supere la barrera de la energía libre de Gibbs, y esto puede lograrse mediante la supersaturación del cambio de fase de la sustancia.

Es necesario que el aire esté supersaturado para que se forme el núcleo de escarcha y que exista la supersaturación para el crecimiento de la escarcha, aún después de que la nucleación haya ocurrido y ya exista una capa muy delgada. La energía libre de Gibbs requerida para la nucleación está relacionada con la energía de la base, y ésta con el ángulo de contacto. Una baja energía de superficie. i.e. mayor ángulo de contacto, requiere mayor supersaturación que la que se requeriría para una alta energía de superficie, menor ángulo de contacto.

La rugosidad de la superficie así como la presencia de películas delgadas de algún material pueden alterar la energía de la superficie. La rugosidad puede incrementar la energía de Gibbs, así como el área de contacto entre el embrión y el substrato. En resumen, la razón de formación del embrión es dependiente de la presión de vapor de agua, la energía de superficie, y la temperatura de superficie. Una menor energía de superficie causa una menor razón de formación de embrión para una condición dada. Por las razones antes expuestas, la formación de escarcha se retardará sobre la superficie de menor energía. La formación de escarcha sobre una superficie fría ocurre por la transferencia de masa del vapor de agua del aire a la superficie fría o del aire a la superficie escarchada. Parte del vapor de agua transferido del flujo de aire a la capa de escarcha, se deposita sobre la superficie haciendo la capa más gruesa. El resto del vapor penetra la capa de escarcha mediante difusión molecular, resultando en el aumento de la densidad de la capa de escarcha.

Para calcular la razón de transferencia de masa, muchos trabajos suponen que el vapor de agua se encuentra saturado sobre y dentro de la escarcha, y muchos otros han desarrollado correlaciones empíricas para el coeficiente de transferencia de masa durante el crecimiento de la escarcha, sin embargo, basaron sus correlaciones en la temperatura de la superficie y no en la temperatura de la escarcha.

La porosidad local del medio poroso es la razón del volumen del poro al volumen total. El transporte de masa a través de la escarcha es complejo debido a que la porosidad de la escarcha varía localmente al igual que la

permeabilidad, por lo que la razón de transferencia de masa es dependiente tanto del área de sección transversal del hueco del medio poroso como del camino que se sigue a través de la escarcha. Como ya se ha comentado, es necesario que el aire esté supersaturado para que se forme la escarcha y aún después la supersaturación en la superficie es aún requerida para el crecimiento de la escarcha.

Esto se debe a que el proceso de crecimiento de la escarcha también involucra un proceso de nucleación, sin embargo una vez que existe una capa delgada, la energía de la superficie base ya no afecta el proceso de formación de escarcha. La predicción de la razón de crecimiento de escarcha se relaciona con varios aspectos: la razón de transferencia de masa de la corriente de aire a la capa de escarcha, la razón de difusión de masa dentro de la capa de escarcha y la conductividad térmica de la capa de escarcha.

1.10. Hipótesis

Para evaluar el efecto de la formación de escarcha en las prestaciones de los intercambiadores de calor, es necesario medir la transferencia de calor durante la formación de escarcha en condiciones controladas de velocidad, temperatura y humedad relativa del aire, así como de la temperatura de superficie del intercambiador de calor. Un estudio sistematizado que permita mejorar las características de diseño de intercambiadores de calor para aplicaciones específicas se puede llevar a cabo mediante un calorímetro donde se puedan variar los parámetros en los rangos propuestos y realizar mediciones de temperatura. Un calorímetro tipo túnel de viento cerrado diseñado específicamente para replicar las condiciones de operación de intercambiadores de calor empleados en la refrigeración doméstica representa una buena herramienta para el desarrollo de actividades encaminadas a la creación de dispositivos y condiciones de operación que favorezcan el ahorro en el consumo de energía de refrigeradores domésticos.

1.11. Objetivos particulares

- Crear un dispositivo que permita la medición y el control de la velocidad, temperatura y humedad relativa del aire en la región cercana a la superficie de intercambiadores de calor.
- Crear un dispositivo que permita la medición del espesor de la capa de escarcha formada en la superficie de intercambiadores de calor.
- Crear un dispositivo que permita la medición de la temperatura de superficie del intercambiador de calor.

- Crear un dispositivo que permita estimar la transferencia de calor entre el intercambiador y los alrededores
- Crear un dispositivo que permita obtener el coeficiente global de transferencia de calor de intercambiadores de calor útiles en la refrigeración doméstica.

Capítulo 2

Metodología

2.1. El calorímetro

Se presenta el diseño de un calorímetro para la evaluación del efecto de la formación de escarcha en las prestaciones de intercambiadores de calor de refrigeradores de uso doméstico. Se aplicó el proceso de diseño en una empresa de ingeniería y la metodología de diseño comenzó por proponer un diseño conceptual.

Para evaluar intercambiadores de calor es necesario variar la velocidad del flujo de aire que se mueve alrededor de éstos. Esto es complicado en un dispositivo abierto al medio ambiente. Lo que se hace en este caso es diseñar un túnel de viento cerrado de tal manera que el aire que circula se pueda humidificar, enfriar y mover de forma controlada independientemente de las condiciones ambientales externas.

Como se mencionó anteriormente acerca del proceso de diseño en una empresa de ingeniería, la formulación del problema de diseño es un aspecto muy importante. Se debe determinar que se requiere del sistema, que está dado o fijo, y que puede ser variado para obtener un diseño satisfactorio.

Antes de proceder al diseño de un sistema, el planteamiento del problema deberá estar en términos de las siguientes consideraciones: [8]

1. Requerimientos
2. Cantidades dadas
3. Variables de diseño
4. Restricciones y/o limitaciones
5. Seguridad, medio ambiente, y otras consideraciones

El rango típico del flujo volumétrico de aire que pasa por un intercambiador de calor en refrigeradores domésticos es de 10 a 60 ft^3/min (0.283 a $1.7m^3/min$), obteniéndose velocidades de alrededor de 1.6 m/s y números de Reynolds máximos de alrededor de 1000. Las temperaturas de aire del espacio refrigerado van de 0 a $30^{\circ}C$, y de -20 a $0^{\circ}C$ para la superficie del intercambiador de calor.

Los requerimientos forman la base para el diseño y para la evaluación de las diferentes propuestas, es por eso que los requerimientos se deben expresar en forma cuantitativa y determinar la variación permitida o nivel de tolerancia.

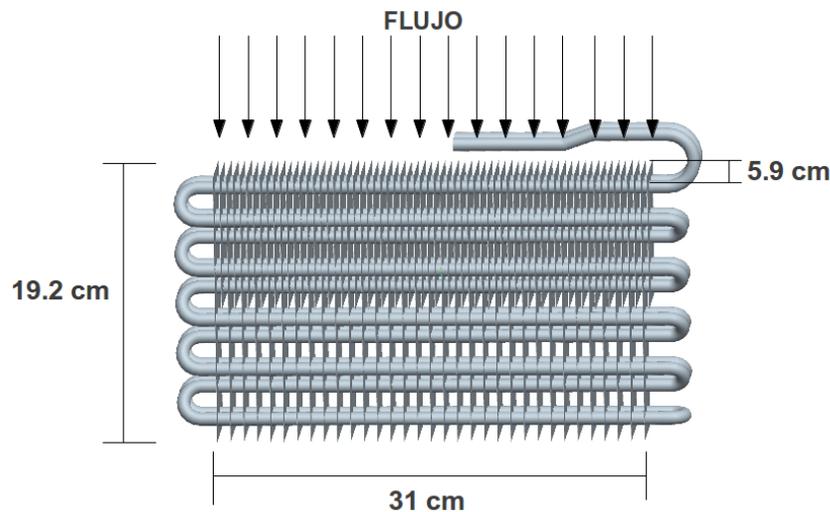


Fig. 2.1.1: Dirección del flujo y dimensiones del evaporador

Al analizar las condiciones del flujo dentro del espacio refrigerado se encuentra que el flujo volumétrico máximo es de 60 cfm; al tomar en cuenta el área de sección transversal de un evaporador de prueba dado, se obtiene un estimado de la velocidad promedio de la corriente de 1.6 m/s (Fig. 2.1.1). Entonces el primer requerimiento de diseño es que la velocidad máxima promedio de la corriente alrededor del evaporador sea de 1.6 m/s .

Se quiere que la corriente que pasa cerca del evaporador sea uniforme, y que el evaporador se encuentre en la zona de flujo con velocidad uniforme, con efectos viscosos despreciables. Es decir, la corriente no se debe encontrar modificada por la presencia de las paredes del túnel (Fig. 2.1.2). Se pretende que eventualmente se posible observar los gradientes de velocidad debido a la geometría del evaporador utilizando técnicas de medida no intrusivas como la Anemometría Láser Doppler (LDA) o la Velocimetría por Imágenes de Partículas (PIV).

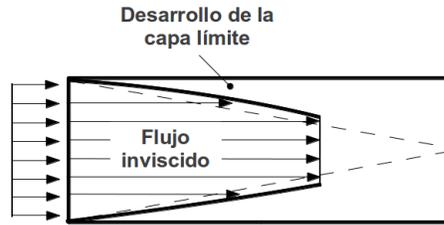


Fig. 2.1.2: Flujo uniforme entrando a un conducto



Fig. 2.1.3: Concepto de túnel de viento

Se comenzó con un primer concepto de diseño, el cual consta de un túnel de viento cerrado con ventilador y sección de pruebas (Fig. 2.1.3). Debido a la geometría rectangular de los evaporadores actuales y a la facilidad de manufactura se decidió un túnel de viento de sección transversal rectangular.

Al estar en contacto con las paredes y debido a que la velocidad del fluido en la pared es cero, se forma un perfil de velocidades en el flujo, que va desde cero en la pared hasta alcanzar una velocidad máxima lejos de la pared. A la zona que va desde velocidad cero en la pared hasta alcanzar el 99% de la velocidad máxima se le denomina capa límite. Se utilizó la correlación experimental de la capa límite turbulenta sobre una superficie plana [9] para estimar el ancho y alto del conducto, dado un cierto valor de longitud de la sección de prueba. Este valor de longitud se propone sea de 3 metros ya que se debe tener suficiente espacio para colocar los componentes internos del túnel como rectificador, humidificador y sistema de enfriamiento del aire.

$$\delta = \frac{0.382x}{Re^{\frac{1}{5}}} \quad (2.1)$$

donde x es la longitud del conducto

Para resolver esta ecuación es necesario obtener el número de Reynolds de la corriente lejos de la pared. Como una primera estimación se utiliza el valor promedio de la velocidad que se obtuvo del flujo volumétrico en el área del evaporador. Además se utiliza como longitud característica la longitud estimada del conducto.

La longitud del conducto se estima que al menos sea de 3 metros para lograr acomodar los componentes internos del túnel como el ventilador, tobera, rectificador y evaporador. Para esta longitud el espesor de la capa límite sería de 11.85 cm.

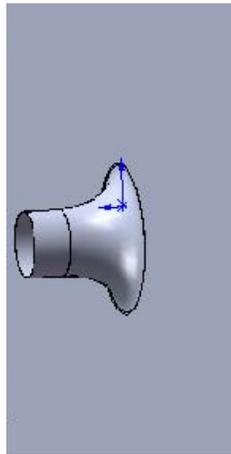


Fig. 2.1.4: Tobera estándar ASME MFC-3Ma-2007

La medición de la velocidad promedio en el túnel de viento se obtiene mediante el flujo másico. Se propone que la medición de la velocidad del aire dentro del túnel se realice a través de la caída de presión en una tobera estándar ASME MFC-3Ma-2007. Se opta por una tobera de radio largo y relación de reducción de sección, β , pequeña con diámetro menor $d = 3$ in (Fig. 2.1.4).

Debido a la vorticidad, turbulencia y recirculación que pudiera generar el ventilador se hace necesario un rectificador de flujo (Fig. 2.1.5).

El diseño conceptual final de calorímetro se muestra en la figura 2.1.6

2.1.1. Diseño con apoyo del software de dinámica de fluidos computacional

El diseño del túnel de viento cerrado que se empleará en la evaluación de las prestaciones de los intercambiadores de calor se hizo con la ayuda de la simulación del flujo de aire mediante Dinámica de Fluidos Computacional.

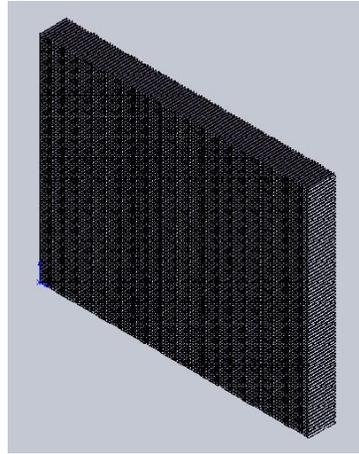


Fig. 2.1.5: Rectificador de flujo

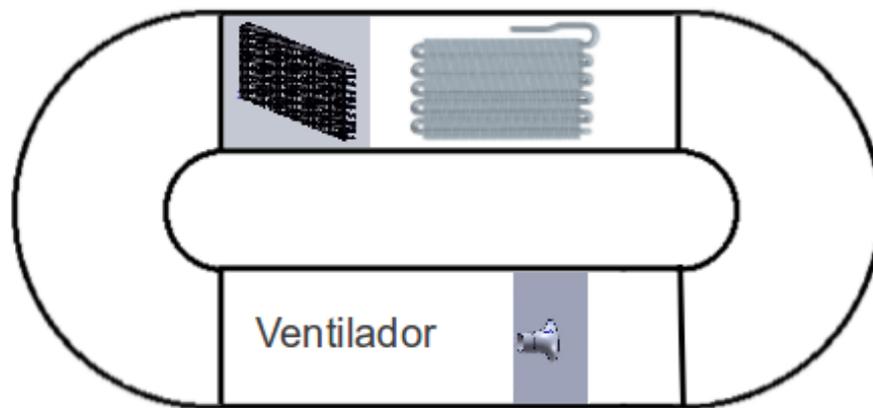


Fig. 2.1.6: Diseño conceptual final

En particular se empleó el software comercial ANSYS FLUENT para llevar a cabo el análisis. A través del estudio computacional del flujo de aire es posible diseñar el dispositivo de tal manera que la velocidad del aire en la zona de prueba resulte lo más uniforme posible. Adicionalmente, el análisis permite determinar la caída de presión estática que sufre el flujo de aire a través del circuito, de tal manera que es posible la selección del ventilador axial que permita impulsar el flujo másico adecuado en el túnel para lograr la velocidad de flujo requerida.

Para contar con el dispositivo adecuado es conveniente realizar un diseño óptimo en términos de las velocidades del flujo en el interior del túnel, la temperatura, la humedad, la turbulencia, la uniformidad de la velocidad y la caída de presión. Realizar una simulación mediante técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional resulta de gran utilidad para el diseño de la geometría, específicamente los radios de curvatura de las superficies inter-

nas del túnel. Otros aspectos relevantes que pueden definirse con detalle mediante la simulación incluyen la determinación del tamaño y tipo de ventilador que moverá el aire. Adicionalmente, la simulación computacional permite definir la colocación de los distintos dispositivos en el interior del túnel de viento, entre ellos una resistencia eléctrica calefactora, el humidificador, el evaporador, los sistemas de medición de velocidad del flujo de aire, incluso la ubicación de la zona de prueba del túnel.

Se probaron diferentes áreas de sección transversal del túnel según la forma y el área de los intercambiadores de calor empleados en refrigeradores comerciales de uso doméstico. Una vez que se definió el área de sección transversal, se emplearon correlaciones para la estimación del crecimiento de la capa límite para evitar que las capas límite afecten de forma importante la zona de prueba y comprometan la evaluación de los intercambiadores de calor. Con el objeto de eliminar las componentes transversales de la velocidad y lograr un flujo unidireccional, se diseñó un rectificador de flujo.

2.1.2. Flujo turbulento

La mayoría de los flujos en ingeniería son turbulentos y requieren especial atención. Los flujos turbulentos se caracterizan por las siguientes propiedades: [11]

- Los flujos turbulentos son altamente inestables. Una gráfica de velocidad como función del tiempo en diferentes puntos del flujo parecería al azar para un observador no familiar con este tipo de flujos.
- Son tridimensionales. la velocidad promedio puede ser una función de sólo 2 coordenadas, pero el campo instantáneo fluctúa rápidamente en las 3 dimensiones.
- Contienen una gran cantidad de vorticidad.
- La turbulencia aumenta la tasa a la cual las cantidades conservativas se mezclan. Se mezclan a través de un proceso en el que parcelas de fluido con diferentes concentraciones de al menos una de las propiedades conservativas se ponen en contacto. Esta mezcla se acompaña de difusión. Sin embargo este proceso se llama difusión turbulenta.
- Los flujos turbulentos fluctúan en un rango amplio de escalas de magnitud. Haciendo que la simulación numérica directa sea muy difícil.

2.2. Modelo turbulento k-Epsilon

Debido a que el flujo en el túnel de viento es turbulento se utilizó el modelo k-Epsilon que ha sido utilizado ampliamente en la industria. El

modelo k-Epsilon pertenece a una clase de modelos turbulentos llamados RANS (Reynolds Average Navier Stokes) los cuales promedian todas las inestabilidades en el flujo. El promediar permite que el aspecto no lineal de las ecuaciones de lugar a términos que deben ser modelados [11].

En un flujo estadísticamente estable, cada variable puede escribirse como la suma de un valor promediado con el tiempo y una fluctuación sobre ese valor:

$$\phi(x_i, t) = \bar{\phi}(x_i, t) + \phi'(x_i, t), \quad (2.2)$$

donde

$$\bar{\phi}(x_i) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \phi(x_i, t) dt \quad (2.3)$$

Cuando $T \rightarrow \infty$, esto es, que el intervalo de tiempo es grande comparado con la escala típica de las fluctuaciones; ϕ no depende del tiempo en el que se comenzó el promedio. Además si el flujo es inestable, no es posible utilizar el promedio temporal, éste se reemplaza por el valor promedio colectivo.

$$\bar{\phi}(x_i, t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_n^N \phi(x_i, t) = \phi(x_i, t) \quad (2.4)$$

donde N es el número de miembros del colectivo y debe ser suficientemente grande para eliminar los efectos de las fluctuaciones. Este tipo de promedio puede aplicarse a cualquier flujo. Se usa el término *Reynolds averaging* para referirse a cualquiera de estos promedios por lo que aplicado a las ecuaciones de Navier-Stokes se obtienen las ecuaciones *Reynolds-Averaged Navier-Stokes* (RANS) [11].

De la ecuación 2.2 se obtiene que $\overline{\phi'} = 0$. Por lo que el promediar cualquier termino lineal en las ecuaciones de conservación simplemente se obtiene el mismo término para la cantidad promedio. De un término cuadrático no lineal se obtienen dos términos, el producto del promedio y una covarianza:

$$\overline{u_i \phi} = \overline{(\bar{u}_i + u'_i)(\bar{\phi} + \phi')} = \bar{u}_i \bar{\phi} + \overline{u'_i \phi'} \quad (2.5)$$

Por lo anterior, las ecuaciones de conservación para flujos turbulentos contienen términos de la forma $\overline{\rho u'_i u'_j}$ llamados esfuerzos de Reynolds, y $\overline{\rho u'_i \phi'}$ conocido como el flujo turbulento escalar.

Las ecuaciones promedio de continuidad y momentum para flujo incompresible sin fuerzas de cuerpo y coordenadas cartesianas se escriben de la siguiente manera:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{\rho u'_i u'_j}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.7)$$

donde $\bar{\tau}_{ij}$ son la media de cada uno de los componentes del tensor de esfuerzos viscosos:

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.8)$$

La ecuación de la media de una cantidad escalar puede escribirse como:

$$\frac{\partial(\rho \bar{\phi})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \bar{\phi} + \overline{\rho u'_j \phi'}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial x_j} \right) \quad (2.9)$$

La presencia de esfuerzos de Reynolds y flujo turbulento escalar en las ecuaciones de conservación significa que las últimas no son cerradas, esto es que contienen más variables que ecuaciones, por lo que se requiere el uso de modelos turbulentos, esto es, aproximaciones que toman la forma de cantidades medias de flujos escalares turbulentos y del tensor de esfuerzos de Reynolds.

Dado que para cerrar las ecuaciones se debe introducir un modelo turbulento o aproximación. En los modelos más simples lo primero que se hace es notar que tanto la disipación de la energía como el transporte de masa, momentum y energía en flujos laminares están gobernados por la viscosidad, por eso es natural que el efecto de la turbulencia se puede representar como un incremento de la viscosidad. Esto lleva al modelo llamado *eddy-viscosity* para los esfuerzos de Reynolds:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (2.10)$$

y al modelo de *eddy-diffusion* para una cantidad escalar:

$$-\overline{\rho u'_j \phi'} = \Gamma_t \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial x_j} \quad (2.11)$$

En la ecuación (2.9), k se refiere a la energía cinética turbulenta:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} = \frac{1}{2} (\overline{u'_x u'_x} + \overline{u'_y u'_y} + \overline{u'_z u'_z}) \quad (2.12)$$

A pesar de que la hipótesis *eddy-viscosity* no es correcta en detalle, es fácil de implementar y con cuidado en su aplicación, se pueden obtener buenos resultados para muchos flujos. En el caso más simple la turbulencia se caracteriza por 2 parámetros: su energía cinética, k , y una escala de longitud L . De un análisis dimensional se demuestra que:

$$\mu_t = C_\mu \rho q L \quad (2.13)$$

La ecuación completa para la energía cinética turbulenta es la siguiente:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\rho}{2} \overline{u'_j u'_i u'_i} + \overline{p' u'_j} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \quad (2.14)$$

Como se mencionó anteriormente, otra ecuación es necesaria para determinar la escala de longitud de la turbulencia. La elección no es obvia y un número de ecuaciones han sido usadas para este propósito. Lo más común se basa en la observación de que la disipación es necesaria en la ecuación de la energía y en los flujos turbulentos en equilibrio, donde las tasas de producción y destrucción de turbulencia se encuentran en casi balance. La disipación, épsilon ϵ , k y L se relacionan por:

$$\epsilon = \frac{k^{3/2}}{L} \quad (2.15)$$

La forma de la ecuación para la disipación más comúnmente utilizada es la siguiente:

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \epsilon)}{\partial x_j} = C_{\epsilon 1} P_k \frac{\epsilon}{k} - \rho C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) \quad (2.16)$$

En este modelo, la viscosidad turbulenta se expresa como:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.17)$$

El modelo basado en las ecuaciones 2.13 y 2.15 se llama k-epsilon. El modelo contiene 5 parámetros cuyos valores más comúnmente usados son:

$$C_\mu = 0.09; \quad C_{\epsilon 1} = 1.44; \quad C_{\epsilon 2} = 1.92; \quad \sigma_k = 1.0; \quad \sigma_\epsilon = 1.3. \quad (2.18)$$

Debido a las escalas de variación asociadas a los modelos turbulentos son mucho más pequeñas que las de las ecuaciones laminares es necesario tomar en cuenta este incremento en la rigidez de los modelos turbulentos mediante un método de solución adecuado.

El método de solución debe de tratar por separado las ecuaciones del flujo promedio y las de turbulencia. Acoplado estas ecuaciones se hace difícil que la solución encuentre convergencia. Por esto se hace necesario usar relajación en el método iterativo para estas cantidades.

2.3. Funciones de pared para flujos turbulentos

En flujos turbulentos las paredes juegan un papel importante, dado que son la principal fuente de vorticidad y turbulencia, además de que cerca de la pared ocurren los mayores gradientes, también el momentum y otros trasportes escalares ocurren con mayor intensidad.

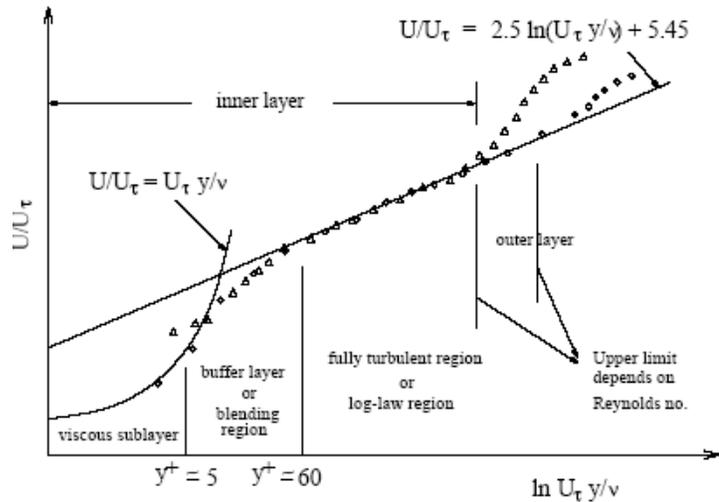


Fig. 2.3.1: Subdivisiones de la región cerca de la pared

Diversos experimentos han demostrado que la región cerca de la pared puede dividirse en tres capas (Fig. 2.5.1). En la capa más interna llamada *subcapa viscosa*, el flujo es casi laminar, y la viscosidad molecular juega un papel fundamental en la transferencia de calor, masa y momentum. En la capa más exterior, la turbulencia es más importante por lo que a esta capa se le denomina *capa completamente turbulenta* y la región entre estas dos capas donde los efectos de la viscosidad molecular y la turbulencia son igualmente importantes.

Existen dos formas de modelar la región cerca de la pared. En la primera se utilizan fórmulas semi empíricas llamadas *funciones de pared* esto para evitar resolver la región interna afectada por la viscosidad y así proporcionar un puente entre la región completamente turbulenta y la pared así se evita modificar los modelos turbulentos para tomar en cuenta la pared.

La otra forma de modelar la región cerca de la pared, es modificar el modelo turbulento en sí para resolver con una malla la región afectada por la viscosidad hasta la pared, incluyendo la subcapa viscosa. A esta forma se le denomina *modelado cerca de la pared* (Fig. 2.5.2).

A altos números de Reynolds, la subcapa viscosa de la capa límite turbulenta es tan delgada que se hace difícil usar suficientes puntos de la malla para resolverla. Este problema puede evitarse usando funciones de pared, las cuales confían en la existencia de una región logarítmica en el perfil de velocidad; el cual viene dado por la siguiente ecuación:

$$u^+ = \frac{\bar{v}_t}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln [n^+ + B] \quad (2.19)$$

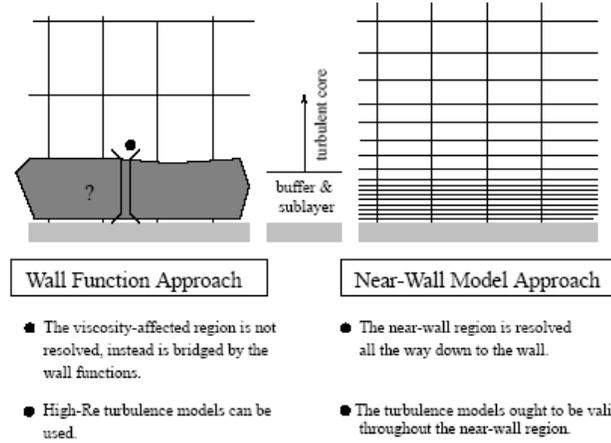


Fig. 2.3.2: La figura muestra las dos formas de resolver la región cerca de la pared

donde \bar{v}_t es la velocidad media paralela a la pared u_τ es la velocidad cortante dada por $u_\tau = \sqrt{|\tau_w|/\rho}$, siendo τ el esfuerzo cortante en la pared, κ es la constante de von Karman, B es una constante empírica relacionada al grosor de la subcapa viscosa y n^+ es la distancia adimensional desde la pared:

$$n^+ = \frac{\rho u_\tau n}{\mu} \quad (2.20)$$

Las funciones de pared estándar en ANSYS FLUENT se basan en el trabajo de Launder y Spalding [12], y han sido aplicadas ampliamente en la industria.

Momentum

La llamada *Ley de Pared* (The law-of-the-wall) para la velocidad media establece que:

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) \quad (2.21)$$

donde

$$U^* \equiv \frac{U_P C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (2.22)$$

es la velocidad adimensional, y

$$y^* \equiv \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} y_P}{\mu} \quad (2.23)$$

es la distancia adimensional desde la pared.

En las ecuaciones anteriores, κ es la constante de von Kármán, típicamente $k = 0.4187$, E es una constante empírica, donde usualmente $E = 9.793$, U_P es la velocidad media del fluido al nodo más cercano P , k_P es la Energía cinética turbulenta al nodo más cercano P , y_P es la distancia del punto P a la pared, μ es la viscosidad dinámica del fluido.

La ley logarítmica para la velocidad media es válida para $30 < n^* < 300$. ANSYS FLUENT aplica esta ley cuando $n^* > 11.225$; n^* y n^+ son aproximadamente iguales para capas límites turbulentas en equilibrio.

2.4. Sistema de medición

Se requiere realizar mediciones de todos los parámetros involucrados en la transferencia de calor entre el evaporador y los alrededores así como en la formación de escarcha:

- Presión del aire
- Velocidad del aire
- Humedad relativa del aire
- Temperatura del aire alrededor del intercambiador
- Temperatura de la superficie de la escarcha
- Temperatura de superficie del intercambiador de calor

El instrumento a utilizar para la de medición de la caída de presión debe tener la capacidad de medir presión diferencial, además de tener una resolución tal que permita su medición de manera continua con una precisión de algunos Pascales, ya que el rango de operación va de 0 Pa hasta alrededor de 300 Pa que corresponde a la caída de presión a la velocidad máxima de operación.

Se utilizará una tobera calibrada standard ASME, en el estándar no se mencionan las tolerancias de manufactura, las cuales pueden ser estándar para esta aplicación, se menciona que la tobera debe estar completamente limpia, puede manufacturarse de cualquier material siempre y cuando no cambie de forma y debe ser resistente a la corrosión.

Los tres instrumentos utilizados para la medición de temperatura deben ser de alta precisión, ya que este parámetro es muy importante para obtener indirectamente la transferencia de calor, además de la eficiencia global del intercambiador.

El instrumento para medir la temperatura sobre la superficie de la escarcha debe ser óptico debido al crecimiento de la escarcha y a la baja resistencia mecánica de ésta, sobre todo en las primeras etapas de crecimiento. Además debe tener capacidad de realizar mediciones precisas en un ambiente cercano al 100 % de humedad relativa.

El instrumento para medir la temperatura sobre la superficie del intercambiador de calor debe ser resistente al agua y realizar mediciones precisas aún en contacto con la pared del aluminio del evaporador de prueba.

Se requiere un sistema de adquisición de datos que registre y almacene continuamente los datos obtenidos por los instrumentos de medición.

2.5. Sistema de control

Debido a la gran cantidad de tareas a realizar con precisión, se requiere de un sistema de automatización y control. Para el sistema de automatización se necesitan actuadores, dispositivo capaz de transformar energía hidráulica, neumática o eléctrica en la activación de un procedimiento, esto con la finalidad de generar un efecto sobre un proceso automatizado. Existen varios tipos pero los actuadores propuestos para su aplicación en este calorímetro son:

- Motor eléctrico. Se utilizará para mover las aspas del ventilador
- Resistencias eléctricas. Se utilizarán para calentar el aire en el conducto y el agua del humidificador
- Bomba y compresor del sistema de enfriamiento del evaporador de pruebas. Se utilizarán con la finalidad de mantener constante la transferencia de calor en el evaporador
- Compresor del sistema de enfriamiento del aire. Se empleará con la finalidad de mantener constante la temperatura del aire

Se utilizará un solo sistema controlador robusto para controlar las resistencias, motor eléctrico del ventilador y compresor del sistema de enfriamiento del aire. Dado que el sistema de enfriamiento del evaporador de pruebas se pretende sea un recirculador térmico, y éstos normalmente cuentan con su propio controlador, se propone tener dos sistemas de control independientes.

2.6. Análisis de transferencia de calor del túnel de viento

La formación de escarcha en el intercambiador de calor es inevitable en vista de que la humedad presente en el medio ambiente se condensa en la superficie fría. Posteriormente, la humedad condensada se congela y se genera una capa de escarcha que aumenta de espesor disminuyendo la capacidad del intercambiador para transferir calor. Esto produce un aumento en la energía necesaria para mantener el proceso de refrigeración. El artefacto que se empleará para evaluar los prototipos de intercambiadores de calor debe ser capaz de operar con temperatura y humedad relativa del aire controlada.

El análisis de transferencia de calor se realiza por el método de las resistencias térmicas. Este método permite cálculos de flujo de calor en las paredes compuestas de lámina galvanizada tanto en la superficie interior como en la exterior.

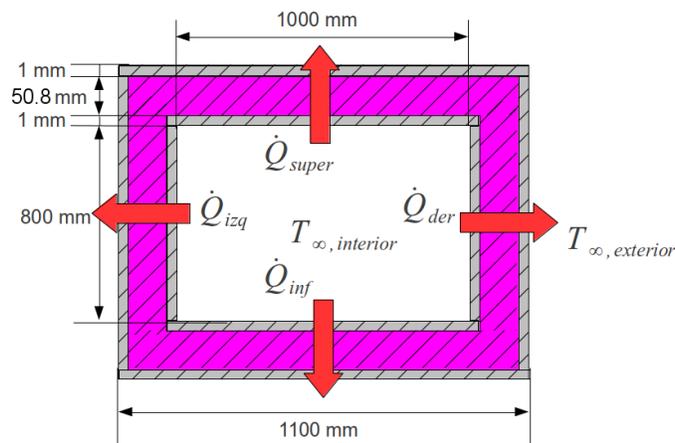


Fig. 2.6.1: Modelo de conducto para análisis por resistencias térmicas

El método de análisis por resistencias térmicas se aplicó a cada una de las cuatro paredes rectangulares que componen el túnel de viento, y a partir del conocimiento de las resistencias se obtuvo el flujo de calor.

A continuación se muestra el modelo de cálculo por resistencias y los resultados obtenidos para cada una de las cuatro paredes.

Dado que cada una de las cuatro paredes del conducto tiene diferentes áreas, en la figura 2.8.3 se muestra un modelo de conducto con el tamaño de las áreas tomadas en consideración para el cálculo por resistencias térmicas.

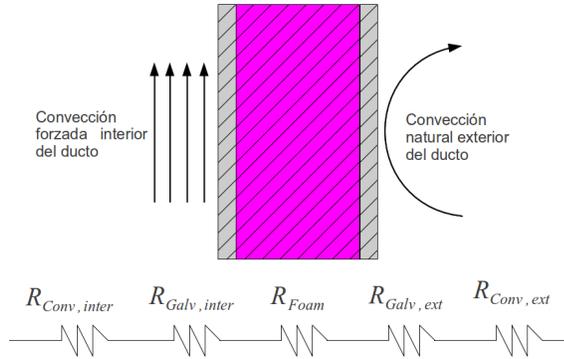


Fig. 2.6.2: Método de resistencias térmicas

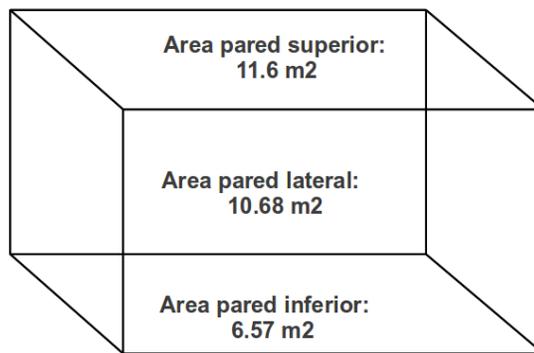


Fig. 2.6.3: Tamaños de pared para el modelo de transferencia de calor

Además, para el cálculo se toma en cuenta una temperatura de aire dentro del conducto de cero grados centígrados y para el aire exterior de 30. Todas las propiedades del aire se obtuvieron de acuerdo a estas temperaturas.

El coeficiente de transferencia de calor por convección natural en la pared lateral exterior del conducto se obtuvo de la correlación empírica 2.23 suponiendo una diferencia de temperatura de 5 grados centígrados entre la superficie exterior del conducto y el ambiente.

$$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.67 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (2.24)$$

$$\overline{h}_L = \frac{k}{L} \overline{Nu}_L$$

$$\overline{h}_L = 2.21 \frac{W}{m^2 K}$$

Los coeficientes de transferencia de calor por convección para las paredes inferior y superior respectivamente se obtuvieron usando las correlaciones empíricas 2.24 y 2.25

$$\overline{Nu}_L = 0.15(Ra)^{1/3} \quad (2.25)$$

$$\overline{Nu}_L = 0.15(3.15 \times 10^7)^{1/3}$$

$$\overline{Nu}_L = 0.27(Ra)^{1/4} \quad (2.26)$$

$$\overline{Nu}_L = 0.27(3.15 \times 10^7)^{1/4}$$

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada en el interior del túnel se utilizó la correlación de Dittus-Boelter.

$$Nu_D = 0.023Re^{4/5}Pr^{0.4} \quad (2.27)$$

$$Nu_D = 0.023(131771)^{4/5}(0.71)^{0.4}$$

$$Nu_D = 250$$

2.7. Diseño de los bancos de soporte del calorímetro

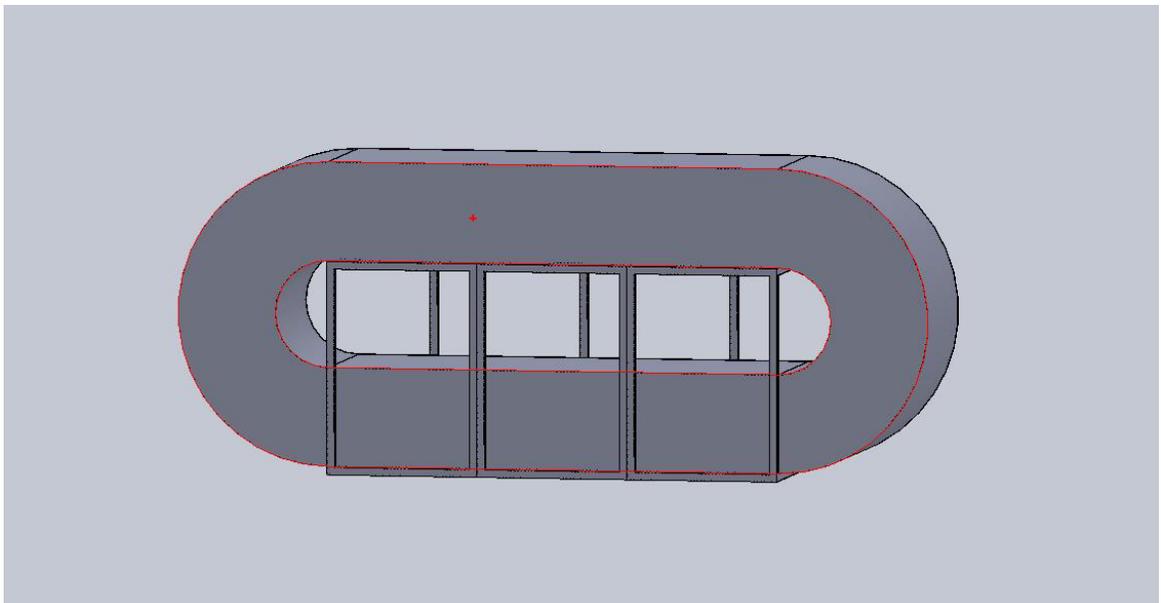


Fig. 2.7.1: Bancada de soporte calorímetro

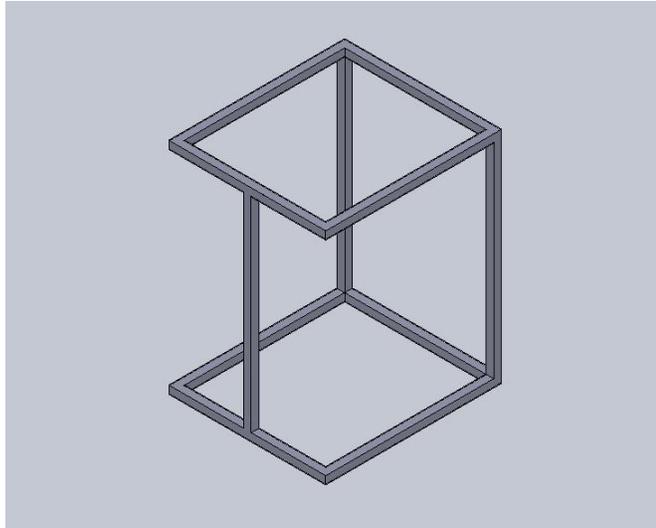


Fig. 2.7.2: Propuesta de soporte estructural del calorímetro

Debido al peso propio de los componentes del calorímetro se hace indispensable el diseño de soportes para montar el túnel de viento, y que éstos sean prácticos y fáciles de desmontar en caso de que se requiera dar mantenimiento al túnel o retirar algún componente. La primer propuesta de diseño de tres soportes de PTR como se muestra en la Fig. 3.10.1. Esta propuesta facilita el acceso y manipulación del túnel por uno de los laterales al contar, cada uno de los soportes, con un sólo PTR. Además se propone incluir ruedas para el fácil traslado del túnel.

Capítulo 3

Resultados y discusión

Se propone una geometría básica del túnel y se lleva a cabo la simulación computacional del flujo de aire en el interior del mismo. El análisis se realizó considerando un flujo bidimensional de aire incompresible y con propiedades constantes. Se simularon los siguientes componentes:

- Rectificador de flujo de aire.
- Intercambiador de calor.
- Deflectores de aire.
- Tobera.

Las características del flujo de aire cerca de la zona del ventilador axial son muy complejas y no es de interés específico el análisis de esa zona. Por esta razón, se omite el análisis del flujo de aire en esta zona. Finalmente, lo importante es conocer el comportamiento del flujo de aire en la zona de prueba y las características que tiene el flujo en la zona previa a ésta.

Dado que se conoce la geometría básica del túnel y se quiere obtener la caída de presión que se produce debido a todos los componentes, se optó por la simulación del túnel en CFD mediante el software comercial ANSYS FLUENT 12.1. El diseño del calorímetro se basa en los resultados de la simulación computacional del flujo de aire. Se inició probando un diseño parecido a las geometrías típicas reportadas para aplicaciones semejantes.

3.1. Tamaño de malla y condiciones de frontera para el análisis del flujo en el túnel

Dada la naturaleza iterativa del diseño, se estima que la geometría puede simplificarse a una en dos dimensiones y así probar diferentes diseños de

forma práctica. El tamaño adecuado de malla se obtiene de la distancia adimensional recomendada para colocar el primer nodo de la malla, en el modelo turbulento K-epsilon y según se explicó en secciones anteriores. Se opta por un mallado estructurado rectangular uniforme en la mayoría del dominio; excepto alrededor de los cilindros que simulan los tubos del intercambiador de calor bajo estudio, donde el mallado es triangular.

La condición de frontera en la entrada es de velocidad constante a 2 m/s. La intensidad de la turbulencia de 5% y diámetro hidráulico de 0.8888 m. Para la salida se tiene presión manométrica 0 Pa, así como intensidad de turbulencia de 5% en caso de *flujo invertido* (back-flow) y diámetro hidráulico de 0.8888 m.

3.2. Simulación computacional del primer diseño

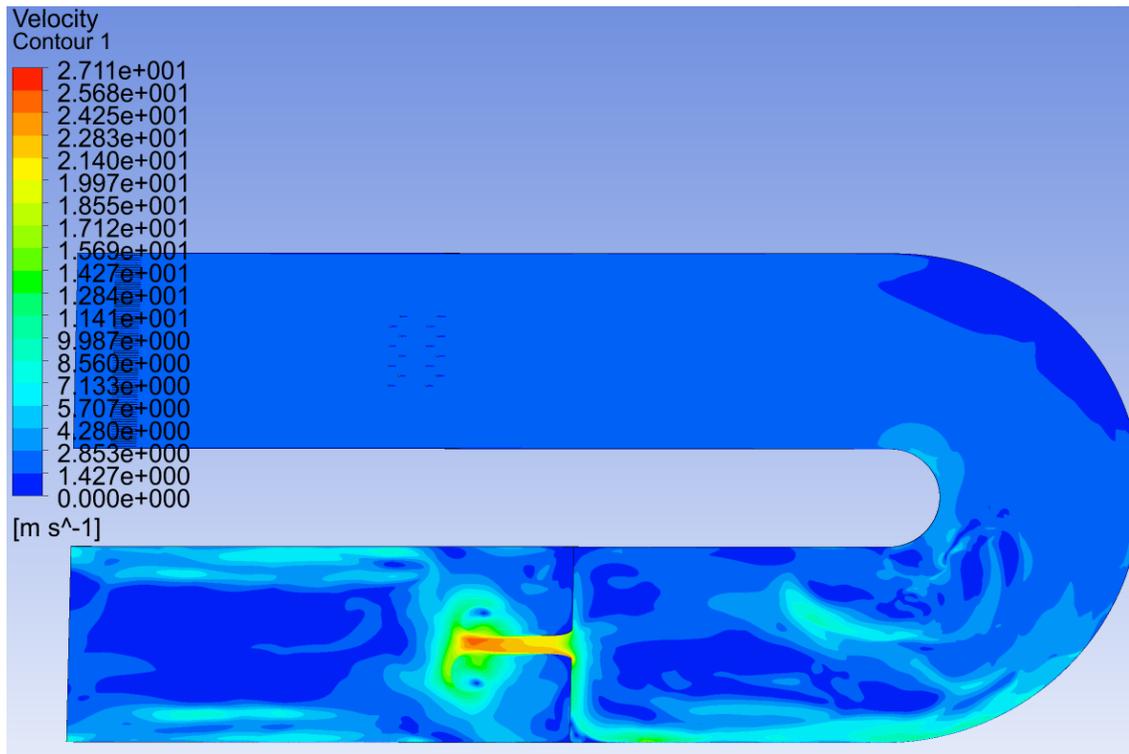


Fig. 3.2.1: Contornos de velocidad

De las figuras 3.2.1 y 3.2.3 se observa que el flujo a la salida de la tobera es asimétrico, se obtienen mayores velocidades en la parte inferior. Además, alrededor del semicírculo interior se aprecia una zona de desprendimiento de la capa límite que provoca mayores velocidades en el semicírculo exterior. Para evitar que el desprendimiento de la capa límite afecte todo el

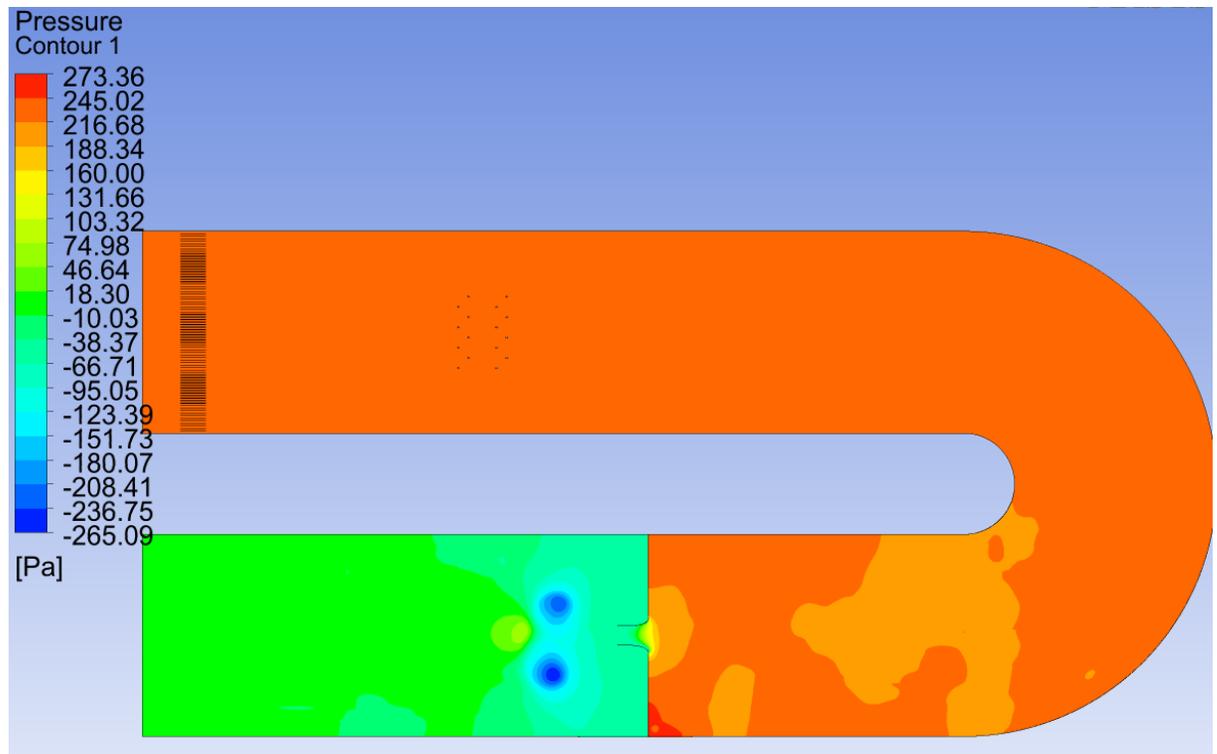


Fig. 3.2.2: Contornos de presión

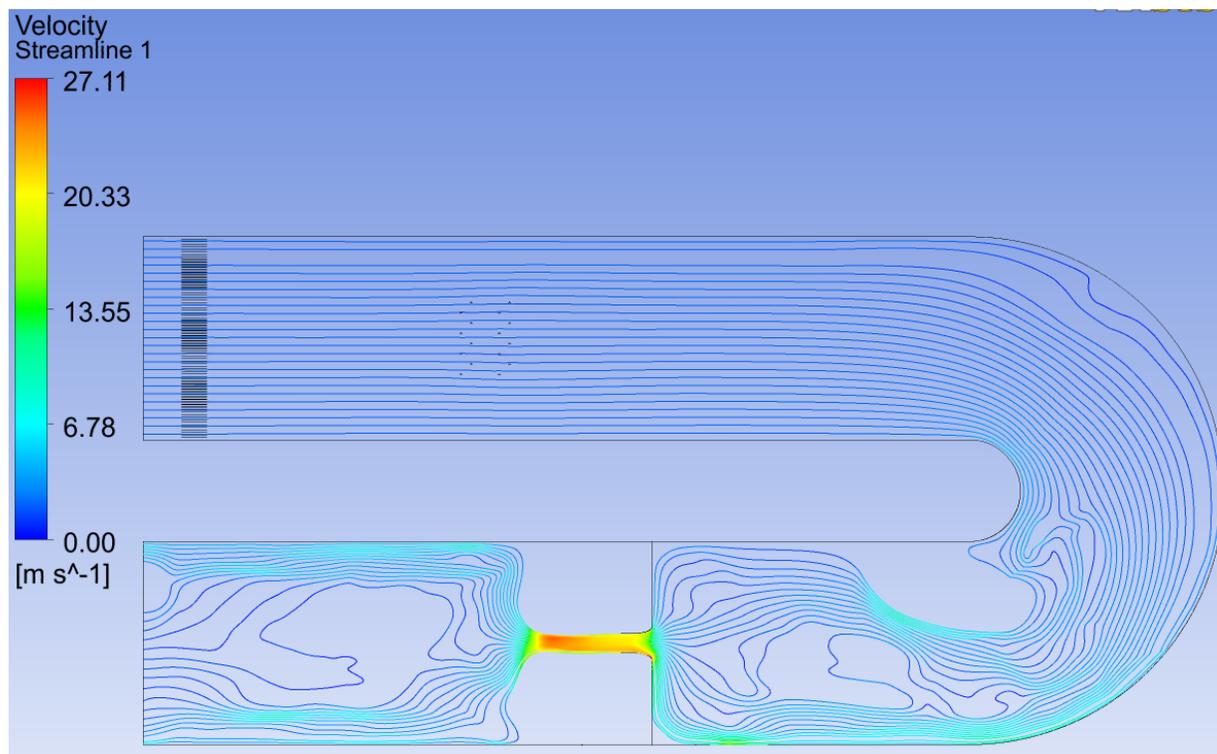


Fig. 3.2.3: Líneas de corriente

flujo se propone, a través de un proceso iterativo de diseño, acomodar deflectores de aire en la zona del semicírculo, de tal manera que promuevan un flujo uniforme con la menor cantidad posible de recirculación.

3.3. Simulación computacional del diseño final

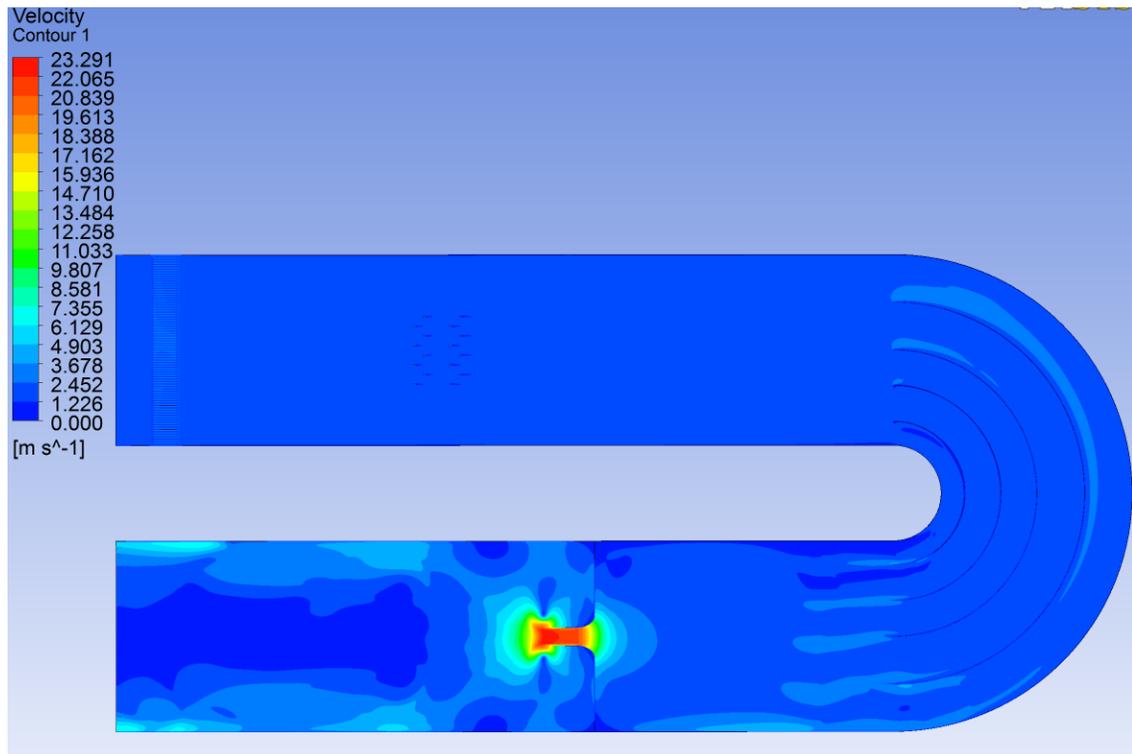


Fig. 3.3.1: Contornos de velocidad configuración final

Las figuras 3.3.1 y 3.3.2 muestran una configuración que ofrece un flujo uniforme tanto en la tobera como en la zona del semicírculo evitando el desprendimiento de la capa límite.

3.4. Selección del ventilador

Se seleccionó un ventilador tal que para la caída de presión dada por la simulación computacional, tuviera la capacidad de mantener un flujo másico cuya velocidad promedio fuera alrededor de 2 m/s.

Las figuras 3.4.1 y 3.4.2 muestran las especificaciones técnicas de diversos equipos dadas por el proveedor, así como la curva de operación del modelo seleccionado a diferentes ángulos de ataque de aspa. Se seleccionó el ángulo

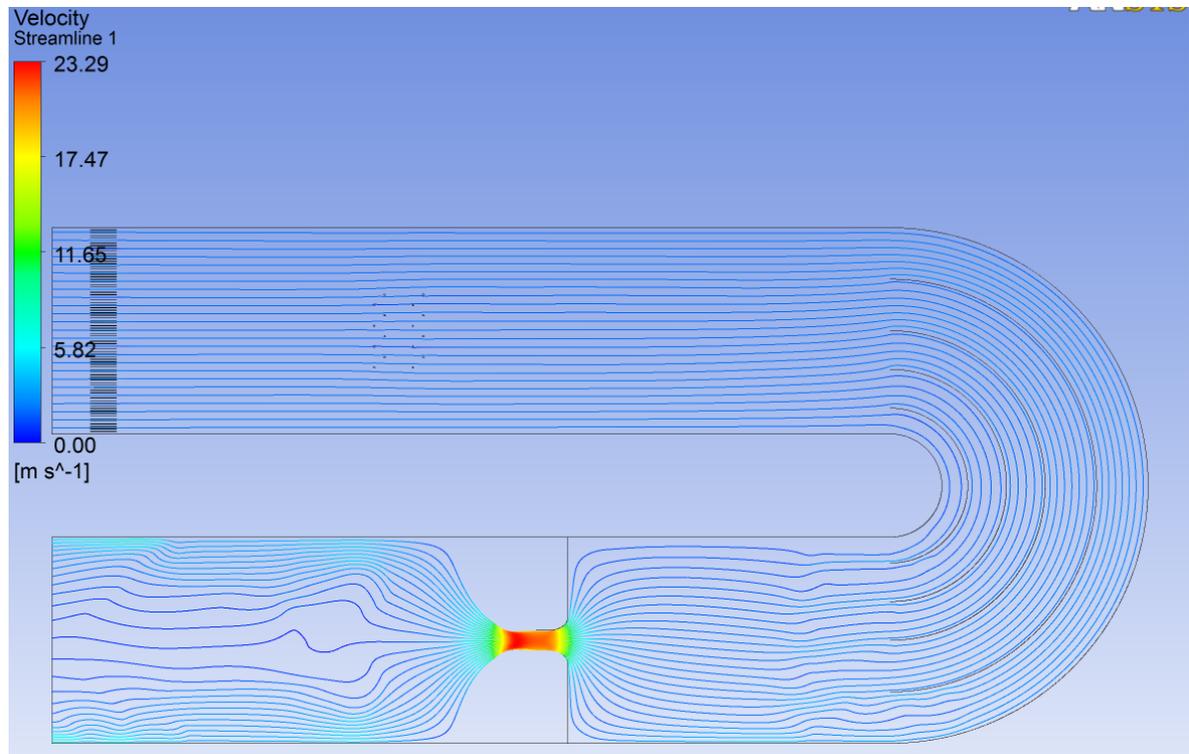


Fig. 3.3.2: Líneas de corriente configuración final

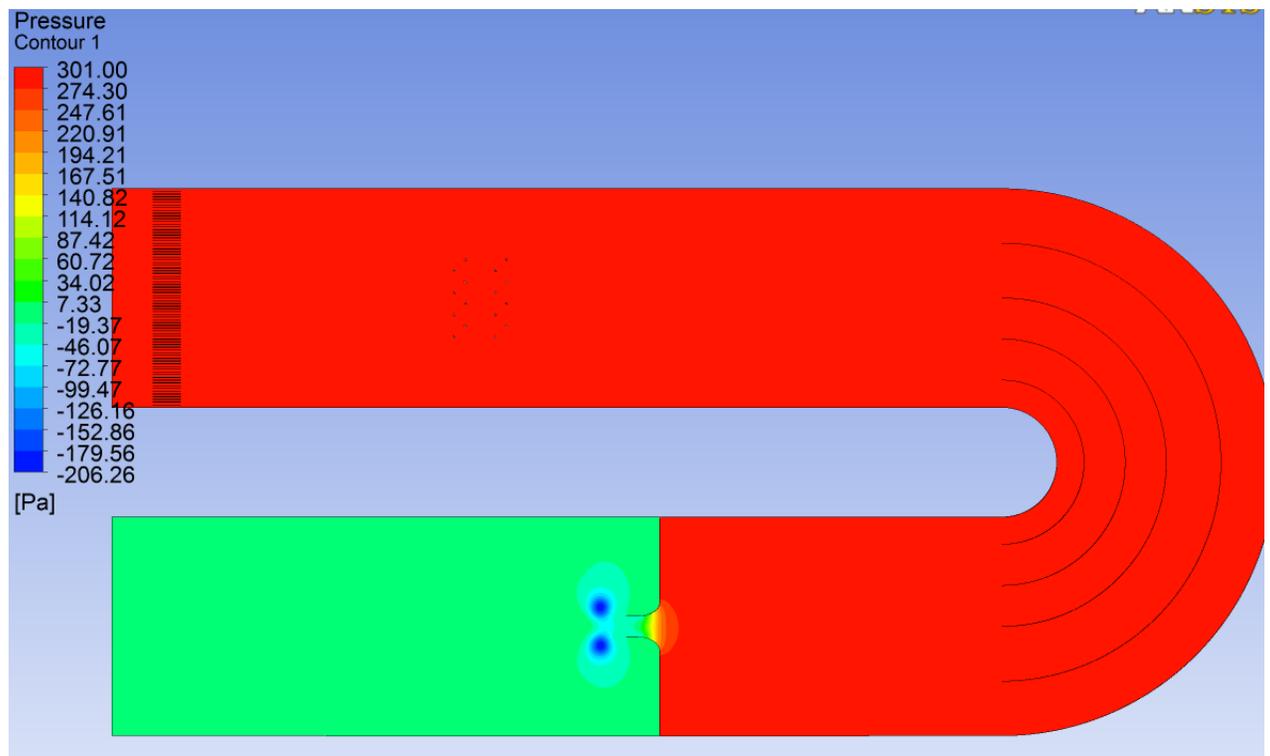


Fig. 3.3.3: Contornos de presión configuración final

Especificaciones Técnicas									
Modelo	Caudal Descarga Libre		Amperaje (A) 60 Hz. 3 Fases		Potencia (HP)	RPM Ventilador	Nivel Sonoro db (A)*	Peso Aproximado	
	CFM	M ³ /HR	220V	440V				Lb.	Kg.
XTA-30/20°	7,800	13,252	4.0	2.0	1	1300	67	122	55
XTA-30/25°	10,100	17,160	5.2	2.6	1.5	1300	72	132	60
XTA-30/30°	12,400	21,068	6.6	3.3	2	1300	76	138	63
XTA-30/32.5°	13,700	23,276	9.8	4.9	3	1300	79	161	73
XTA-30/35°	15,000	24,485	9.8	4.9	3	1300	81	161	73
XTA-30/37.5°	16,100	27,354	15	7.5	5	1300	82	176	80
XTA-30/40°	17,200	29,223	15	7.5	5	1300	83	176	80
XTA-30/45°	19,400	32,961	15	7.5	5	1300	86	176	80
XTA-42/30°	21,000	35,679	15	7.5	5	1100	76	250	113
XTA-42/32.5°	23,900	40,606	15	7.5	5	1100	79	250	113
XTA-42/35°	26,800	45,533	15	7.5	5	1100	81	250	113
XTA-42/37.5°	29,100	49,441	23	11.5	7.5	1100	83	280	127
XTA-42/40°	31,400	53,349	23	11.5	7.5	1100	85	280	127

Fig. 3.4.1: Especificaciones técnicas ventilador

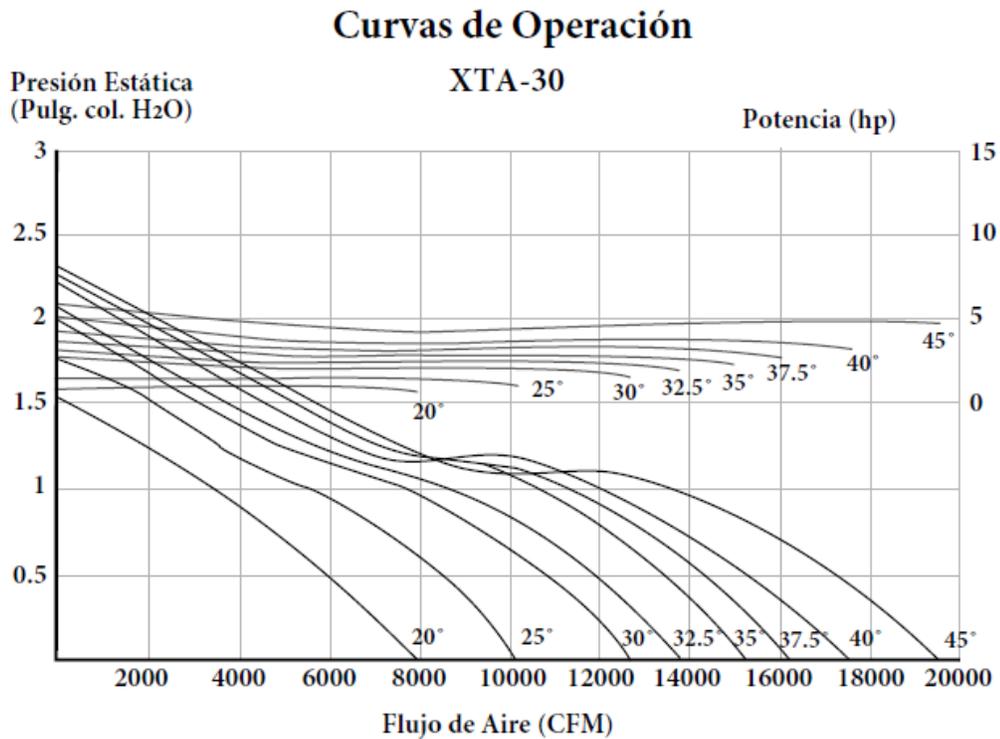


Fig. 3.4.2: curvas operación ventilador

de ataque de 40 grados, ya que provee un flujo volumétrico aproximado de 3390 cfm equivalentes a una velocidad promedio de 2 m/s a una presión de 423 Pa (1.7 in H₂O).

3.5. Transferencia de calor

En esta sección se presentan los resultados del cálculo de la transferencia de calor a través de los conductos del calorímetro. Se utilizaron los coeficientes de transferencia de calor obtenidos a través de las correlaciones experimentales para el cálculo de los números de Nusselt que se presentaron en la sección 2.4. La ecuación 3.1 describe matemáticamente al análisis de transferencias de calor por resistencias térmicas efectuado para una sola pared del conducto.

$$q_{pared} = \frac{T_{\infty,ext} - T_{\infty,int}}{\frac{1}{h_{Conv,int}A} + \frac{L}{k_{Galv,int}A} + \frac{L}{k_{Foam}A} + \frac{L}{k_{Galv,ext}A} + \frac{1}{h_{Conv,ext}A}} \quad (3.1)$$

Para la pared superior la transferencia de calor se calcula como:

$$q_{pared,sup} = \frac{30 - 0}{\frac{1}{(6.8)(11.6)} + \frac{0.001}{(60.5)(11.6)} + \frac{0.0508}{(0.026)(11.6)} + \frac{0.001}{(60.5)(11.6)} + \frac{1}{(0.535)(11.6)}}$$

$$q_{pared,sup} = 85.56 \text{ W}$$

Para la pared inferior la transferencia de calor se calcula como:

$$q_{pared,inf} = \frac{30 - 0}{\frac{1}{(6.8)(6.57)} + \frac{0.001}{(60.5)(6.57)} + \frac{0.0508}{(0.026)(6.57)} + \frac{0.001}{(60.5)(6.57)} + \frac{1}{(1.255)(6.57)}}$$

$$q_{pared,inf} = 67.85 \text{ W}$$

Para la pared lateral la transferencia de calor se calcula como:

$$q_{pared,lat} = \frac{30 - 0}{\frac{1}{(6.8)(10.69)} + \frac{0.001}{(60.5)(10.69)} + \frac{0.0508}{(0.026)(10.69)} + \frac{0.001}{(60.5)(10.69)} + \frac{1}{(2.21)(10.69)}}$$

$$q_{pared,lat} = 125.15 \text{ W}$$

La transferencia de calor total se calcula a partir de la ecuación 3.2:

$$q_{Tot} = 2(q_{pared,lat}) + q_{pared,inf} + q_{pared,sup} \quad (3.2)$$

$$q_{Tot} = 403.7 \text{ W}$$

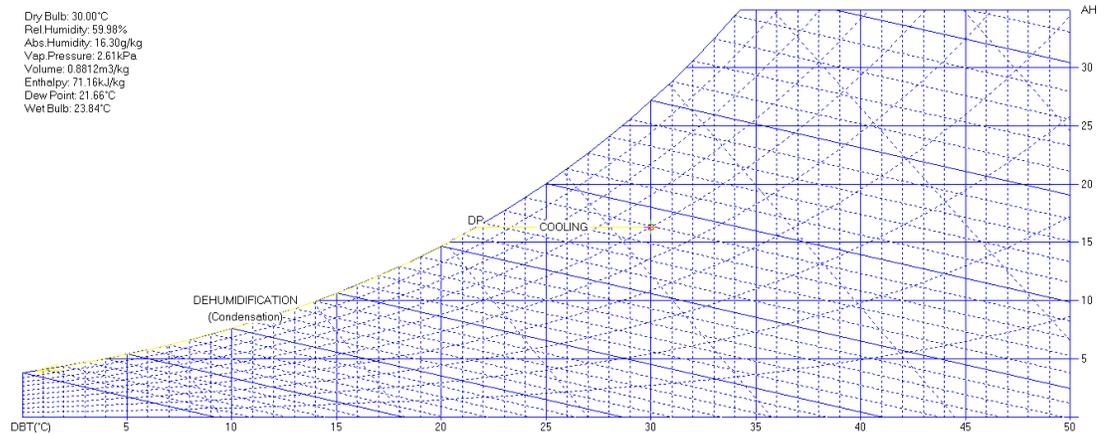


Fig. 3.6.1: Carta psicrométrica del proceso de enfriamiento del aire

3.6. Proceso de enfriamiento con deshumidificación

En la figura 3.6.1 se muestra la carta psicrométrica del proceso de enfriamiento del aire (línea oscura). Se observa que del estado 1 al 2 la humedad específica del aire permanece constante, sin embargo su humedad relativa aumenta, en el estado 2 el aire alcanza su punto de rocío, por lo que el enfriamiento del estado 2 al 3 originará la condensación de la humedad en el aire, siguiendo la línea de 100% humedad relativa hasta que alcanza el estado 3. Se hace notar que se generará una gran cantidad de condensación en el intercambiador utilizado para el enfriamiento de aire por lo que se hace necesario colocar una charola para recolectar el agua.

3.7. Configuración final del calorímetro

En la figura 3.7.1 se muestra la configuración final de los componentes internos del calorímetro.

- A) Deflectores de aire
- B) Rectificador
- C) Intercambiador de calor
- D) Motor
- E) Tobera

En la figura 3.7.2 se muestra la configuración final de los componentes externos del calorímetro.

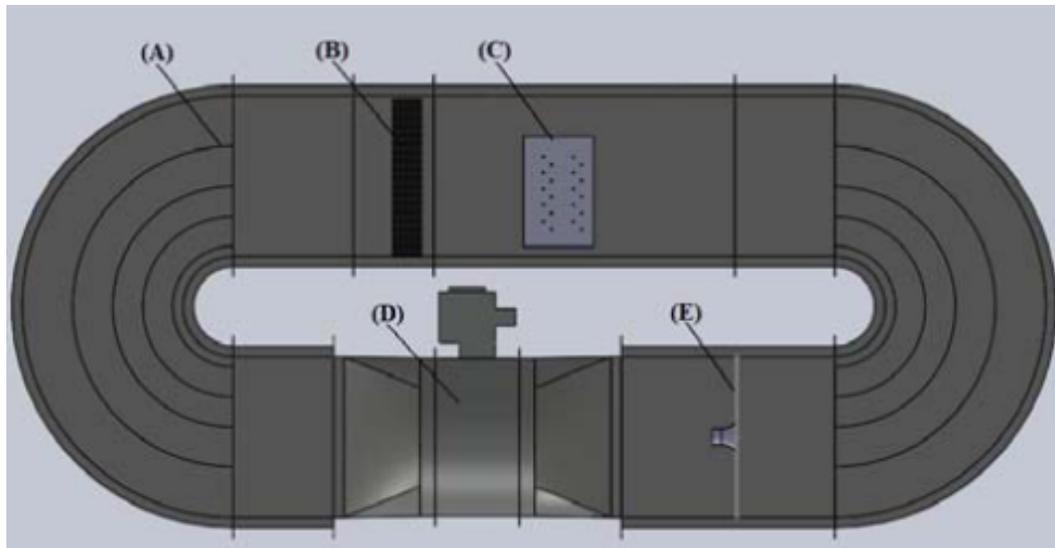


Fig. 3.7.1: Vista en sección del calorímetro



Fig. 3.7.2: Vista exterior calorímetro

3.8. Sistema de medición

Se obtendrán y almacenarán los datos de las variables a medir mediante un sistema de adquisición de datos NI Compact DAQ, como se ilustra en la figura 3.8.1. La configuración del sistema se muestra en la figura 3.8.2.

La velocidad del flujo se obtiene mediante la medición de la caída de presión en una tobera calibrada. El transductor de presión debe medir presiones diferenciales menores a 270 Pa con una resolución pequeña comparada con el rango. El sensor más fino que se pudo obtener cuenta con una precisión



Fig. 3.8.1: National Instruments Compact DAQ

DAQ Inputs:

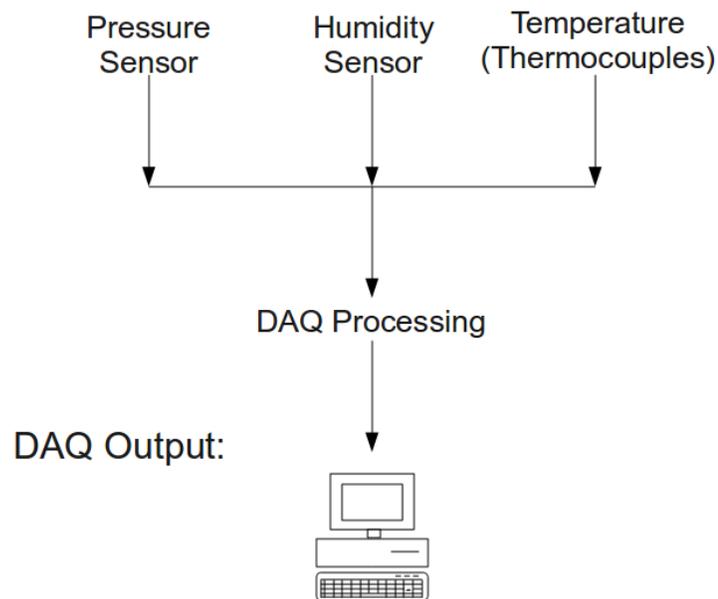


Fig. 3.8.2: Configuración DAQ

de $\pm 0.05\%$ ó ± 1.2 Pa a la presión máxima de operación del sensor de 2.5 kPa. En la figura 3.8.3 se muestra el transductor de presión en cuestión. Para futuras referencias, a continuación se describen las especificaciones técnicas:

- Transductor de presión diferencial bidireccional resistente a la humedad
- Rango de 2.5 Kpa
- Salida de 4-20 mA (ajuste de cero a 12 mA)

- Precisión $\pm 0.05\%$
- Compensación de temperatura para el rango de -18 a 93 C



Fig. 3.8.3: Transductor de presión diferencial

Para la medición de la humedad relativa es necesario un sensor que soporte ambientes extremos de humedad hasta el punto de saturación del aire, en caso de que ocurra condensación en las paredes debe ser resistente al agua, además de la medición del rango completo de humedad relativa. A continuación se detallan sus especificaciones técnicas:

- Elemento sensor de polímero por cambio de resistencia
- Sensor resistente al agua
- Medición de temperatura a través de RTD incorporado
- Precisión de $\pm 2\%$ de la humedad relativa $\pm 0.5\text{ C}$ para la temperatura
- Rango de operación de $0 - 100\%$ de humedad relativa y de -20 a 54 C
- Voltaje de entrada $12-36\text{ VDC}$
- Corriente de salida $4-20\text{ mA}$ en 0 a 900 ohm para $0 - 100\%$ humedad relativa

Uno de los parámetros más importantes en el proceso de formación de escarcha es la medición de la temperatura de superficie del evaporador. Este calorímetro se empleará para llevar a cabo estudios de formación de escarcha, y ésta se presenta con mayor frecuencia en ciertas zonas del evaporador. Entonces se propone colocar hasta 20 termopares aislados Tipo J (Fig. 3.8.5) distribuidos uniformemente y en contacto directo con el evaporador. Es necesario que los termopares se encuentren aislados de la interferencia que pudiera ocasionar la condensación inicial, coalescencia y posterior escarcha, además de la interferencia por contacto con la pared

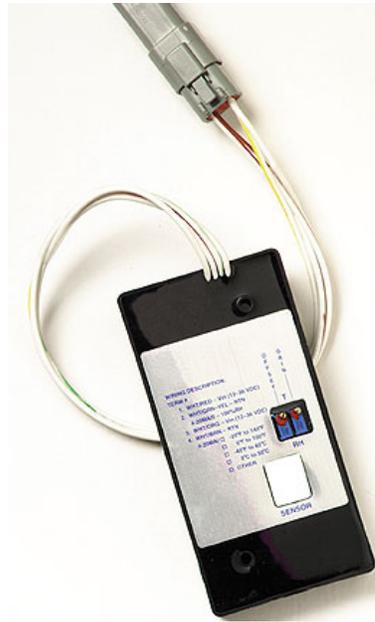


Fig. 3.8.4: Sensor de humedad relativa



Fig. 3.8.5: Termopares aislados

de aluminio del evaporador. La medición cuidadosa de la temperatura del aire alrededor del evaporador es igualmente importante, por lo que en el interior del túnel se propone colocar un RTD de alta precisión montado cerca del evaporador (Fig. 2.11.5).

La temperatura de superficie de la escarcha es necesaria como condición de frontera para los modelos teóricos de predicción del tamaño de la capa de escarcha. Para su medición se utiliza un termómetro infrarrojo para objetivos de alta emisividad (Fig. 2.11.6). Este modelo en particular, contiene una purga del aire a 1.1 pies cúbicos por minuto, que mantiene la

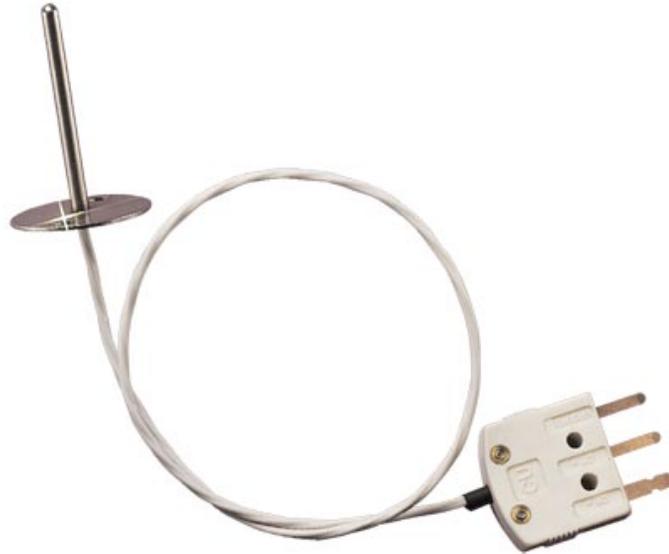


Fig. 3.8.6: RTD de alta precisión



Fig. 3.8.7: Termómetro infrarrojo

lente en óptimas condiciones, aún en ambientes severos. Además, ofrece ópticas de 10:1, que corresponde a una amplitud de campo de 6 grados. El radio mínimo del punto objetivo es de 13 mm, su rango de temperatura de operación va -45 a 1370 C.

3.9. Sistema de control

La velocidad del flujo en el túnel de viento se controla a través de un variador de frecuencia, que proporciona la entrada de voltaje y corriente al motor acoplado al ventilador (Fig.3.9.3). Las especificaciones técnicas son las siguientes:

- Entrada eléctrica de 200-240V / 380-480V

- Salida ajustable desde 0 V hasta la capacidad del motor a controlar
- 480 VAC, 5HP
- 4 entradas programables de control (0-10 V y 4-20 mA)



Fig. 3.9.1: Variador de frecuencia PowerFlex 40 de Allen Bradley

Se hace notar que para obtener una potencia de 5 HP correspondientes a la potencia máxima del motor del ventilador, es necesario que la entrada de voltaje del variador de frecuencia sea de al menos 220 V en trifásico.



Fig. 3.9.2: Controlador rectificador de silicio

Las resistencias térmicas del humidificador así como del calentador de aire se controlan, cada una de ellas, a través de un controlador rectificador de silicio o SCR por sus siglas en inglés, figura 3.9.3. Este tipo de controladores ofrecen dos métodos diferentes de control proporcional, en el primer

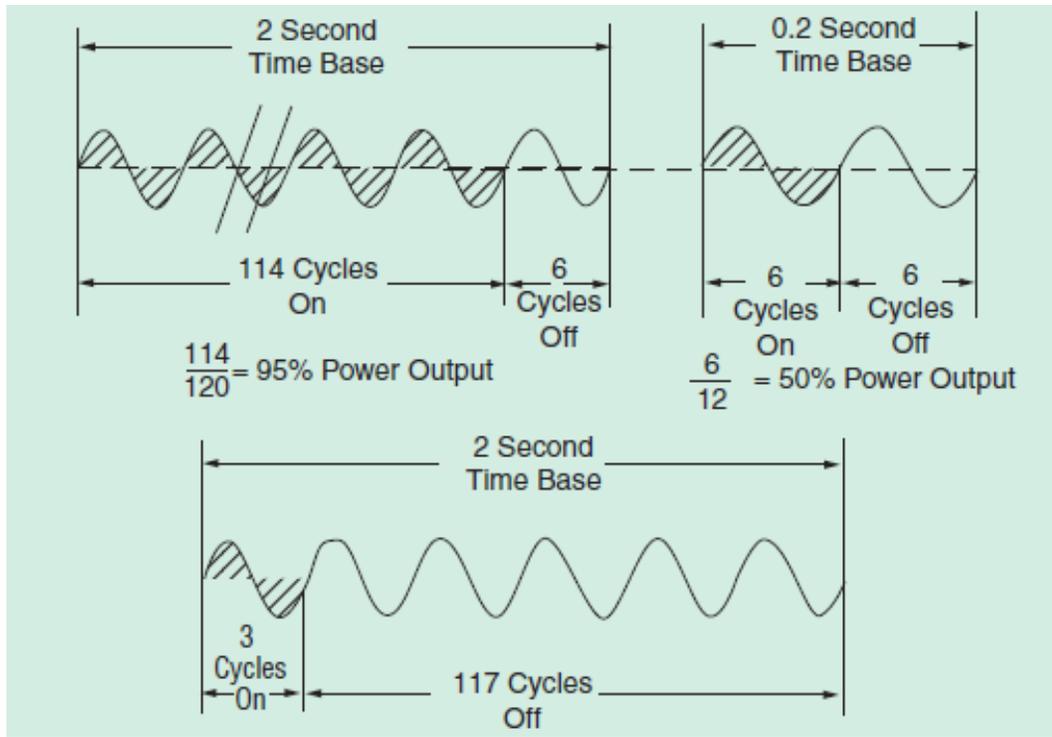


Fig. 3.9.3: Zero voltage switching SCR

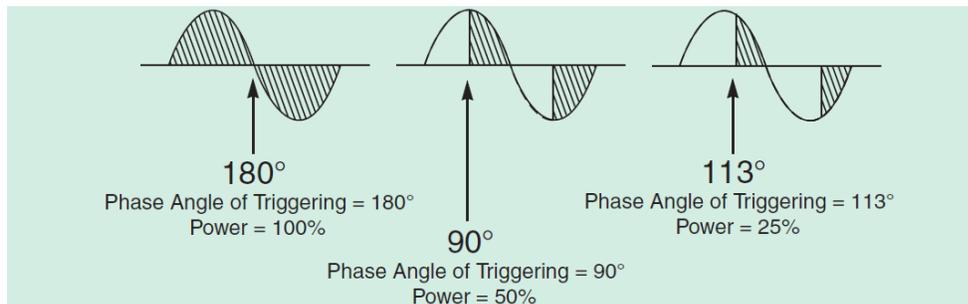


Fig. 3.9.4: Phase-angle fired SCR

caso *Zero-voltage-switching*, la potencia se controla a través del porcentaje de ondas sinusoidales con respecto a la carga. Este tipo de controlador opera desde un mínimo de base de tiempo de 0.2 segundos hasta un máximo de 2 segundos, y desde el 5% al 95% de salida de potencia, figura 3.9.5. En el segundo método *Phase-angle fired* la potencia se controla por medio del punto de encendido de cada medio ciclo de la onda sinusoidal completa, figura 3.9.6. Este tipo de controladores se recomiendan cuando se pretende controlar elementos resistivos de poca masa por ejemplo resistencias de tungsteno, hilos calientes y lámparas de cuarzo, además, generan radiofrecuencia. Se optó por los controladores tipo *Zero-voltage-switching*.

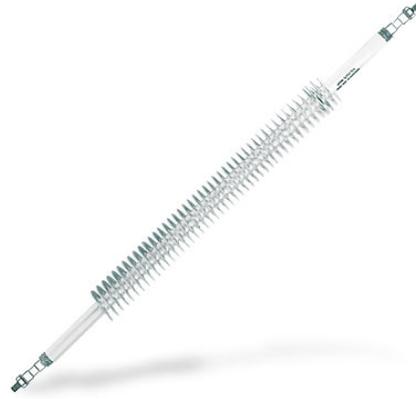


Fig. 3.9.5: Resistencia térmica de tubo y aletas

La resistencia térmica de tubo y aletas para aire se utiliza para realizar el ajuste fino de temperatura del aire al evitar que el aire se enfríe por debajo de la temperatura que se necesita para estudiar el proceso de formación de escarcha, debido a la operación del sistema de enfriamiento del túnel, así como del evaporador de prueba. Esta resistencia es de 1025 Watts a 120 V, figura 3.9.7.



Fig. 3.9.6: Resistencia térmica de inmersión para humidificador

La resistencia térmica de inmersión que se muestra en la figura 3.9.8, se utiliza para calentar el agua del humidificador con una potencia máxima de 2 kW y un flujo de calor de 86 W por pulgada cuadrada.

Los relays de estado sólido de la figura 3.9.9 se utilizan para el control del encendido y apagado del equipo de enfriamiento. La señal de voltaje de apertura es a partir de los 3 V y hasta los 32 V. Son necesarios 2 relays para el control de un equipo trifásico. Debido a la ausencia de partes móviles tiene una mayor duración que los relays tradicionales.



Fig. 3.9.7: Relay de estado sólido

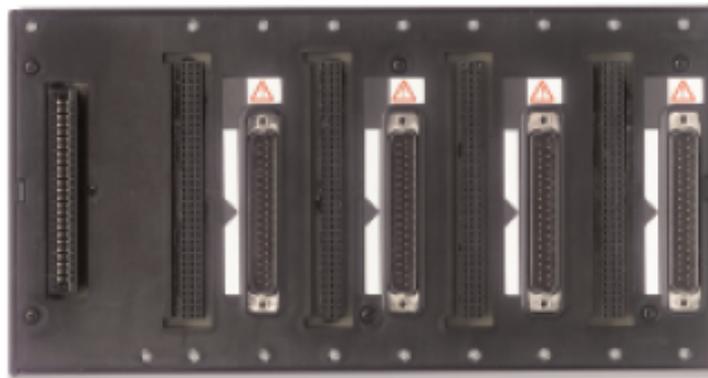


Fig. 3.9.8: Panel para módulos Field Point

La figura 3.9.10 muestra el diagrama de señales y control para los sistemas de adquisición de datos DAQ y de control Field Point.

Además de los sistemas de control y adquisición de datos de National Instruments, así como sus actuadores ya mencionados, se empleará un baño térmico que posee su propio sistema de control e información programable, como se ve en la figura 3.9.11. Las curvas de rendimiento térmico se muestran en la figura 3.9.12. Sus principales características son:

- Temperaturas de trabajo de -20 a 200 C.
- Estabilidad de temperatura de hasta +/- 0.01 C.
- Tanque de 6 litros con espacio de trabajo en la tapa del baño y fácil acceso a las muestras
- Controlador de temperatura Programable
- Refrigerante libre de CFC

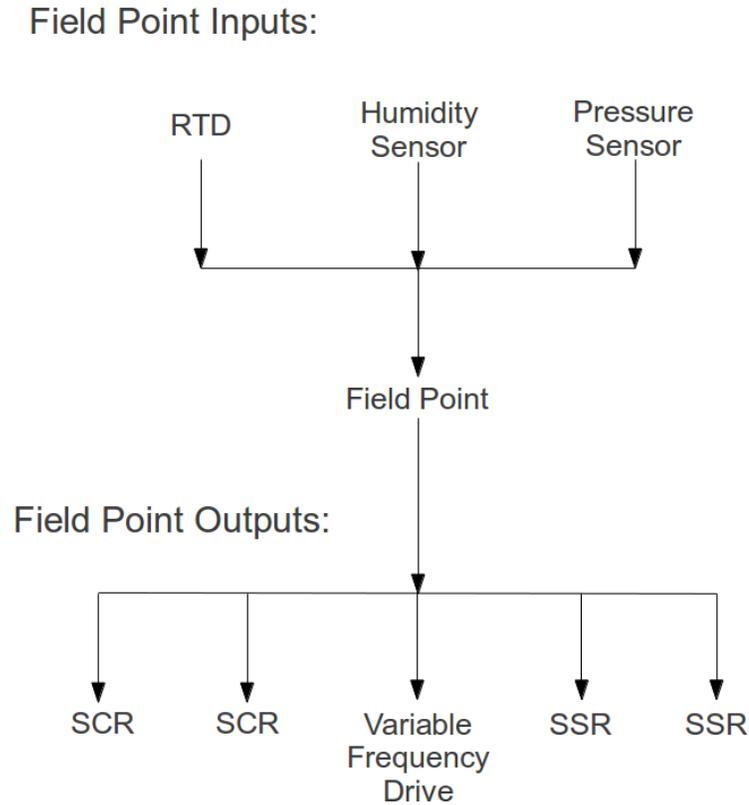


Fig. 3.9.9: Configuración Field Point

3.10. Simulación computacional de la bancada del calorímetro

Se realizaron simulaciones computacionales para conocer la distribución de cargas en las bases en su conjunto cuando soportan el peso del túnel de viento, como se ilustra en la figura 3.10.3. Para este estudio se tomó en cuenta sólo la carga distribuida debida a los ductos del túnel. Se realizó una simulación computacional de elementos finitos estática, usando las propiedades del acero comercial para los ductos y estructuras de PTR. Para las restricciones se colocaron soportes fijos en donde se pensarían colocar las ruedas.

Los resultados de la simulación muestran que el factor de seguridad mínimo del túnel es de 2.14, obteniéndose las mayores deformaciones en los laterales de la zona con sólo 1 PTR de soporte. Debido a que la simulación no incluye el peso del ventilador entre otros componentes, y a la posibilidad de que personas ajenas puedan apoyarse en el túnel, se opta por reforzar el diseño incluyendo un cuarto PTR de soporte por bancada. Además de cuatro uniones macho-hembra con perno por lado entre las bancadas. Lo

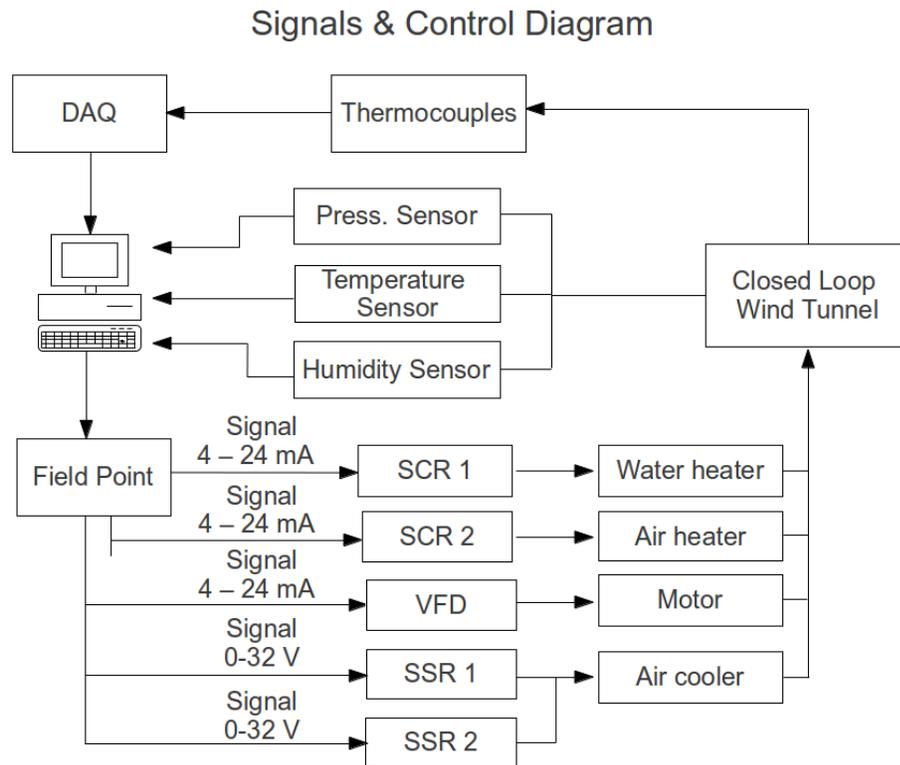


Fig. 3.9.10: Diagrama de señales y control



Fig. 3.9.11: Recirculador térmico

que se espera es evitar que concentraciones de carga actúen en una sola base independiente, sin que esto signifique sacrificar facilidad de montaje y desmontaje.

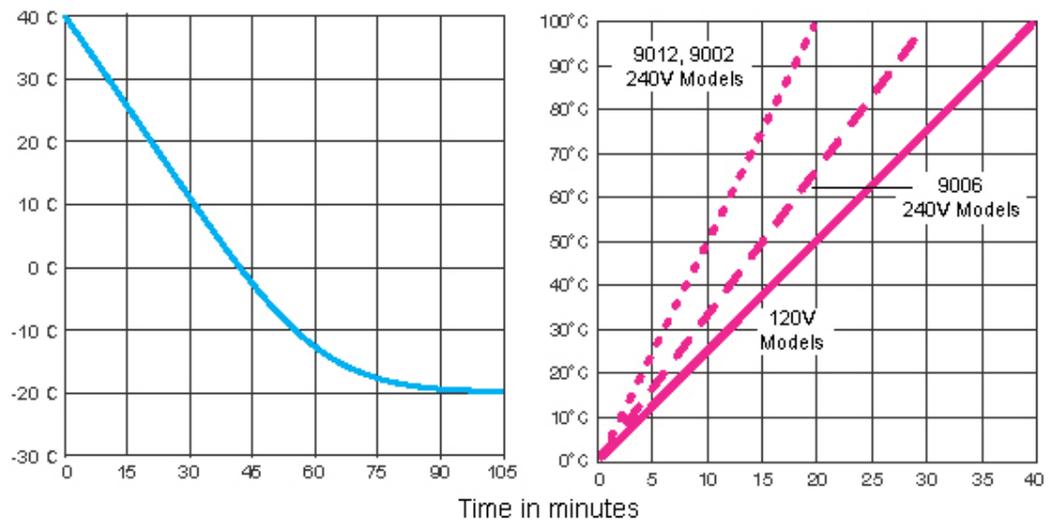


Fig. 3.9.12: Rendimiento térmico recirculador

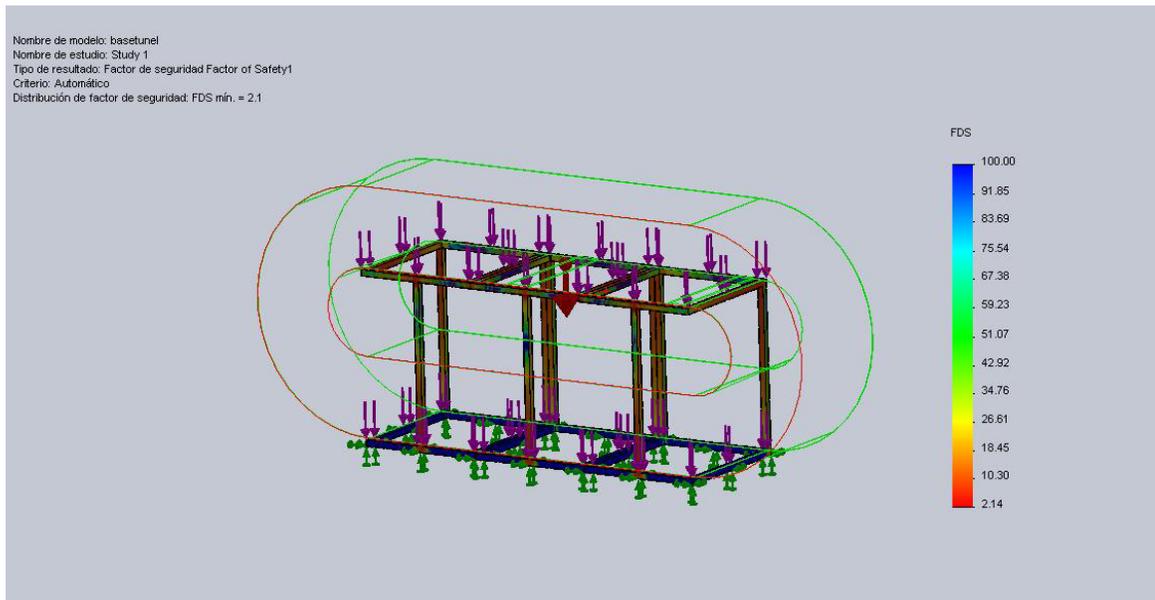


Fig. 3.10.1: Contornos del factor de seguridad

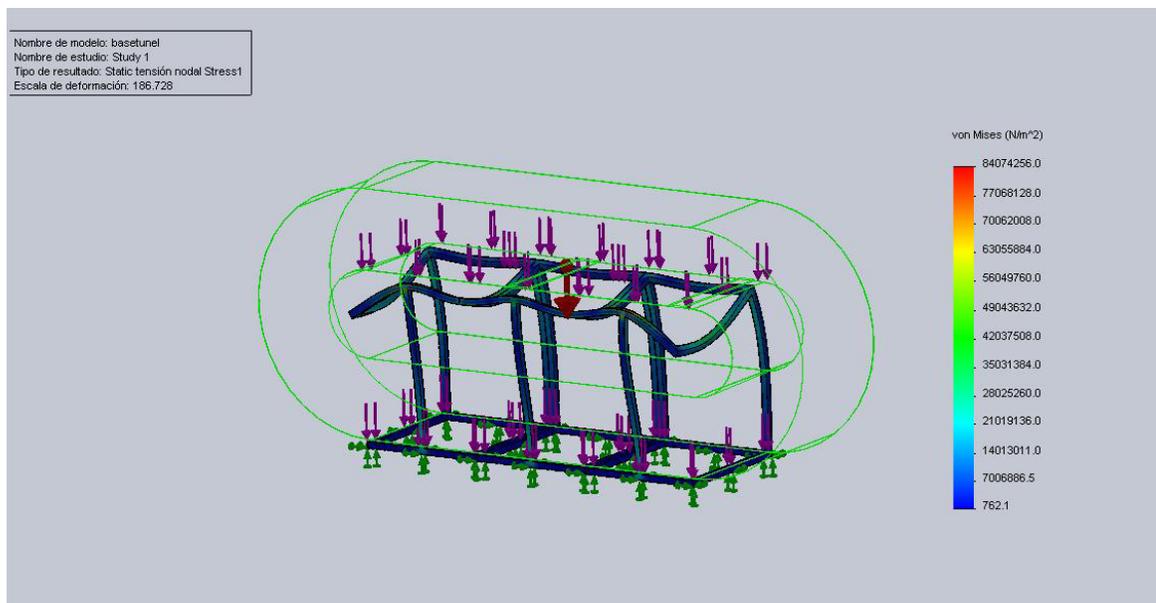


Fig. 3.10.2: Contornos de los esfuerzos Von Mises

Capítulo 4

Conclusiones

Se diseñó un calorímetro para la medición de la formación de escarcha en intercambiadores de calor mediante el uso del método de diseño en una empresa de ingeniería. El calorímetro tiene la capacidad para medir y controlar la velocidad, temperatura y humedad relativa del aire en la región cercana a la superficie del evaporador de prueba, además de la temperatura sobre las superficies de la escarcha y del evaporador.

Mediante el uso de la dinámica de fluidos computacional se analizó la aerodinámica dentro de los conductos de aire, lo que permitió evitar problemas en la uniformidad del flujo dentro de la sección de prueba, al predecir desprendimiento de la capa límite al final de las secciones de ducto semicirculares, así como permitir optimizar los deflectores de aire. La simulación computacional también permitió la selección apropiada de diversos componentes del calorímetro, como el ventilador adecuado a la caída de presión en la tobera y el sensor de presión para el rango de caída de presión. El análisis de transferencia de calor permitió colocar una cantidad razonable de aislante para reducir la transferencia de calor a los alrededores del calorímetro y con esto evitar las pérdidas excesivas de energía, además de permitir la selección adecuada del equipo de enfriamiento de aire.

Dado que para el diseño de la estructura de soporte se consideró su seguridad, se realizaron análisis de elemento finito. Los resultados del análisis resaltaron posibles problemas de diseño en las bases que forman la estructura de soporte, para lo que se rediseñaron bases mucho más resistentes, y aún así fácilmente desmontables.

El resultado del proceso de diseño es un calorímetro con capacidad para producir velocidades de flujo de aire sobre los evaporadores de prueba de hasta 2 m/s con una caída de presión en el circuito de aire de hasta 423 Pa. El calorímetro tipo túnel de viento permite medir y registrar presiones diferenciales en la tobera con precisión de $\pm 0.05\%$, además tiene la capacidad para medir con precisión y registrar la temperatura del aire

y su humedad relativa con $\pm 2\%$ de precisión en el rango completo hasta la saturación del aire. Así como medir y registrar la temperatura en la superficie del intercambiador y en la superficie de la escarcha. Con estas facilidades, el calorímetro presentado es adecuado y suficiente para caracterizar las prestaciones de intercambiadores de calor que se emplean en los sistemas de refrigeración doméstica. Finalmente, se contribuye con una herramienta que utilizada de forma sistemática permitirá desarrollar estrategias innovadoras para la reducción del consumo de energía en los sistemas de refrigeración.

Bibliografía

- [1] INEGI. Encuesta mensual de la industria manufacturera. Consultada en Noviembre 2012
- [2] Indicadores de eficiencia energética en México 5 sectores, 5 retos. Secretaría de Energía en colaboración con la Agencia Internacional de la Energía. México 2011.
- [3] Discurso de la secretaria de energía, Dra. Georgina Kessel, durante la inauguración del XIII seminario de ahorro de energía, eficiencia energética, cogeneración y energías renovables. Mexico D.F., 16 de octubre de 2007
- [4] US DOE Standards. Energy Department USA
- [5] Termodinamica, Yunus A. Cengel. Quinta edición
- [6] A fundamental understanding of factors affecting frost formation. Byeongchul Na, Ralph L. Webb. International Journal of Heat and Mass Transfer.
- [7] New model for frost growth rate. Byeongchul Na, Ralph L. Webb. International Journal of Heat and Mass Transfer.
- [8] Design and Optimization of Thermal Systems. Yogesh Jaluria. 2nd. Ed.
- [9] Fluid Mechanics, Frank M. White. 4th ed.
- [10] Viscous Fluid Flow, Frank M. White. 2nd ed.
- [11] Computational Methods for Fluid Dynamics. J.H. Ferziger, M. Peric
- [12] The numerical computation of turbulent flows. Launder B.E, D.B. Spalding. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 1974.

Índice de figuras

1.1.1.Diseño como parte de una empresa de ingeniería	3
1.4.1.Fuentes de energía y consumo total sector doméstico	6
1.4.2.Consumo de electricidad de los aparatos en el hogar 2008	6
1.4.3.Difusión, consumo por unidad y consumo total	6
1.4.4.Tipos de refrigeradores comerciales	7
1.5.1.Contribuciones de energía térmica al interior del refrigerador	10
1.7.1.Ciclo ideal por compresión de vapor. Gráfico $T-s$ generado con ayuda del software CoolPack v1.46	12
1.7.2.Circuito refrigerante	13
1.7.3.Irreversibilidades en los componentes del ciclo de refrigeración real	13
1.7.4.Ciclo real por compresión de vapor	14
2.1.1.Dirección del flujo y dimensiones del evaporador	20
2.1.2.Flujo uniforme entrando a un conducto	21
2.1.3.Concepto de túnel de viento	21
2.1.4.Tobera estándar ASME MFC-3Ma-2007	22
2.1.5.Rectificador de flujo	23
2.1.6.Diseño conceptual final	23
2.3.1.Subdivisiones de la región cerca de la pared	28
2.3.2.La figura muestra las dos formas de resolver la región cerca de la pared	29
2.6.1.Modelo de conducto para análisis por resistencias térmicas	32
2.6.2.Método de resistencias térmicas	33
2.6.3.Tamaños de pared para el modelo de transferencia de calor	33
2.7.1.Bancada de soporte calorímetro	34
2.7.2.Propuesta de soporte estructural del calorímetro	35
3.2.1.Contornos de velocidad	37
3.2.2.Contornos de presión	38
3.2.3.Líneas de corriente	38
3.3.1.Contornos de velocidad configuración final	39
3.3.2.Líneas de corriente configuración final	40
3.3.3.Contornos de presión configuración final	40
3.4.1.Especificaciones técnicas ventilador	41
3.4.2.curvas operación ventilador	41
3.6.1.Carta psicrométrica del proceso de enfriamiento del aire	43

3.7.1.Vista en sección del calorímetro	44
3.7.2.Vista exterior calorímetro	44
3.8.1.National Instruments Compact DAQ	45
3.8.2.Configuración DAQ	45
3.8.3.Transductor de presión diferencial	46
3.8.4.Sensor de humedad relativa	47
3.8.5.Termopares aislados	47
3.8.6.RTD de alta precisión	48
3.8.7.Termómetro infrarojo	48
3.9.1.Variador de frecuencia PowerFlex 40 de Allen Bradley	49
3.9.2.Controlador rectificador de silicio	49
3.9.3.Zero voltage switching SCR	50
3.9.4.Phase-angle fired SCR	50
3.9.5.Resistencia térmica de tubo y aletas	51
3.9.6.Resistencia térmica de inmersión para humidificador	51
3.9.7.Relay de estado sólido	52
3.9.8.Panel para módulos Field Point	52
3.9.9.Configuración Field Point	53
3.9.10.Diagrama de señales y control	54
3.9.11.1Recirculador térmico	54
3.9.11.2Rendimiento térmico recirculador	55
3.10.1.1Contornos del factor de seguridad	55
3.10.1.2Contornos de los esfuerzos Von Mises	56

Índice de cuadros

1.4.1. Tecnologías consideradas por el departamento de energía de los Estados Unidos para la elaboración del estándar 9