

Análisis, Modelamiento y Viabilidad de un Sistema de Enfriamiento Evaporativo Indirecto  
Regenerativo Contracorriente en Términos de la Efectividad del Bulbo Húmedo.

Mayerly Pérez Furnieles, Leidy Porras Delgadillo

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

Yesid Javier Rueda Ordoñez

Ph.D en Ingeniería Mecánica

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Físicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2022

### **Dedicatoria**

A todas las personas que creyeron en mí, en especial a mi madre Nury Furnieles, mi hijo Crish Ángel y mi futuro esposo Luis F. Salinas por ser mi mayor motivación y fuente de inspiración, sin ellos no hubiera sido posible culminar este gran sueño.

A mis compañeros y compañeras con los que pude desarrollar cada una de las actividades universitarias, mis profesores que con su paciencia inculcaron las bases fundamentales para desarrollarme como profesional y a mi compañera de grado por el gran equipo de trabajo que formamos.

Mayerly Pérez Furnieles

A mi familia, de manera especial a mi madre, Luz Mirian y a mi padre, Luis Humberto; quienes creyeron en mí, en mis habilidades y en mi proyecto de vida.

A mi hermana Erika, por su apoyo incondicional y a todos los compañeros y amigos con quienes compartí experiencias y consolidé mi sueño profesional.

Leidy Porras Delgadillo

### **Agradecimientos**

Agradecemos a nuestro director Yesid Javier Rueda Ordoñez por su apoyo y pertinentes correcciones. Sus aportes centraron la investigación hacia el logro de los objetivos con claridad y de manera puntual.

A la Universidad Industrial de Santander; por orientar nuestra formación, dándonos el privilegio de gozar de su calidad educativa y de disfrutar de sus espacios y recursos para enriquecer nuestro conocimiento y potencial.

A todos los docentes que con sus orientaciones, aportes, acompañamiento y motivación lograron explorar y elevar al máximo nuestras habilidades.

A nuestros compañeros quienes nos permitieron compartir experiencias desde la convivencia y la integración.

**Tabla de Contenido**

1. Formulación del Problema.....	14
2. Justificación para Solucionar el Problema.....	17
3. Objetivos.....	19
3.1 Objetivo General.....	19
3.2 Objetivos Específicos.....	19
4. Marco Teórico.....	20
4.1 Referentes Teóricos .....	20
4.1.1 Confort Humano .....	20
4.1.2 Proceso de Acondicionamiento del Aire.....	25
4.1.3 Sistema de Enfriamiento del Aire .....	26
4.1.4 Enfriamiento Evaporativo.....	35
4.2 Antecedentes.....	46
5. Análisis de Necesidades y Expectativas .....	49
6. Selección del Sistema de Enfriamiento Evaporativo .....	50
7. Modelo Matemático para el Aula Maracaná.....	51
7.1 Bases Teóricas .....	51
7.1.1 Transferencia de Energía .....	51
7.1.2 Transferencia de Calor por Convección .....	52
7.1.3 Convección Interna Forzada .....	53
7.1.4 Flujo Incomprensible .....	53

	5
7.1.5 Flujo Laminar, Velocidad y Temperatura Promedio .....	54
7.1.6 Transferencia de Calor por Radiación. ....	56
7.1.7 Número de Lewis.....	57
7.2 Análisis de Carga Térmica.....	57
7.2.1 Datos Geográficos.....	58
7.2.2 Medidas de Construcción Aula 310.....	61
7.2.3 Materiales de Construcción del Aula.....	62
7.2.4 Coeficiente de Transferencia de Calor Total (U).....	63
7.2.4 Renovación del Aire del Salón 310 .....	69
7.3 Modelamiento del Intercambiador Regenerativo Contracorriente .....	70
7.3.1 Simulación del Modelamiento en un Software de Resolución de Ecuaciones .....	76
7.3.2 Simulación del Modelamiento en SolidWorks .....	90
8. Análisis de Costo del Modelo Planteado .....	94
8.2 Bomba Para Transporte de la Película de Agua.....	94
8.3 Ventilador .....	96
8.4 Material Ductos.....	96
9. Conclusiones.....	99
10 Recomendaciones .....	100
Referencias Bibliográficas .....	102
Apéndices.....	102

**Lista de Tablas**

Tabla 1. Análisis de Necesidades y Expectativas de los Sistemas de Refrigeración por Evaporación .....	49
Tabla 2. Sistemas de Refrigeración por Evaporación Indirectos .....	50
Tabla 3. Áreas Cerramientos del Aula 310.....	62
Tabla 4. Cargas Térmicas Aula 310.....	67
Tabla 5. Resultados Modelamiento Ducto Rectangular. ....	86
Tabla 6. Resultados Modelamiento Ducto Triangular .....	88
Tabla 7. Estimación de Costos Modelo de Intercambiador .....	98
Tabla 8. Comparación Entre el Sistema Inverter e Indirecto.....	98

**Lista de Figuras**

Figura 1. Tendencia de Consumo Eléctrico desde 1900-2020 TWh .....	14
Figura 2. Porcentajes de Hogares Equipados con Aire Acondicionado en los Países Seleccionados, 2018.....	15
Figura 3. Participación de la Refrigeración de Espacios en el Crecimiento de la Demanda Mundial de Electricidad hasta 2050 .....	17
Figura 4. Diagrama Bioclimático de Confort Humano.....	23
Figura 5. Temperaturas Operativas Aceptables para Edificios Pasivos de Acuerdo con el Estándar ASHRAE 55.....	24
Figura 6. Procesos de Acondicionamiento del Aire Haciendo uso de Carta Psicrométrica .....	25
Figura 7. Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor .....	28
Figura 8. Unidad de Ventana .....	29
Figura 9. Unidades Portátiles Empaquetadas.....	30
Figura 10. Unidades Compactas de Techo .....	30
Figura 11. Sistemas Mini-Split .....	31
Figura 12. Sistemas Multi-Split .....	32
Figura 13. Enfriadores Enfriados Por Agua.....	33
Figura 14. Trayectoria de la Línea de Temperatura.....	36
Figura 15. Enfriamiento Evaporativo Directo .....	37
Figura 16. Enfriador Evaporativo con Material Poroso.....	38
Figura 17. Enfriador Rotativo.....	39
Figura 18. Enfriamiento Mediante Agua Pulverizada .....	40

Figura 19. Enfriamiento Evaporativo Indirecto .....	41
Figura 20. Enfriamiento Evaporativo Directo-Indirecto.....	42
Figura 21. Enfriamiento Evaporativo-Regenerativo.....	43
Figura 22. Enfriamiento de Punto de Rocío.....	44
Figura 23. Intercambiador de Maisotsenko .....	45
Figura 24. Intercambiador HMX .....	46
Figura 25. Transferencia de Calor de una Superficie Caliente Hacia el Aire por Convección ....	53
Figura 26. Perfil de Flujo laminar y Turbulento.....	55
Figura 27. Fotografías del Salón 310 Escuela de Ingeniería Mecánica .....	58
Figura 28. Vista Aérea Universidad Industrial de Santander-Escuela de ingeniería Mecánica ...	59
Figura 29. Dimensiones Físicas Aula 310 .....	61
Figura 30. Flujos y Diferencial de Área para Modelamiento del Intercambiador .....	71
Figura 31. Diferenciales Canal de Trabajo y de Producto .....	76
Figura 32. Flujos Másicos en el Modelamiento del Sistema en el Aula 310.....	78
Figura 33. Características Ducto Rectangular .....	79
Figura 34. Temperatura del flujo de aire que retorna al ducto de trabajo.....	83
Figura 35. Temperatura del Agua Torna al Ducto de Trabajo.....	84
Figura 36. Variación del Calor Ducto Rectangular .....	84
Figura 37. Variación de la Entalpia Ducto Rectangular .....	85
Figura 38. Variación de la Temperatura en el Ducto Seco.....	86
Figura 39. Geometría Ducto Triangular.....	87
Figura 40. Variación de la Temperatura de Película Ducto Triangular .....	89
Figura 41. Variación de la Entalpia Ducto Triangular.....	89

Figura 42. Variación del Calor en el Ducto Triangular .....	90
Figura 43. Diseño de Aula 310 en SolidWorks .....	91
Figura 44. Enmallado Volumen de Control .....	92
Figura 45. Distribución de aire inicial en el aula .....	93
Figura 46. Análisis Dinámico vs Tiempo .....	94

**Lista de Apéndices**

Apéndice A. Carta Psicrométrica.....	105
Apéndice B. Valores Típicos del Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección. ....	109
Apéndice C. Datos Meteorológicos IDEAM Universidad Industrial de Santander .....	110
Apéndice D. Datos Meteorológicos Bucaramanga Weather Spark 2016-2022.....	112
Apéndice E. Coeficientes Combinados de Transferencia de Calor por Convección y Radiación, Conductancias Superficiales .....	115
Apéndice F. Propiedades de Materiales de Construcción.....	115
Apéndice G. Factors for Various Fenestration Products in W/m <sup>2</sup> k .....	118
Apéndice H. Renovación del Aire en Locales Habitados.....	119
Apéndice I. Propiedades del Aire .....	120
Apéndice J. Numero de Nusselt para Flujo Laminar .....	121
Apéndice K. Diámetro Hidráulico para Diferentes Formas Geométricas .....	122
Apéndice L. Tabla “Arrays” Ducto Rectangular .....	123
Apéndice M. Tabla Arrays Ducto Triangular.....	125
Apéndice N. Ficha Técnica de la Bomba Seleccionada .....	127
Apéndice O. Ficha Técnica Ventilador Seleccionada.....	128

## Resumen

**Título:** Análisis, Modelamiento y Viabilidad de un Sistema de Enfriamiento Evaporativo Indirecto Regenerativo Contracorriente en Términos de la Efectividad del Bulbo Húmedo <sup>1</sup>

**Autor:** Mayerly Pérez Furnieles, Leidy Porras Delgadillo <sup>2</sup>

**Palabras Clave:** Evaporativo, Refrigeración, Indirecto

**Descripción:** La energía consumida por los sistemas de refrigeración tiene un porcentaje alto en el consumo energético total a nivel mundial y esta demanda aumenta continuamente debido a la búsqueda de mejores condiciones de confort interior que los seres humanos cada vez exigen para estar en óptimas condiciones laborales, sociales, recreativas, entre otras, este incremento de demanda tiene un impacto notable en el medio ambiente, aumentando así las emisiones de gases de efecto invernadero, debido a la utilización de gas refrigerante necesario para el funcionamiento de estos equipos, el enfriamiento evaporativo indirecto regenerativo contracorriente en términos de la efectividad de bulbo húmedo es un método eficiente, sostenible y amigable con el medio ambiente debido a que los fluidos de trabajo son aire y agua, adicionalmente la refrigeración por evaporación no solo es aplicable a los edificios, viviendas o lo que denominamos locales, sino que también existen otros sectores en los que se puede hacer uso de este sistema, como lo es el sector agrícola e industrial, se analizan los principios teóricos para los procesos de transferencia de calor y masa requeridos en el análisis, modelamiento y estudio de viabilidad del sistema mencionado apoyándonos de softwares ingenieriles de resolución de ecuaciones y SolidWorks.

---

<sup>1</sup> Trabajo de grado

<sup>2</sup> Facultad de Ingeniería Físicomecánicas, Escuela de Ingeniería mecánica, Ingeniería mecánica. Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez, Ph.D en Ingeniería Mecánica

**Abstract**

**Title:** Analysis, Modeling and Feasibility of an Indirect Regenerative Countercurrent Evaporative Cooling System in the Maracaná classroom of the Mechanical Engineering school <sup>3</sup>

**Author(s):** Mayerly Pérez Furnieles, Leidy Porras Delgadillo <sup>4</sup>

**Key Words:** Evaporative, Refrigeration, Indirect

**Description:** The energy consumed by refrigeration systems has a high percentage in the total energy consumption worldwide and this demand is continuously increasing due to the exodus of better interior comfort conditions that human beings increasingly require to be in optimal working conditions, social, recreational, among others, this increase in demand has a significant impact on the environment, thus increasing greenhouse gas emissions, due to the use of refrigerant gas necessary for the operation of these equipment, indirect regenerative evaporative cooling countercurrent in terms of wet bulb effectiveness is an efficient, sustainable and environmentally friendly method because the working fluids are air and water, additionally evaporative cooling is not only applicable to buildings, homes or what we call premises, but that there are also other sectors in which it can be done To use this system, such as the agricultural and industrial sector, the theoretical principles for the heat and mass transfer processes required in the analysis, modeling and feasibility study of the mentioned system are analyzed, supported by engineering software for solving equations and SolidWorks

---

<sup>3</sup> Degree work

<sup>4</sup> Faculty of Physicomechanical Engineering, School of Mechanical Engineering, Mechanical Engineering. Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez, Ph.D in Mechanical Engineering

## **Introducción**

La energía consumida por los sistemas de refrigeración tiene un porcentaje alto en el consumo energético total a nivel mundial y esta demanda aumenta continuamente debido al éxodo de mejores condiciones de confort interior que los seres humanos cada vez exigen para estar en óptimas condiciones laborales, sociales, recreativas, entre otras, este incremento de demanda tiene un impacto considerable en el medio ambiente, incrementando así las emisiones de gases de efecto invernadero, debido a la utilización de gas refrigerante necesario para el funcionamiento de estos equipos.

El enfriamiento evaporativo es un método eficiente, sostenible y amigable con el medio ambiente porque los fluidos de trabajo son aire y agua, adicionalmente la refrigeración por evaporación no solo es aplicable a los edificios o lo que denominamos locales, sino que también existen otros sectores en los que se puede hacer uso de este sistema, como lo es el sector agrícola e industrial.

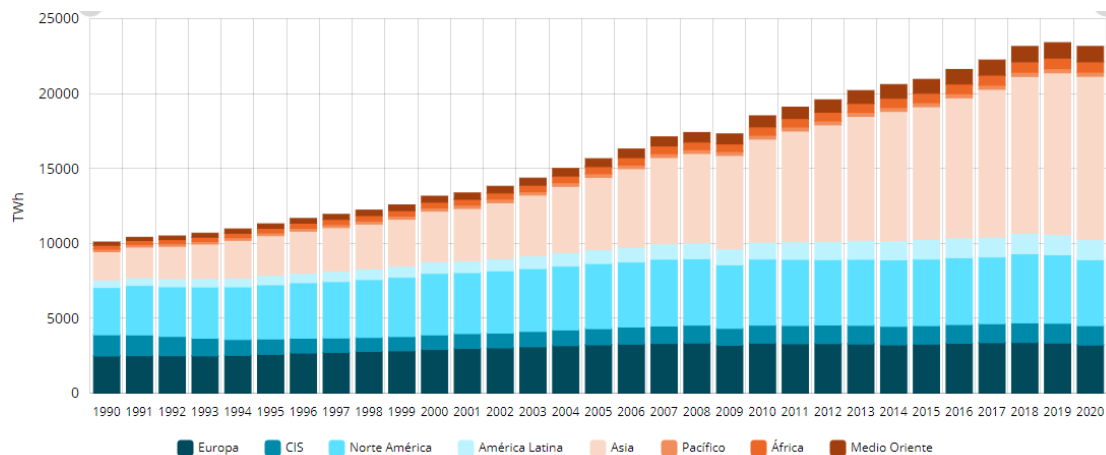
El presente trabajo de investigación busca determinar el comportamiento de transferencia de calor y masa en el sistema que logra llevar a una temperatura de confort humano un salón de clase a través de conceptos teóricos fundamentales mediante el modelo matemático propuesto por Ala Hasan, evaluando y analizando las variables para el diseño de este, adicionalmente se estudia la viabilidad de instalación y funcionamiento en la locación seleccionada.

## 1. Formulación del Problema

Para el funcionamiento de los aires acondicionados se requiere de electricidad y el porcentaje de consumo mundial de esta energía es bastante representativo, aunque para el 2020, según (Enerdata, 2021) el consumo eléctrico mundial cayó un 1,1 % debido al COVID-19 como se puede evidenciar en la Figura 1 en otros países este virus ejerció un impacto mayor en la demanda eléctrica, en especial en la demanda industrial y comercial de determinados países de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos (OCDE).

**Figura 1**

*Tendencia de Consumo Eléctrico desde 1900-2020 TWh*



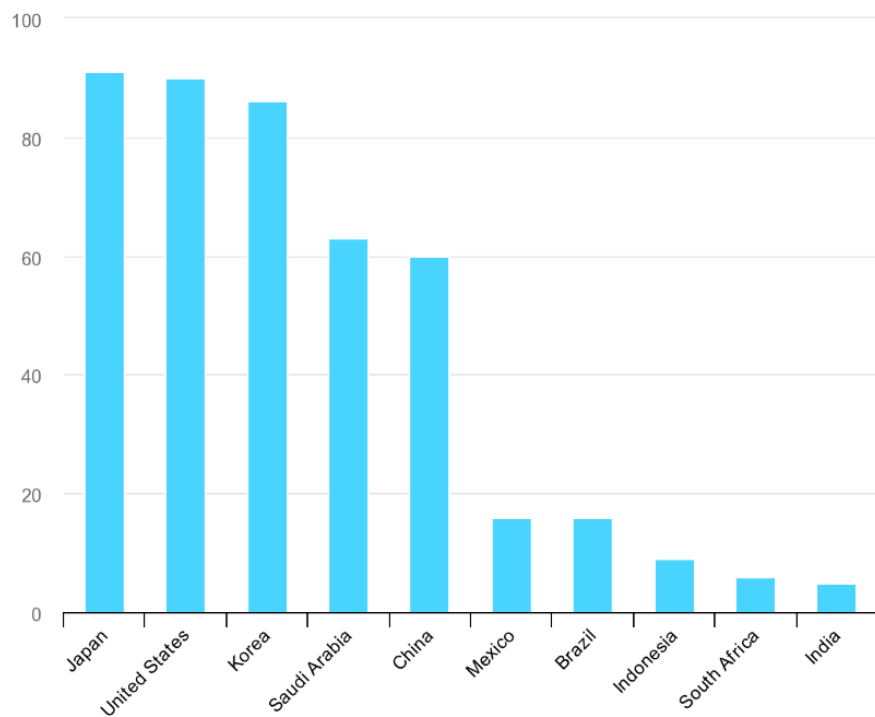
*Nota.* Tomado de Enerdata, 2021, <https://datos.enerdata.net/electricidad/datos-consumo-electricidad-hogar.html>

No obstante, el incremento de temperatura y la fácil asequibilidad que actualmente ofrecen los mercados para obtener estos aparatos ha generado un impacto negativo al medio ambiente, como se puede observar en la Figura 2 alrededor del 91% de los hogares en Japón cuenta con estos

sistemas de acondicionamiento, según (The Future of Cooling, 2018) de la Agencia Internacional de Energía (IEA), el uso de energía destinada a la refrigeración en edificios se ha duplicado, mencionando que para el año 2018 el mundo contaba con unos 1.600 millones de equipos de aire acondicionado e indican que la cifra se multiplicará por tres en 2050, llegando a sumar más de 5.600 millones.

## Figura 2

*Porcentajes de Hogares Equipados con Aire Acondicionado en los Países Seleccionados, 2018*



*Nota.* Tomado de IEA, The Future of Cooling, 2018, [https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/percentage-of-households-equipped-with-ac-in-selected -países](https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/percentage-of-households-equipped-with-ac-in-selected-paises)

Alcanzar los 5.600 millones de aires acondicionados en el año 2050 si no se optimiza su funcionamiento su uso puede tener efectos devastadores para el planeta:

La electricidad necesaria para hacerlos funcionar puede sobrecargar las redes eléctricas, adicionalmente los aires acondicionados emiten gases de efecto invernadero cuando se producen fugas o eliminación inadecuada del refrigerante, contribuyendo al calentamiento global, ya que generalmente están compuestos de hidrofluorocarbonos (HFC)<sup>5</sup>.

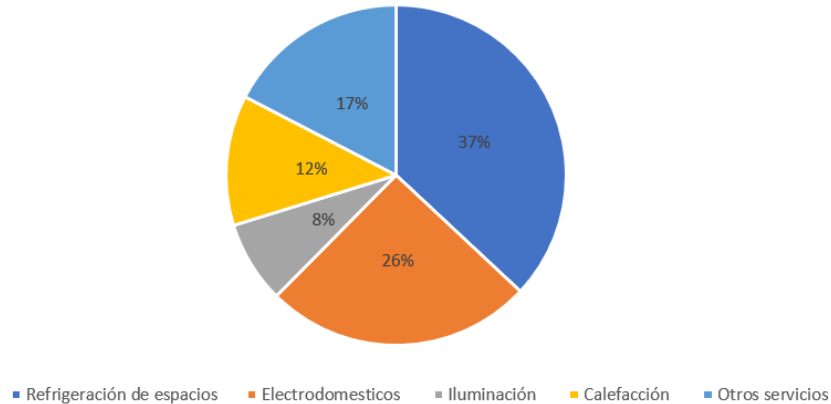
Las emisiones de gases de efecto invernadero dependen principalmente de la combinación de combustibles en la generación de energía. Según ( IEA, 2018) para el mundo en su conjunto, los combustibles fósiles representaron el 65 % de la generación total de energía en 2016 (el carbón el 37 %, el gas el 24 % y el petróleo el 4 %), lo que resultó en emisiones promedio de alrededor de 505 gramos de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) por kWh, la refrigeración de espacios requirió un total de 2000 TWh de electricidad en 2016, lo que corresponde a emisiones de 1130 millones de toneladas (Mt) de CO<sub>2</sub> basadas en la intensidad de carbono de la generación de electricidad en momentos de demanda de aire acondicionado y teniendo en cuenta las pérdidas en la transmisión y distribución. Como se puede observar en la Figura 3 gran parte de la energía mundial destinada para los hogares se emplea para la refrigeración de diferentes áreas.

---

<sup>5</sup>HFC: Son sustancias sintéticas compuestas principalmente por átomos de hidrógeno y flúor, generalmente incoloros e inodoros a temperatura ambiente.

**Figura 3**

*Participación de la Refrigeración de Espacios en el Crecimiento de la Demanda Mundial de Electricidad hasta 2050*



*Nota.* Tomado de. IEA, <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/share-of-global-electricity-demand-growth-to-2050>

Las emisiones de CO<sub>2</sub> correspondientes al enfriamiento de espacios están aumentando rápidamente, casi triplicándose a más de una gigatonelada entre 1990 y 2019 (OECD, 2018). Dado que el sector eléctrico es una fuente importante de contaminación del aire, los contaminantes atmosféricos del uso de electricidad para la refrigeración de espacios también van en aumento.

## **2. Justificación para Solucionar el Problema**

La preservación del medio ambiente para las generaciones futuras es un tema que debe ser tratado cuidadosamente en la época actual, debido al acelerado crecimiento poblacional y con ello la necesidad de adquisición de productos que ayuden al confort humano.

El enfriamiento evaporativo se caracteriza por ser un método eficiente y amigable con el ambiente que ofrece las condiciones de confort necesarias para el acondicionamiento humano y se caracteriza porque los fluidos de trabajo son aire y agua, evitando así el uso de refrigerantes; logrando con ello una gran contribución a la lucha contra el cambio climático, el control de la producción y el consumo de los HFC; brindando un aporte a la eliminación progresiva de las sustancias que agotan la capa de ozono (SAO), entre las que figuran los CFC y los HCFC.

Adicionalmente, la refrigeración por evaporación no solo es aplicable a los edificios y/o viviendas, sino que también existen otros sectores en los que se puede hacer uso de este sistema, como lo es el sector agrícola e industrial.

### 3. Objetivos

#### 3.1 Objetivo General

Analizar el comportamiento de un sistema de enfriamiento evaporativo indirecto regenerativo contracorriente en términos de la efectividad de bulbo húmedo para implementarlo en el aula de la escuela de ingeniería mecánica “Maracaná”

#### 3.2 Objetivos Específicos

- Determinar el comportamiento de transferencia de calor y masa en el sistema de enfriamiento mediante modelado matemático evaluando la cantidad de calor emitido por los estudiantes y aparatos electrónicos, teniendo en cuenta las características del aula de mecánica con sus respectivas condiciones de confort térmico en términos de temperatura de bulbo húmedo, bulbo seco, masa de trabajo y masa de producto.
- Seleccionar el material óptimo para la construcción de las celdas del sistema en términos de eficiencia de enfriamiento e impacto ambiental, analizando diferentes formas geométricas de construcción en términos del número Nusselt empleando para ello el uso de los softwares ingenieriles de resolución de ecuaciones y SOLIDWORKS.
- Estimar la rentabilidad técnica y financiera de la instalación, funcionamiento y mantenimiento del sistema estudiado.

## **4. Marco Teórico**

Se analizarán estudios de investigación y proyectos ya desarrollados que ayudarán en la comprensión de los fundamentos de la investigación, así como en la metodología planteada por los autores, además, para dar una contextualización al tema se presentan varios trabajos a nivel internacional, nacional y local que sirven como punto de partida para situar la investigación e indagar sobre los avances que se han obtenido hasta ahora.

### **4.1 Referentes Teóricos**

Los principios físicos del enfriamiento evaporativo se pueden entender por medio de los siguientes conceptos.

#### ***4.1.1 Confort Humano***

El bienestar de los seres humanos está vigorosamente vinculado con el nivel de confort ambiental que los rodea, ya que necesitan sentirse cómodos y estar en un ambiente agradable para sentirse satisfechos y productivos, es decir, un ambiente que no sea ni caliente, ni frío, ni muy húmedo ni muy seco, es necesario mencionar que el confort está ligado al hábitat, determinado como el lugar que ofrece condiciones apropiadas para que viva un individuo y su comunidad, refiere a los factores que intervienen en un territorio: lo construido, el ambiente natural y las relaciones que en él se expresan y desarrollan (Shumaker y Conti, 1985).

Según (Vigo, 2010), se considera confort al estado de bienestar físico, mental y social que goza un individuo y depende de factores personales, ambientales y parámetros físicos que permiten o no que las personas se encuentren bien (no que estén menos mal), a su vez menciona que los límites de las condiciones de bienestar varían según edad, sexo, estado físico, aspectos culturales, modos de vida, prácticas cotidianas, actividad que desarrollan, la ropa usada, acostumbamiento a

determinado clima o condición, etc. Por lo tanto, es complejo crear estándares de confort humano para todos los individuos por los diferentes gustos y preferencias que el ser humano reúne de manera individual y no colectiva.

Existen otros factores importantes para el confort del individuo: uno de ellos es mantener el balance entre el calor producido o ganado y el desprendido por el cuerpo humano que normalmente tiene entre 36,5° y 37° C de temperatura, el cuerpo humano genera calor de desecho, esto, cumpliendo la primera ley de la termodinámica, la energía no se crea ni se destruye, solo se transforma, ya que, para que el cuerpo funcione, este debe consumir energía, lo cual lo hace a través de los alimentos, por lo tanto esta energía debe liberarse hacia el ambiente y lo hace a través del calor generado por el cuerpo humano, por otro lado; la humedad relativa tiene un efecto considerable en el bienestar, pues influye en la cantidad de calor que un cuerpo puede disipar por evaporación, es una medida de la capacidad del aire para absorber más humedad ocasionando que si tenemos una humedad relativa alta, retarda el rechazo de calor por evaporación y la humedad relativa baja lo acelera. El movimiento del aire también desempeña un papel importante en el confort humano, elimina el aire caliente y húmedo que se forma alrededor del cuerpo y lo sustituye con aire fresco, según (Cengel y Boles, 2011) la mayoría de las personas se siente bien si la velocidad del aire es de aproximadamente 15 m/min.

La tasa de generación de calor depende del nivel de la actividad, de acuerdo con (Cengel y Boles, 2011) para un hombre adulto promedio, es cercana a 87 W cuando duerme, 115 W cuando descansa o realiza trabajo de oficina, 230 W cuando juega boliche y 440 W cuando realiza trabajo físico intenso, las cifras correspondientes para una mujer adulta son casi 15 por ciento menores.

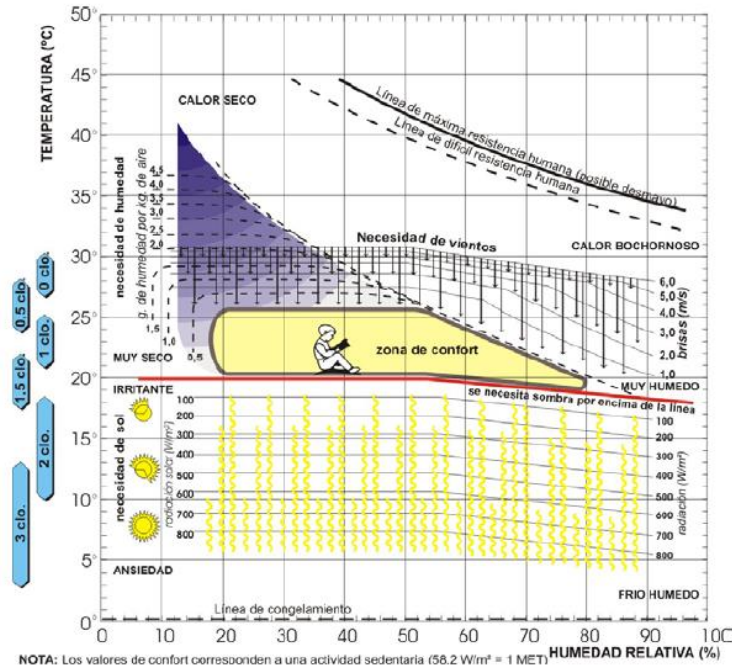
Desde el punto de vista bioclimático, varios autores han estudiado los límites de las condiciones en las cuales una persona se encuentra confortable, combinando principalmente

humedad, temperatura y en algunos casos viento, un ejemplo claro es el diagrama bioclimático de confort que se puede apreciar en la Figura 4. Vigo (2010) presenta algunos de los aportes más importantes:

Olgay diseñó una Carta Bioclimática, estableciendo zonas en donde el mayor porcentaje de personas se encuentran bien (no sienten ni frío ni calor), delimita la zona de bienestar entre los 20/21° C y 28° C, con una humedad relativa entre el 19 y 75%. Novell establece el área de confort entre los 19,5° C (desde los 5 mm Hg, hasta el 80% de humedad) y 27° C (desde los 5 mm Hg hasta el 50% de humedad), prolongada hasta la intersección de los 17 mm Hg con el 60% de humedad. Givoni la circunscribe en un polígono delimitado por los 22° C / 29 ° C, el 20% / 75% de humedad y los 17 mm hg. y Gonzalo entre 18 / 20 °C y 26 °C , con humedad entre el 19 y 80% (p.21).

**Figura 4**

*Diagrama Bioclimático de Confort Humano*



*Nota.* Tomado de Propuestas para el Diseño Urbano Bio-ambiental en Zonas Cálidas Semiáridas, Universidad Nacional de Catamarca, 2010

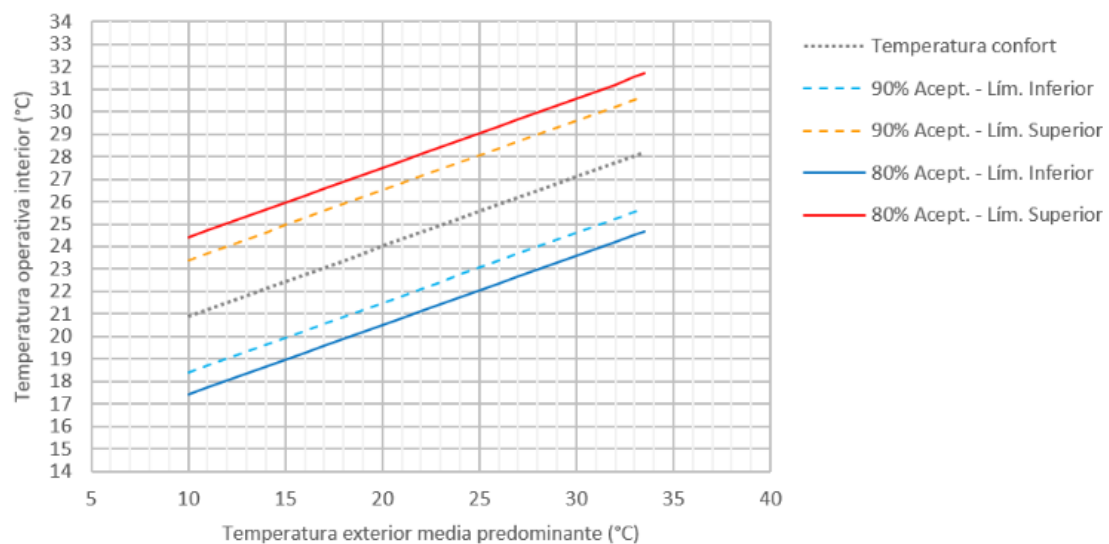
Según (Cengel y Boles, 2011) cuando se hace trabajo ligero o se camina despacio, cerca de la mitad del calor producido por el cuerpo se disipa mediante la sudoración como calor latente, mientras que la otra mitad, se disipa por convección y la radiación como calor sensible. Cuando se descansa o se realiza trabajo de oficina, la mayor parte del calor (casi 70 por ciento) se disipa en la forma de calor sensible, en tanto que cuando se hace trabajo físico intenso, la mayor parte del calor (cerca de 60 %) se disipa en forma de calor latente. Adicionalmente el sudor del cuerpo ayuda en esta transferencia de calor, es decir, cuando este sudor se evapora, absorbe calor latente del cuerpo y se enfría. No obstante, la transpiración (sudoración) no es conveniente si la humedad

relativa del ambiente es cercana a 100%, otro factor importante que influye en la sensación de comodidad es la transferencia de calor por radiación entre el cuerpo y las superficies circundantes como paredes y ventanas.

Según la norma ASHRAE 55 de la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado, para el confort térmico en espacios donde los ocupantes se encuentran realizando trabajo de oficina se debe de tener en cuenta los siguientes parámetros para determinar la temperatura de confort del espacio: factores ambientales, condiciones de las personas, temperatura, radiación térmica, humedad, velocidad del aire, y el nivel de actividad (tasa metabólica) junto que el tipo de prenda que portan las personas, los limites respectivos se pueden evidenciar en la Figura 5.

### Figura 5

*Temperaturas Operativas Aceptables para Edificios Pasivos de Acuerdo con el Estándar ASHRAE 55*



*Nota.* Tomado de Estándar ASHRAE 55, agosto de 2019

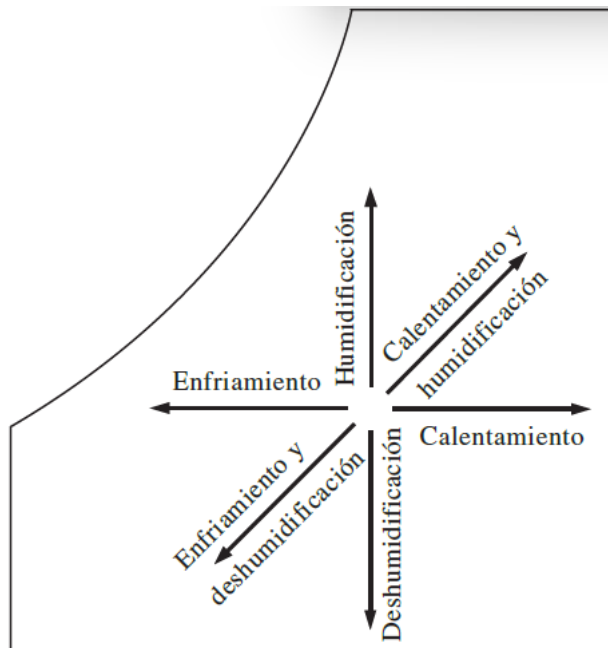
<https://www.seiscubos.com/conocimiento/estandar-ashrae-55>

#### 4.1.2 Proceso de Acondicionamiento del Aire

Se puede lograr el acondicionamiento del aire en un espacio confinado gracias a los procesos termodinámicos existentes, entre ellos encontramos: el calentamiento simple (elevar la temperatura), el enfriamiento simple (reducir la temperatura), la humidificación (agregar humedad) y la deshumidificación (eliminar humedad), en los cuales se puede describir sus propiedades mediante la carta psicrométrica que se puede observar en la Figura 6

#### Figura 6

*Procesos de Acondicionamiento del Aire Haciendo uso de Carta Psicrométrica*



*Nota.* Tomada de Termodinámica (p.749), por Cengel y Boles,2012, MacGrawHill

**4.1.2.1 Calentamiento y Enfriamiento Simples.** El aire en esos sistemas se calienta al pasar por un ducto que contiene los tubos para los gases calientes o los alambres de la resistencia

eléctrica, la cantidad de humedad en el aire permanece constante durante este proceso, ya que no se añade humedad ni se elimina aire.

**4.1.2.2 Calentamiento con Humidificación.** Las dificultades agrupadas con la humedad relativa baja, resultado del calentamiento simple, se eliminan al humidificar al aire calentado, esto se consigue al pasar el aire por una sección de calentamiento y después por una sección de humidificación.

**4.1.2.3 Enfriamiento con Deshumidificación.** La humedad específica del aire permanece constante durante un proceso de enfriamiento simple, pero su humedad relativa aumenta. Si la humedad relativa alcanza niveles extremadamente altos, tal vez sea necesario eliminar algo de humedad en el aire, es decir, deshumidificarlo.

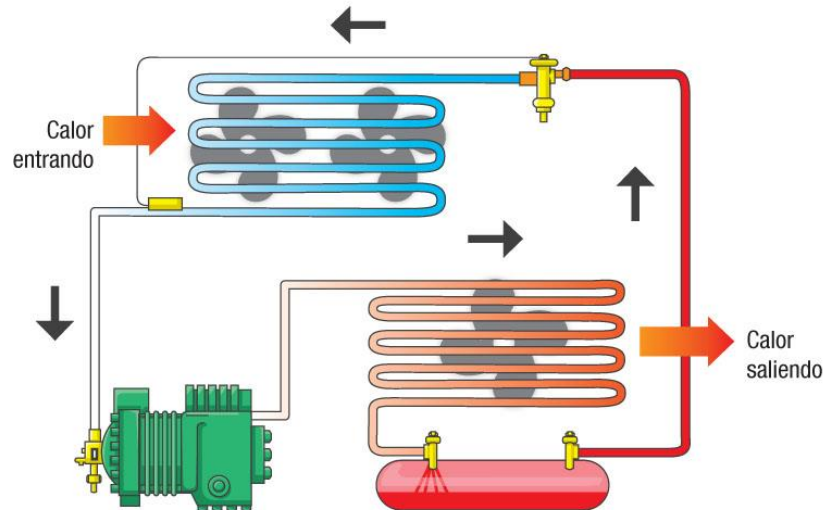
#### ***4.1.3 Sistema de Enfriamiento del Aire***

La mayoría de los aparatos encargados del enfriamiento del aire de los recintos de acuerdo con el confort que se requiera en el momento, es decir, a una temperatura baja para cuando el clima en el exterior es cálido o una temperatura cálida cuando la temperatura exterior es fría se basan en la tecnología de ciclo de refrigeración por compresión de vapor, que también se utiliza en la mayoría de los refrigeradores.

**4.1.3.1 Ciclo de Vapor.** Esta tecnología explota una ley básica de la física: cuando un líquido se convierte en gas (en un proceso llamado conversión de fase), absorbe calor; y cuando se condensa de nuevo (a un líquido), libera calor, los AC (aires acondicionados) aprovechan esta característica de conversión de fase al obligar a compuestos químicos naturales o especiales conocidos como refrigerantes a evaporarse y condensarse repetidamente en un circuito cerrado de

bobinas, la gran mayoría de los refrigerantes que se utilizan en la actualidad son gases artificiales que tienen un gran impacto en el calentamiento global.

Los refrigerantes tienen propiedades que les permiten cambiar de estado a temperaturas relativamente bajas, para tal proceso es necesario un ventilador que se encarga de mover el aire caliente del interior sobre los serpentines evaporadores fríos y de baja presión, así el refrigerante dentro de los serpentines absorbe calor a medida que cambia de estado líquido a gaseoso y por lo tanto, enfría el aire para seguir enfriando, el AC vuelve a convertir el gas refrigerante en líquido, para esta segunda parte del proceso se usa un compresor el cual se encarga de poner el gas a alta presión, en este proceso se libera calor, este calor creado al comprimir el gas se evacua al exterior con la ayuda de un segundo conjunto de serpentines llamados serpentines condensadores y un segundo ventilador, esto enfría el gas en las bobinas y lo vuelve a convertir en líquido y el proceso comienza de nuevo como se observa en la Figura 7, es un ciclo constante: refrigerante líquido, conversión de fase a gas y absorción de calor, compresión y transición de fase nuevamente a líquido.

**Figura 7***Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor*

*Nota.* Distribución y elementos que componen un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Tomado de Chiller vs Sistemas VRF ¿Cuál elegir?, HVACLATAM, 2022, (<https://hvaclatam.com/blog/chiller-vs-sistemas-vrf-cual-elegir/>)

**4.1.3.2 Principales Tipos de Aires Acondicionados Usados en la Actualidad.** A continuación, se mencionan los principales sistemas de refrigeración comerciales.

**4.1.3.2.1 Acondicionadores de Aire Empaquetados.** Existen desde pequeñas unidades de ventana que enfrían una sola habitación hasta grandes unidades de techo que son capaces de enfriar un edificio completo (a menudo como parte de un sistema HVAC general). Todos los AC empaquetados, también conocidos como sistemas unitarios, contienen tanto el condensador como el evaporador en una sola caja que saca el aire caliente del edificio y el aire frío del interior. Los principales tipos de AC empaquetados son los siguientes:

- **Unidades de Ventana.** son lo suficientemente pequeñas como se puede ver en la Figura 8 y pueden caber en un marco de ventana estándar.

### Figura 8

*Unidad de Ventana*



*Nota.* Tomada de The Future of Cooling, Opportunities for energy-efficient air conditioning (p.17), 2018.

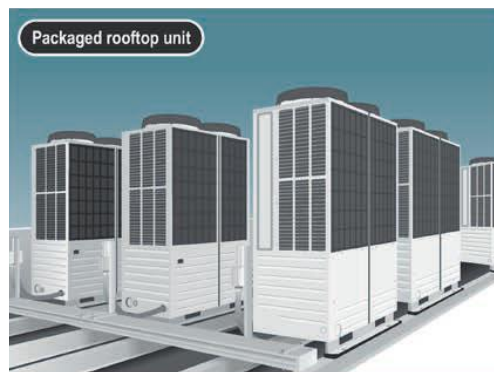
- **Acondicionadores de Aire Compactos Terminales.** Se usan principalmente en los hospedajes, se identifican por una unidad grande debajo de una ventana con una abertura enrejada que atraviesa la pared y conecta la unidad de condensación en el exterior con la unidad de evaporación en el interior.

- **Unidades Portátiles Empaquetadas.** Están construidas para transportarse fácilmente de un lugar a otro como se ve en la Figura 9, además, portan una manguera para evacuar el aire caliente de la unidad hacia el exterior.

**Figura 9***Unidades Portátiles Empaquetadas*

*Nota.* Tomada de The Future of Cooling, Opportunities for energy-efficient air conditioning (p.17), 2018

- **Unidades Compactas de Techo.** Son sistemas de acondicionamiento de gran tamaño ubicados como su nombre lo indica en la parte superior de las edificaciones como se observa en la Figura 10 que suministran el aire enfriado al edificio a través de ductos que desembocan en los espacios a refrigerar.

**Figura 10***Unidades Compactas de Techo*

*Nota.* Tomada de The Future of Cooling, Opportunities for energy-efficient air conditioning (p.17), 2018

**4.1.3.2.2 Aires Acondicionados de Sistema Dividido.** Se encuentran en el mercado desde pequeñas unidades hasta grandes sistemas que pueden enfriar un gran complejo de edificios. En todos los casos, el condensador está ubicado fuera del edificio y está separado a través de tuberías que llevan el refrigerante al evaporador o unidad de tratamiento de aire en el interior del edificio.

- **Sistemas Mini-Split.** No presentan ductos y aportan el enfriamiento a un edificio o residencia a través del refrigerante que se canaliza desde la unidad de condensación exterior hasta el evaporador interior montado en una pared o techo. Los sistemas sin ductos como el que se observa en la Figura 11, tienen ventajas sobre los sistemas con ductos, que incluyen menores pérdidas de distribución, mayor eficiencia energética y mayor control de la temperatura en cada habitación.

### Figura 11

*Sistemas Mini-Split*



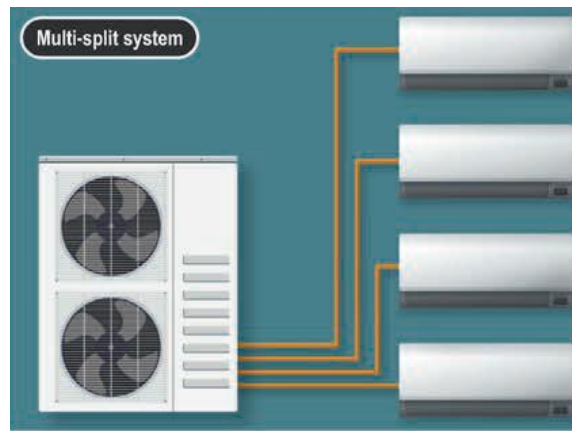
*Nota.* Tomada de The Future of Cooling, Opportunities for energy-efficient air conditioning (p.17),

2018

- **Sistemas Multi-Split.** Sistema sin ductos que permiten enfriar múltiples habitaciones desde una sola unidad exterior como se ejemplifica en la Figura 12 con una(s) unidad(es) evaporadora(s) interior(es) separada(s). La principal ventaja de este sistema es el número reducido de unidades exteriores al tiempo que conserva la flexibilidad para enfriar habitaciones individuales. Los sistemas de flujo de refrigerante variable son una variante de los sistemas multisplit, que se han desarrollado para suministrar una cantidad variable de refrigerante en función de las necesidades de refrigeración de cada evaporador.

**Figura 12**

*Sistemas Multi-Split*



*Nota.* Tomada de The Future of Cooling, Opportunities for energy-efficient air conditioning (p.17), 2018

**4.1.3.2.3 Sistemas Divididos con Ductos Centrales.** Brindan enfriamiento a través del aire conducido, por lo que el evaporador se coloca en una sola ubicación central, lo que brinda enfriamiento a todo un edificio residencial o comercial a través de un sistema de ductos. La temperatura en cada zona se puede controlar por separado, los enfriadores son grandes AC que producen agua fría y la distribuyen por un edificio o una red de refrigeración a través de tuberías

hasta un sistema interior que enfría el aire. Los enfriadores de ciclo de compresión pueden ser centrífugos, alternativos o de tornillo. Los enfriadores de ciclo de absorción pueden funcionar con electricidad, gas natural o incluso calor solar. Hay tres tipos principales de enfriadores:

- **Enfriadores Refrigerados por Agua.** Usan un condensador y refrigerante para rechazar el calor al agua que se bombea a una torre de enfriamiento y circula usando aletas para expulsar el calor a la atmósfera (generalmente a través de la evaporación) se puede observar una representación de este se da en la Figura 13. En ciertos casos, las torres de enfriamiento pueden ser reemplazadas por intercambiadores de calor terrestres, lo que puede reducir la cantidad de agua a evaporar.

- **Enfriadores Refrigerados por Aire.** Tienen condensadores en los que el refrigerante rechaza el calor directamente al aire exterior usando uno o más ventiladores para enfriar los serpentines de intercambio de calor.

### Figura 13

*Enfriadores Enfriados Por Agua*



*Nota.* Tomada de The Future of Cooling, Opportunities for energy-efficient air conditioning (p.17), 2018

- **Enfriadores Refrigerados por Evaporación.** Involucran el uso de un rocío de agua para rechazar el uso de calor de manera más eficiente dichos enfriadores pueden utilizar gas natural o fuentes de calor cogeneradas para impulsar el ciclo de refrigeración, esto puede ser particularmente útil en edificios con grandes necesidades de refrigeración o con una necesidad simultánea de aire acondicionado y calefacción, también alivian la carga general de electricidad.

Los aires acondicionados también se pueden utilizar con fines de calefacción a través de bombas de calor reversibles, que permiten invertir el ciclo de refrigeración y proporcionar calefacción en lugar de refrigeración (y viceversa). Cuando la bomba de calor está en modo calefacción, el serpentín del evaporador simplemente cambia de función y se convierte en el serpentín del condensador, produciendo calor, mientras que la unidad condensadora se convierte en el evaporador, descargando aire frío al exterior, dependiendo de las condiciones climáticas, esta elección de equipo puede satisfacer tanto las necesidades de calefacción como de refrigeración y las bombas de calor suelen ser mucho más eficientes desde el punto de vista energético que los calentadores de resistencia eléctrica estándar o las calderas de combustión de combustibles fósiles.

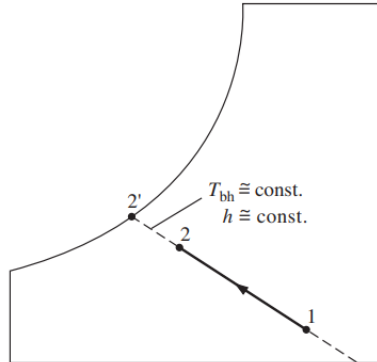
Otro tipo de aire acondicionado, normalmente utilizado en el sector comercial (es decir, no residencial), es un enfriador de adsorción o absorción "impulsado térmicamente", estos enfriadores pueden funcionar con gas u otras fuentes de calor, como el exceso de calor industrial o la energía solar térmica, que reemplaza la electricidad utilizada por un compresor mecánico, los enfriadores de absorción son el tipo más común de equipo accionado térmicamente en todo el mundo y, por lo general, utilizan una solución de bromuro de litio y agua como refrigerante, sin embargo existen otros refrigerantes, como cloruro de litio y agua o amoníaco y agua, que a menudo se utilizan para producir agua fría a temperaturas inferiores a 0 grados Celsius (°C).

#### ***4.1.4 Enfriamiento Evaporativo.***

El principio fundamental de este enfriamiento se basa en la transferencia de calor sensible y latente, naturalmente el agua tiende a evaporarse para lograr un equilibrio de fase y para llevar a cabo este proceso se necesita una cantidad importante de energía la cual sale de las moléculas adyacentes que se encuentran en el sistema, como resultado de esta transferencia de calor la temperatura del cuerpo involucrado desciende.

Es así como al forzar aire caliente y seco (humedad relativa baja), a través de un cuerpo húmedo el agua que existe en las superficies se evapora debido al calor latente de vaporización y este se absorbe tanto del aire como de las superficies involucradas, logrando que las mismas se enfríen a temperaturas bajas, es muy común presenciar este fenómeno en el diario vivir “quizás usted ha notado que en un día caliente y seco el aire se siente un poco más frío cuando el patio se riega, esto es porque el agua absorbe el calor del aire cuando se evapora” (Cengel y Boles, 2012, p.754). Otro gran ejemplo se da en nuestro cuerpo cuando salimos de una piscina o incluso cuando sudamos y nos exponemos a un flujo de aire, las gotas se evaporan robando energía de nuestro cuerpo y es así como sentimos la sensación de frío.

Para el proceso de enfriamiento evaporativo inicialmente se puede pensar en un sistema compuesto por aire y agua con un flujo constante, el aire naturalmente no está saturado y tiene su respectiva humedad relativa, al crearse un flujo de aire sobre el agua esta tiende a evaporarse permitiendo que la humedad del aire suba considerablemente y la temperatura disminuya, el proceso con sus respectivas consideraciones se puede plantear que sigue la trayectoria de la línea de temperatura de bulbo húmedo; por lo tanto, se estima también que la entalpía durante el proceso no varía, como se ejemplifica en la Figura 14.

**Figura 14***Trayectoria de la Línea de Temperatura*

*Nota: Tomada de Termodinámica (p.754), por Cengel y Boles, 2012, MacGrawHill*

**4.1.4.1 Principales Tipos de Enfriadores Evaporativos.** Los enfriadores evaporativos han estado presentes desde antiguas civilizaciones las cuales utilizaban este método de la forma más simple, con el pasar de los años se ha estudiado a más profundidad este fenómeno, las variables que lo componen actualmente se puede clasificar en tres grandes grupos; enfriadores directos, indirectos e híbridos (directo-indirecto).

**4.1.4.1.1 Enfriadores Evaporativos Directos.** El enfriamiento evaporativo directo es el más simple, este se da de manera adiabática y la entalpía total del aire es constante mientras transcurre el proceso, como su nombre lo indica la transferencia de calor entre el agua y el aire se da de manera directa como se muestra en la Figura 15 , generalmente un ventilador o mecanismo impulsor conduce el aire caliente o ambiente y lo hace pasar a través de un medio humedecido (con almohadillas humectables, mallas o superficies porosas) allí el agua presente absorbe el calor sensible del aire y esto provoca que su temperatura baje, seguidamente se dirige al recinto que se quiere acondicionar.

Este método de enfriamiento presenta una gran limitante que es la humedad relativa del aire exterior esto debido a que si se tiene una humedad muy alta la capacidad de enfriamiento se ve reducida considerablemente, de igual forma se obtiene un mayor consumo de agua y costo de instalación.

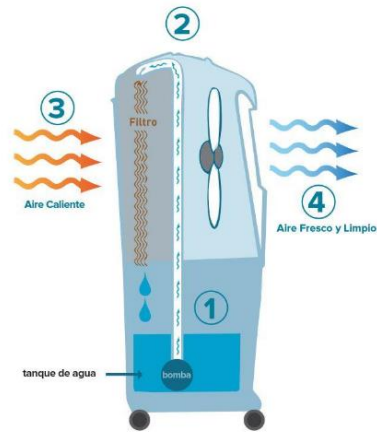
### Figura 15

#### *Enfriamiento Evaporativo Directo*



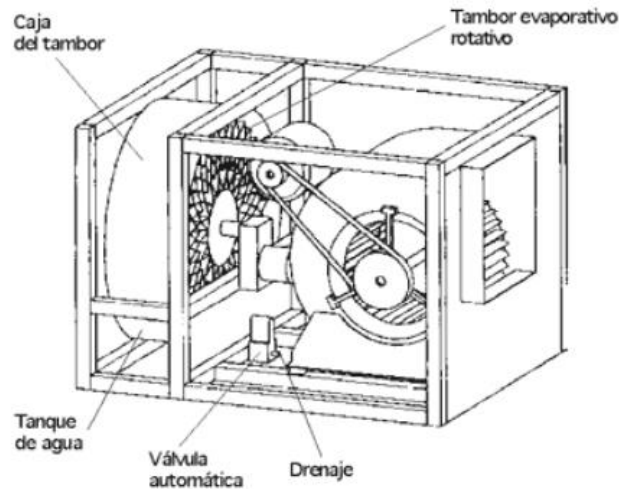
Del mismo modo el enfriamiento evaporativo directo, puede obtenerse por medio de diferentes métodos; están los equipos sin la recirculación de agua también llamados de agua perdida y los equipos que si recirculan el agua. Asimismo, se pueden clasificar de acuerdo con su estructura interna y sus componentes.

- **Enfriador de Placas con Material Poroso.** Generalmente este tipo de enfriadores hacen uso de materiales con alta capacidad higroscópica y un alto nivel de rigidez, constan de un ducto acampanado por el cual entra el aire, además de un panel poroso que puede ser de celulosa o fibra de vidrio, también trae un distribuidor y un recolector de agua conectados por una bomba de circulación como se muestra en la Figura 16 y finalmente un ventilador que fuerza al aire a pasar por el sistema, si se tiene una velocidad del aire baja se obtiene una mejor eficiencia.

**Figura 16***Enfriador Evaporativo con Material Poroso*

Nota. Adaptado de ¿qué es un enfriador evaporativo?, Bioaire, (<https://bioaire.co/>) CC-BY-NC-ND.

- **Enfriador Rotativo.** En este tipo de enfriador que se muestra en la Figura 17, las rejillas del ente giratorio (rotor) se humedecen directamente con el agua dispuesta debajo del eje (tanque), el material de estas rejillas es altamente resistente a la corrosión, así mismo consta de un motor eléctrico que impulsa el ventilador (abanico) el cual empuja el aire hacia las rejillas. Su funcionamiento se basa en hacer girar las rejillas y que el aire atravesase los espacios huecos de las mismas, permitiendo que este se humedezca y descienda su temperatura.

**Figura 17***Enfriador Rotativo*

*Nota.* Adaptado de Equipo evaporativo con tambor rotativo de S&P, [http://www.solerpalau.it/formacion\\_01\\_40\\_print.html](http://www.solerpalau.it/formacion_01_40_print.html)

- **Enfriamiento Mediante Agua Pulverizada.** Este tipo de enfriador puede ser de alta o baja presión dependiendo de los requerimientos, consiste en sistemas de pulverización de agua por medio de boquillas difusoras que pueden llegar a generar gotas de hasta  $5\mu$ , esencialmente se encuentran en espacios abiertos (hoteles, parques, playas, etc.) como se puede observar en la Figura 18 y su aplicación es directa con la zona a enfriar. requiere tuberías flexibles, así como resistentes a la corrosión, además de un mantenimiento sanitario periódico.

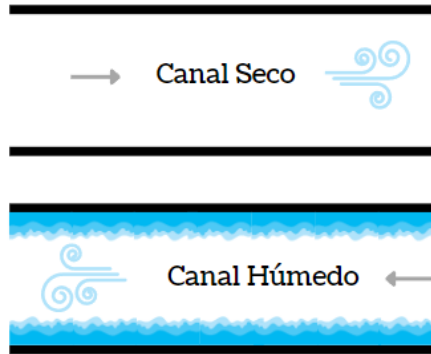
**Figura 18***Enfriamiento Mediante Agua Pulverizada*

*Nota.* Tomado de Sistemas de micropulverización de agua, Termigo microclimas, (<https://termigo.com/fog/>).

Algunas desventajas de los enfriadores evaporativos directos pueden ser:

- Se presenta un aumento sustancioso en la humedad del aire; debido a la transferencia de masa que se da, esto ocasiona una sensación de calor alta correspondiente a la capacidad casi nula del cuerpo para transpirar. Además, humedades muy altas pueden ser peligrosas para diferentes equipos electrónicos.
- La mínima temperatura que se puede llegar a obtener tiene una dependencia directa con la temperatura de bulbo húmedo del aire exterior, restringiendo así la temperatura final de enfriamiento.
- Este tipo de enfriamiento depende de las condiciones que se tengan en el ambiente a instalar.

**4.1.2.1.2 Enfriadores Evaporativos Indirectos (EEI).** El sistema de enfriamiento evaporativo indirecto permite acondicionar el aire sin aumentar su humedad, facilitando la capacidad de absorción de sudor en el cuerpo humano que da una sensación térmica confortable.

**Figura 19***Enfriamiento Evaporativo Indirecto*

El enfriamiento del aire se da por medio de un intercambiador de calor sensible, en el cual el aire acondicionado (canal seco) y el aire de trabajo exterior (canal húmedo) no hacen contacto directamente como se puede notar en la Figura 19, debido a que existe una superficie intermedia que puede ser en forma de placas, tubos o diferentes configuraciones, de la misma manera que en el enfriamiento directo estos sistemas se limitan por la temperatura de bulbo húmedo del ambiente.

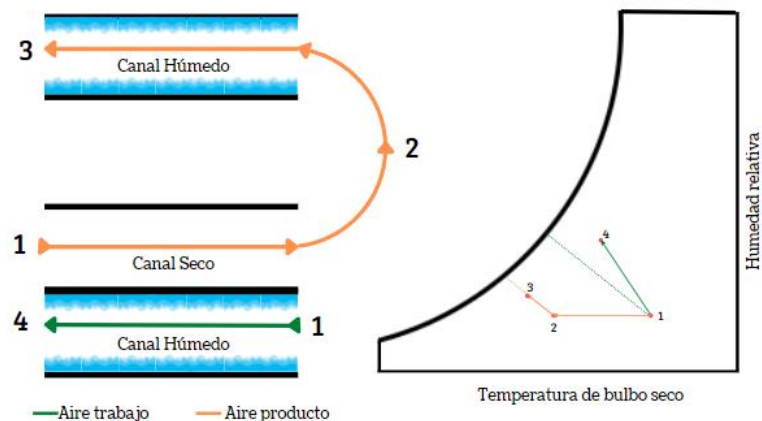
En múltiples ocasiones estos sistemas de EEI retoman una pequeña cantidad el aire desechado por el espacio refrigerado y lo incluye nuevamente formando un ciclo, aunque el sistema principal está dado por un intercambio de calor indirecto, también se utiliza el método directo para complementar y establecer diferentes configuraciones permitiendo llevar el aire a temperaturas mucho más bajas.

De acuerdo con las diferentes conjunciones de pasos por los canales húmedos y secos además de las temperaturas que se pueden llegar a obtener es posible hacer una clasificación de los sistemas de evaporación indirecta:

- Directo- Indirecto.** En este proceso de enfriamiento tiene dos etapas principales, en la primera como se puede observar en la parte izquierda de la Figura 20 el sistema consta de un intercambio de calor sencillo en el cual el aire exterior entra a los canales húmedo y seco, en este último el aire producto tiene un descenso de temperatura debido a la transferencia de calor sensible, por lo tanto, su presión de vapor baja conjunto con su temperatura de bulbo húmedo, este fenómeno se puede aprovechar para potenciar la capacidad de enfriamiento del aire producto después de salir del canal seco. Superada la primera etapa el aire producto tiene una menor temperatura tanto de bulbo seco, como de bulbo húmedo, por lo tanto; al pasar por la segunda etapa que está constituida por un canal húmedo, la temperatura final del aire producto llega a una temperatura menor a la inicial de bulbo húmedo, como se observa en la parte derecha de la Figura 20.

**Figura 20**

*Enfriamiento Evaporativo Directo-Indirecto*

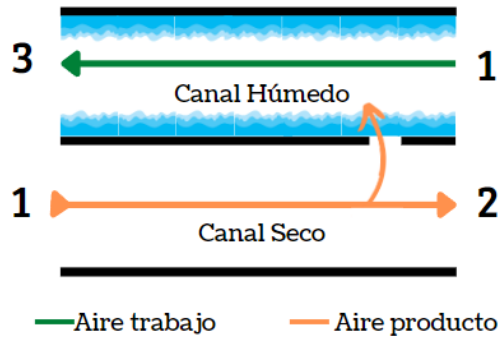


- Enfriamiento Regenerativo.** Otra forma para obtener una temperatura del aire producto por debajo de la temperatura de bulbo húmedo del aire exterior se muestra en la Figura 21. La disposición de este tipo de intercambiador se da de tal manera que el aire de trabajo se

deriva del aire producto que se ha enfriado indirectamente, permitiendo que descienda la temperatura aún más.

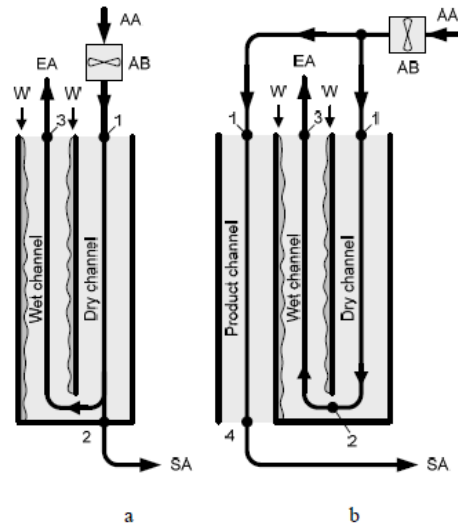
### Figura 21

#### *Enfriamiento Evaporativo-Regenerativo*



Así mismo presenta una gran desventaja y es que al hacerse la respectiva derivación el aire producto tiene un flujo menor

- **Enfriamiento de Punto de Rocío.** El enfriamiento de este tipo se da sin humidificación del aire y con una combinación de directo e indirecto haciendo uso del enfriamiento regenerativo. En la Figura 22 se muestran dos disposiciones diferentes de este tipo de enfriamiento en la primera se da una desviación del flujo parcial hacia el canal húmedo y en el segunda la transferencia de calor se da únicamente por medio de calor sensible.

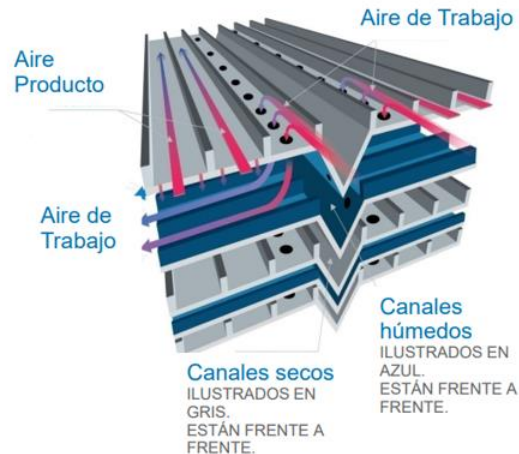
**Figura 22***Enfriamiento de Punto de Rocío*

*Nota.* Extracción parcial de aire (a) y con canal de producto (b) , donde AA: aire ambiente, AB: soplador de aire, EA:aire de escape, SA: aire de suministro y W:agua, Adaptado de Dew Point Evaporative Cooling: Technology Review and Fundamentals, Por Glanville, P., Kozlov, A. y Maisotsenko, V., 2011, El Sevier,

El objetivo principal de esta disposición es acercarse a la temperatura de punto de rocío, la saturación total del aire se da dentro del canal húmedo y sus direcciones siempre se dan a contraflujo.

- **Maisotsenko.** Este tipo de intercambiador recibe el nombre de su creador Valeriy Maisotsenko, el cual permite conseguir temperaturas de acondicionamiento por debajo de la temperatura de bulbo húmedo haciendo uso del método previamente explicado, asimismo, cuenta con un esquema a contraflujo que permite una mayor transferencia de calor.



**Figura 24***Intercambiador HMX*

*Nota.* Representación gráfica del ciclo de Maisotsenko. Reproducido de Climatización CPDs mediante sistema de enfriamiento evaporativo indirecto. Por WOLF, (<https://n9.cl/cgrea>).

**4.2 Antecedentes**

En la literatura internacional se pueden encontrar diferentes investigaciones que enriquecen la temática tratada, una de ellas es la “Comparación de tipos de enfriamiento evaporativo mediante modelos analíticos y experimentales” que se llevó a cabo en Lima, Perú por parte de Cabrera Klisman en el año 2020. En su trabajo de investigación tuvo como objetivo principal comparar los diferentes tipos de enfriamiento evaporativo para establecer el más apropiado para una aplicación de climatización, para ello, primeramente dio a conocer conceptos y características de los tipos de enfriamiento existentes y por medio de modelos tanto analíticos como experimentales predijo características importantes como la temperatura y humedad de cada uno de los sistemas, obteniendo como resultado las temperaturas de salida y el consumo de agua de cada uno de los modelos, finalmente concluyó que el mejor tipo de enfriamiento evaporativo para una aplicación

de climatización es el Dew Point Evaporative Cooling. Su gran aporte a esa investigación se basa en los tipos de modelamiento matemático que se pueden emplear para idear el comportamiento del enfriamiento evaporativo regenerativo.

En el año 2019 Ruiz Ángel en Sevilla, España realizó una investigación para conocer el potencial de sistemas de enfriamiento evaporativo en la India que tituló “Evaluación del potencial de aplicación de soluciones de enfriamiento evaporativo para la reducción de la demanda de refrigeración en edificios en India”. Realizó este estudio con el objetivo de que cualquier usuario pudiera usar un mapa y conocer si el Sistema de Enfriamiento Evaporativo Pasivo (PDEC) es una solución acertada en la zona donde se quiere implantar dependiendo de los valores que se muestran en dicho mapa. Tomó como herramienta de trabajo datos de 52 estaciones meteorológicas que la Sociedad India de Calefacción, Refrigeración e Ingenieros del Acondicionamiento Ambiental (ISHRAE) han subido a la red. Fruto de su investigación se obtuvieron diversos mapas de la región (India) con datos climáticos que pueden ser utilizados tanto para la implementación de PDEC como para información de cualquier otro estudio climático o energético en los meses de junio a octubre en esta región.

A nivel nacional el tema ha tenido un gran auge en los últimos años y ha llegado a ser un tema de interés tal como se plasmó en el trabajo de investigación de Moreno Juan en el 2019 que lleva por título “Diseño de un sistema de enfriamiento evaporativo para fines educativos” el objetivo principal de este fue el diseño de una torre de enfriamiento de tiro inducido automatizada a pequeña escala basándose en el mecanismo de enfriamiento evaporativo. En primera instancia se presentaron los conceptos fundamentales junto con la metodología que se dio de manera descriptiva, seguidamente se revisó las propiedades físicas de los fluidos, así como el dimensionamiento de la torre y por último se realizaron los cálculos necesarios. Como resultado

se cumplió a cabalidad el objetivo principal y se elaboró un modelo CAD con sus respectivos planos eléctricos y mecánicos.

En Bucaramanga, se llevó a cabo la investigación para el “Rediseño del control de flujo de agua del enfriador evaporativo de la planta de regeneración de energía Merilectrica” por Chávez Leyton y Tarazona Orlando en el 2010. Allí el objetivo principal fue, como su nombre lo indica, el rediseño de dicho control y para ello los autores realizaron el monitoreo de diferentes variables como lo son la humedad relativa y la velocidad del aire para así controlar el flujo de agua perteneciente al sistema. Como resultado se diseñó un control con la ayuda de Matlab en donde se estableció las entradas del sistema con sus perturbaciones y se implementó en un variador de velocidad Altivar 71.

## 5. Análisis de Necesidades y Expectativas

El análisis de necesidades y expectativas (QFD) se obtuvo a partir del estudio de los tipos y clasificaciones de los diferentes sistemas de refrigeración por evaporación, los cuales se describen de manera detallada en la Tabla 1 y se evaluaron según la satisfacción y/o expectativa.

**Tabla 1**

*Análisis de Necesidades y Expectativas de los Sistemas de Refrigeración por Evaporación*

SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR EVAPORACIÓN													
Tipo	Efectividad de bulbo húmedo		Efectividad de punto de rocío		Desempeño energético COP		Costo		Facilidad de construcción		Confort		Total
	Exp.	P	Exp.	P	Exp.	P	Exp.	P	Exp.	P	Exp.	P	
<b>Directos</b>	Medio	3	Muy bajo	1	Muy bajo	1	Alto	4	Medio	3	Muy bajo	1	13
<b>Indirectos</b>	Muy alto	5	Muy alto	5	Medio	3	Medio	3	Medio	3	Alto	4	23
<b>Híbridos</b>	Muy alto	5	Medio	3	Muy alto	5	Muy bajo	1	Muy bajo	1	Alto	4	19

*Nota.* Siendo puntos (P); muy bajo (1), bajo (2), medio (3), alto (4) y muy alto

Para el análisis de los intercambiadores resulta conveniente la interpretación de la carta psicrométrica ver Apéndice A. Carta Psicrométrica

El sistema de refrigeración por evaporación que presenta una mayor expectativa al evaluar los parámetros descritos frente a los otros sistemas es el sistema de refrigeración por evaporación indirecto.

## 6. Selección del Sistema de Enfriamiento Evaporativo

Dentro de los sistemas de refrigeración por evaporación indirectos existen varios tipos, de los cuales sobresalió el sistema a contracorriente como se evidencia en la Tabla 2.

**Tabla 2**

*Sistemas de Refrigeración por Evaporación Indirectos*

Tipo	Efectividad de bulbo húmedo		Efectividad de punto de rocío		Desempeño energético COP		Costo		facilidad de construcción		Confort		Total puntaje
	Exp.	P	Exp.	P	Exp.	P	Exp.	P	Exp.	P	Exp.	P	
	IEC tipo tubular	118-122%	4	75-90%	4	Alto	4	Medio	3	Alto	4	Alto	
IEC tipo placa	109-131%	4	N/A	-	Medio	3	Alto	4	Alto	4	Media	3	18
IEC heat pipe	100-115 %	3	78-82%	4	Alto	4	Medio	3	Media	3	Alto	4	21
HX flujo cruzado	110% - 122%	4	55%-85%	4	Alto	4	Medio	3	Medio	3	Alto	4	22
<b>Contracorriente</b>	<b>hasta 130%</b>	<b>5</b>	<b>hasta 90%</b>	<b>5</b>	<b>Muy alto</b>	<b>5</b>	<b>Medio</b>	<b>3</b>	<b>Medio</b>	<b>3</b>	<b>Alto</b>	<b>4</b>	<b>25</b>

*Nota.* El análisis de necesidades y expectativas o QFD se obtuvo a partir del estudio de los tipos y clasificaciones de los diferentes sistemas de refrigeración por evaporación, se evaluaron según la satisfacción y/o expectativa (exp) de fabricación siendo puntos (P); muy bajo (1), bajo (2), medio (3), alto (4) y muy alto (5).

## 7. Modelo Matemático para el Aula Maracaná

El modelo matemático implementado permite evaluar el comportamiento termodinámico y de transferencia de calor y masa del flujo de aire bajo las condiciones dadas en el aula de la escuela de ingeniería mecánica 310 comúnmente conocido como “Maracaná” a través de softwares ingenieriles de resolución de ecuaciones y de simulación de elementos finitos.

### 7.1 Bases Teóricas

Los principios teóricos para los procesos de transferencia de calor y masa requeridos en el análisis, modelamiento y estudio de viabilidad del sistema de enfriamiento evaporativo Indirecto regenerativo contracorriente en términos de la efectividad de bulbo húmedo se describen a continuación.

#### 7.1.1 Transferencia de Energía

La energía se puede transferir hacia una masa dada mediante el calor representado por  $Q$ , por lo que una interacción energética se denomina transferencia de calor si su fuerza impulsora es una diferencia de temperatura, esto hace referencia a las formas de calor latente y sensible de la energía interna de los cuerpos, la razón de transferencia de calor por unidad de área perpendicular a la dirección de dicha transferencia se llama flujo de calor y el flujo promedio de calor  $\dot{q}$ , se determina según la ecuación 1.

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (W/m^2) \quad (1)$$

Donde  $A$  es el área de transferencia de calor en  $m^2$

### 7.1.2 Transferencia de Calor por Convección

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el aire adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos, la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la ley de enfriamiento de Newton, como se presenta en la ecuación 2.

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) [W] \quad (2)$$

Donde  $h$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección en  $W/m^2\text{°C}$

$A_s$  = Área superficial en  $m^2$

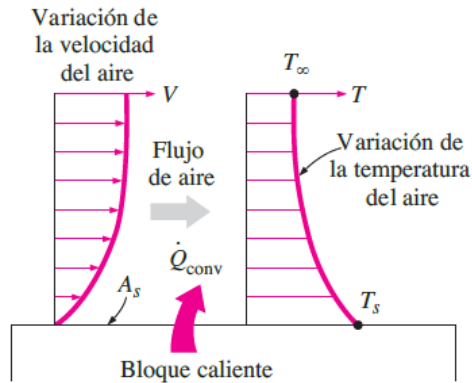
$T_s$  = Temperatura de la superficie en  $\text{°C}$

$T_\infty$  = Temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie en  $\text{°C}$

La variable  $h$  no es una propiedad del fluido, es un parámetro que se determina en forma experimental y cuyo valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección; como: la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido representado en la Figura 25 y las propiedades del fluido y la velocidad masiva del mismo. En el Apéndice B se pueden observar algunos valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección.

**Figura 25**

*Transferencia de Calor de una Superficie Caliente Hacia el Aire por Convección*



*Nota:* Tomada de Transferencia de Calor y Masa (p.26), por Yunus A. Çengel and Afshin J. Ghajar.2011, McGraw-Hill Education

### 7.1.3 Convección Interna Forzada

Para el sistema estudiado se fuerza al fluido a desplazarse por medio de un ventilador por el ducto rectangular, teniendo en cuenta que los tubos no circulares suelen ser usados en aplicaciones como los sistemas de calefacción y enfriamiento de los edificios, en donde la diferencia de presión es relativamente pequeña, se tendrá en cuenta la potencia de bombeo y la determinación de la longitud adecuada para realizar la transferencia de calor solicitada.

### 7.1.4 Flujo Incompresible

La incompresibilidad es una aproximación y se dice que un flujo es incompresible si la densidad permanece casi constante en toda la extensión del flujo, por lo tanto, el volumen de todas las porciones del fluido permanece inalterado durante su movimiento, cuando el flujo (o el fluido) es incompresible.

La variación en la densidad en los flujos de gases depende del número de Mach, definido como  $M_a = \frac{V}{c}$ , de la anterior ecuación tenemos que  $C$  es la velocidad del sonido cuyo valor es de  $346 \text{ m/s}$  en el aire a la temperatura ambiente a nivel del mar, por lo tanto los flujos de gases se consideran incompresibles si los cambios en la densidad están por debajo de alrededor de 5%, que suele ser el caso cuando  $M_a < 0,3$  lo que lleva a la conclusión que se pueden despreciar los efectos de la compresibilidad del aire a velocidades por debajo de alrededor de  $100 \text{ m/s}$ .

### 7.1.5 Flujo Laminar, Velocidad y Temperatura Promedio

En las condiciones más prácticas, el flujo en un tubo es laminar para  $Re < 2\,300$ , este tipo de flujo se caracteriza por ser suave y ordenado en contraste con el flujo turbulento como se observa en la Figura 26, para el flujo en un ducto rectangular el número de Reynolds se define según la ecuación 3.

$$Re = \frac{v_{prom} D_h}{\vartheta} \quad (3)$$

Donde  $Re$  = Número de Reynolds

$v_{prom}$  = Velocidad promedio en  $\frac{m}{s}$

$D_h$  = Diámetro hidráulico en  $m$

$\vartheta$  = viscosidad cinemática del fluido en  $\frac{m^2}{s}$

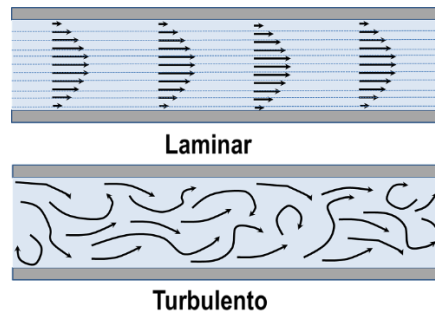
El diámetro hidráulico para un ducto rectangular se establece mediante la ecuación 4.

$$D_h = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b} \quad (4)$$

Donde  $a$  y  $b$  son los dos lados de los ductos respectivamente en  $m$

### Figura 26

*Perfil de Flujo laminar y Turbulento*



*Nota.* Adaptado de Flujo turbulento en ingeniería química, Noguera Bulmaro, 2021 (<https://www.ingenieriaquimicareviews.com/2021/02/flujo-turbulento-en-ingenieria-quimica.html>)

El valor de la velocidad media,  $V_{prom}$ , en un ducto se determina a partir del requisito que se debe satisfacer, el principio de conservación de la masa, como se muestra en la ecuación 5.

$$\dot{m} = \rho V_{prom} A_c \quad (5)$$

Donde:

$\dot{m}$  = Flujo másico en  $\frac{kg}{s}$

$\rho$  = Densidad en  $\frac{kg}{m^3}$

$A_c$  = Área de la sección transversal en  $m^2$

Para el presente modelamiento es provechoso trabajar con una velocidad promedio, la cual se mantiene constante en el flujo incompresible, ya que el área de la sección transversal del ducto se mantendrá constante.

La fricción entre las partículas del fluido en un tubo en realidad causa un ligero aumento en la temperatura del propio fluido, como resultado de la energía mecánica que se está convirtiendo en energía térmica sensible, sin embargo, esta elevación de temperatura debida al calentamiento por fricción suele ser demasiado pequeña para garantizar alguna consideración en los cálculos y, como consecuencia, se descarta.

#### **7.1.6 Transferencia de Calor por Radiación.**

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas, a diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor, la radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se obtiene mediante la ecuación 6.

$$\dot{Q}_{emitida} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (6)$$

Donde  $\dot{Q}_{emitida}$  = Calor emitido por radiación en  $W$

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

$\varepsilon$  = Emisividad de la superficie

$T_s$  = Temperatura superficial en  $k$

El valor de la emisividad está dado en el intervalo de  $0 \leq \varepsilon \leq 1$  es una medida de cuán próxima está una superficie de ser un cuerpo negro, para el cual  $\varepsilon = 1$ . En la tabla 1-6 del libro de transferencia de calor y masa se dan las emisividades de algunas superficies como se puede ver en el Apéndice B. **Valores Típicos del Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección.**

### 7.1.7 Número de Lewis

El número de Lewis ( $L_e$ ) es un número adimensional definido como el cociente entre la difusividad térmica y la difusividad másica. Se usa para caracterizar flujos en donde hay procesos simultáneos de transferencia de calor y masa por convección como se muestra en la ecuación 7.

$$L_e = \frac{S_c}{P_r} = \frac{\alpha}{D_{AB}} = \frac{\text{Difusión térmica}}{\text{Difusividad de masa}} \quad (7)$$

## 7.2 Análisis de Carga Térmica

Para el modelamiento del sistema es necesario evaluar las cargas térmicas que intervienen en el sistema y/o volumen de control con el fin de establecer el comportamiento del sistema y lograr un modelado matemático realista, para ello es importante conocer cada uno de los elementos que hacen parte del salón 310, los datos geográficos el aula, dimensiones y materiales de construcción.

En la Figura 27 se observan los diferentes elementos, detalles y materiales de construcción del salón, de igual manera se identifica la distribución del espacio y la cantidad de puestos de trabajo conformado por sillas y escritorios, lo que permite determinar la cantidad de personas para el cual fue diseñado el aula.

**Figura 27**

*Fotografías del Salón 310 Escuela de Ingeniería Mecánica*

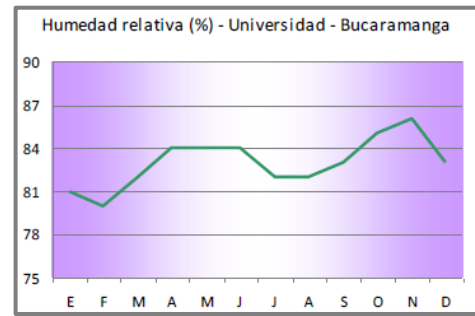
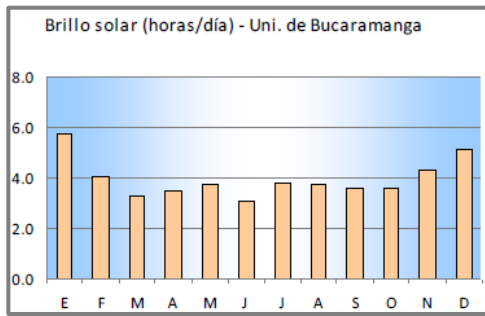


*Nota.* Elementos que conforman el aula 310

**7.2.1 Datos Geográficos**

Los datos geográficos del aula 310, el cual se ubica dentro de la escuela de ingeniería mecánica se obtuvieron a través de Google Maps, a su vez se obtiene su vista panorámica desde dicha herramienta geográfica como se puede observar en la Figura 28.





*Nota.* Gráfica de los promedios climatológicos UIS, las representaciones se pueden extraer a partir de los datos del Apéndice C

Con el fin de conocer el comportamiento climatológico de la ciudad de Bucaramanga en los últimos 6 años se consulta la base de datos de Weather Spark, en donde todos los datos climatológicos, incluida la nubosidad, precipitación, velocidad y dirección del viento y flujo solar vienen de MERRA-2 Modern-Era Retrospective Analysis de NASA, este reanálisis combina una variedad de medidas de área amplia en un moderno modelo meteorológico mundial para reconstruir la historia del clima, hora por hora, de todo el mundo en una cuadrícula con bloques de 50 km. Ver Apéndice D. Datos Meteorológicos Bucaramanga Weather Spark 2016-2022

Se aplica la ecuación 8 de promedios, a todos los meses del año durante un periodo de 24 años para encontrar la temperatura máxima, media y mínima anual haciendo uso de la base de datos mencionada en el Apéndice C. **Datos Meteorológicos IDEAM Universidad Industrial de Santander.**

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \tag{8}$$

Donde  $\bar{X}$  = Media aritmética

$n$  = Número total de datos

$x_i$  = Elemento del conjunto

Obteniendo así los siguientes rangos de temperatura para el estudio del modelamiento:

### Temperatura Media

$$\bar{X}_{\text{temperatura media total anual } ^\circ\text{C}} = \frac{276,90 \text{ } ^\circ\text{C}}{12 \text{ mes}} = 23,075 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{mes}$$

### Temperatura Máxima

$$\bar{X}_{\text{temperatura maxima total anual } ^\circ\text{C}} = \frac{338,42 \text{ } ^\circ\text{C}}{12 \text{ mes}} = 28,201 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{mes}$$

### Temperatura Mínima

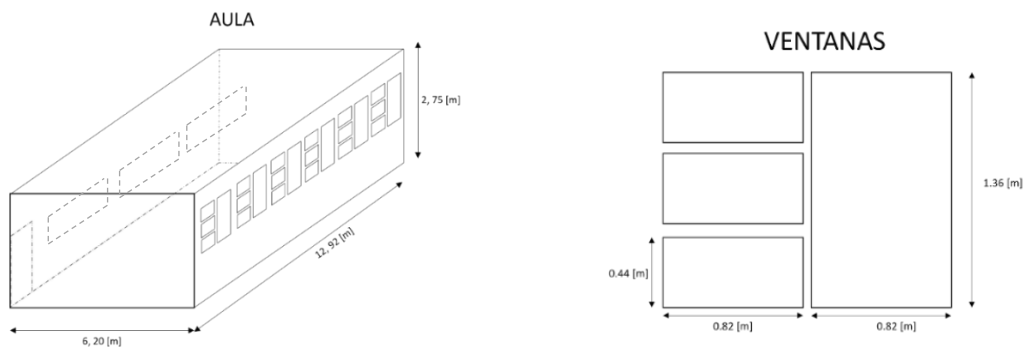
$$\bar{X}_{\text{temperatura minima total anual } ^\circ\text{C}} = \frac{231,83 \text{ } ^\circ\text{C}}{12 \text{ mes}} = 19,318 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{mes}$$

## 7.2.2 Medidas de Construcción Aula 310

Con ayuda de una cinta métrica se midieron los cerramientos que conforman el aula 310, sus dimensiones se pueden observar en la Figura 29.

### Figura 29

#### Dimensiones Físicas Aula 310



*Nota.* Áreas principales salón 310

Con las medidas de cada sección se establece el área superficial de cada cerramiento como se observa en la Tabla 3.

**Tabla 3**

*Áreas Cerramientos del Aula 310*

<b>Sección</b>	<b>Área [<math>m^2</math>]</b>
Pared Frontal	17.05
Pared lateral derecha	20.14
Pared lateral izquierda	35.53
Pared trasera	17.05
Ventanas	15.33
Piso	80.10
Techo	80.10

*Nota.* Para la facilidad de cálculos se tomará la pared lateral izquierda uniforme, por lo tanto, se desprecian los calaos con los que cuenta actualmente el aula y por consiguiente cualquier tipo de infiltración o expulsión del aire por en esa zona

### **7.2.3 Materiales de Construcción del Aula**

Por medio de inspección visual se asume que las paredes fueron construidas en ladrillo común con un espesor aproximado de 0.1 m y revocado por ambos lados con un espesor de 0.02 m, las dos superficies posteriormente se encuentran pintadas de color blanco, el techo se encuentra con placa de concreto de 0.15 m de espesor y revoque en la parte inferior con un espesor de 0.02 m, para el piso se analiza con una placa de concreto de aproximadamente 7" y loseta, por ultimo encontramos que las ventanas son de cristal simple con marco metálico.

#### 7.2.4 Coeficiente de Transferencia de Calor Total ( $U$ )

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor es necesario hallar la resistencia total de los cerramientos, se observa que la pared lateral derecha y el techo se encuentran expuestos a la intemperie y la pared trasera confina con una batería de baños, mientras la pared lateral izquierda colinda con un corredor y finalmente la pared frontal limita con el centro de estudios, este último, cuenta con un sistema de aire acondicionado sin embargo no se hace uso frecuente del mismo, para facilidad de los cálculos se establece que los cerramientos en su parte exterior se encuentran a temperatura ambiente.

Para las paredes y techo con superficies expuestas se tiene en cuenta los efectos de radiación y convección, mediante los coeficientes de conductancias superficiales, en este se tiene presente que las superficies de los materiales de construcción usuales cuentan con una emisividad superficial de  $\varepsilon = 0.90$  aproximadamente.

Las paredes se hallan en una posición vertical con una dirección de flujo horizontal mientras el techo y el piso se encuentran en una posición horizontal, conjuntamente para el interior y el exterior se tiene un aire con movimiento para condiciones ambiente, por lo anterior y según Apéndice E se tiene que:

- Para paredes el coeficiente de conductancia superficial interna y externa, respectivamente es:

$$h_i = 8.29 [W / m^2 \text{ } ^\circ C]$$

$$h_o = 22.7 [W / m^2 \text{ } ^\circ C]$$

Por lo tanto, la resistencia de la superficie se puede obtener a partir de la ecuación  $R = 1/h$

$$R_i = 0.12 [m^2 \text{ } ^\circ C / W]$$

$$R_o = 0.04 [m^2 \text{ } ^\circ C / W]$$

- Para el techo el coeficiente de conductancia superficial interna y externa, respectivamente es:

$$h_i = 6.13 [W / m^2 \text{ } ^\circ C]$$

$$h_o = 22.7 [W / m^2 \text{ } ^\circ C]$$

Por lo tanto, la resistencia térmica es:

$$R_i = 0.16 [m^2 \text{ } ^\circ C / W]$$

$$R_o = 0.04 [m^2 \text{ } ^\circ C / W]$$

- Para el piso el coeficiente de conductancia superficial interna y externa, respectivamente es:

$$h_i = 9.26 [W / m^2 \text{ } ^\circ C]$$

$$h_o = 22.7 [W / m^2 \text{ } ^\circ C]$$

Por lo tanto, la resistencia térmica es:

$$R_i = 0.10 [m^2 \text{ } ^\circ C / W]$$

$$R_o = 0.04 [m^2 \text{ } ^\circ C / W]$$

El factor U se compone del inverso de la suma de las resistencias de los componentes de cada cerramiento que se puede ver Nota: Tomada de Transferencia de Calor y Masa (p.186), por Yunus A. Çengel and Afshin J. Ghajar.2011, McGraw-Hill Education

**Apéndice F. Propiedades de Materiales de Construcción**, en el cual se expone las resistencias características de cada material conjunto a su conductividad.

- Revoque de cemento:

$$R_{revoque} = 0.02 \text{ [m}^2 \text{ K / W]}$$

- Ladrillo común con un espesor aproximado de 0.1 m

$$R_{ladrillo} = 0.13 \text{ [m}^2 \text{ K / W]}$$

- Placa de concreto de 0.18 m

$$R_{concreto\ 0.18m} = 0.16 \text{ [m}^2 \text{ K / W]}$$

- Loseta

$$R_{loseta} = 0.01 \text{ [m}^2 \text{ K / W]}$$

El cálculo del factor U para cada cerramiento se realiza mediante las ecuaciones

**Pared:**

$$U_{pared} = \frac{1}{R_{i,pared} + R_{revo} + R_{ladrillo} + R_{revoque} + R_{o,pared}} \quad (9)$$

$$U_{pared} = \frac{1}{0.12 + 0.02 + 0.13 + 0.02 + 0.04} = 3.03 \text{ [} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ k}} \text{]}$$

**Techo:**

$$U_{techo} = \frac{1}{R_{i,techo} + R_{concreto\ 0.15} + R_{revoque} + R_{o,techo}} \quad (10)$$

Nota: El techo del aula cuenta con un tipo de sello impermeable el cual se desprecia su efecto en la realización de los cálculos.

$$U_{techo} = \frac{1}{0.16 + 0.13 + 0.02 + 0.04} = 2.85 \left[ \frac{W}{m^2\ k} \right]$$

**Piso:**

$$U_{piso} = \frac{1}{R_{i,piso} + R_{concreto\ 0.18} + R_{loseta} + R_{o,piso}} \quad (11)$$

$$U_{piso} = \frac{1}{0.10 + 0.16 + 0.01 + 0.04} = 3.22 \left[ \frac{W}{m^2\ k} \right]$$

**Ventanas**

Para hallar el U de las ventanas se hace uso del Manual de Fundamentos ASHRAE 2001, Capitulo 30, tabla 4 que se encuentra en el Apéndice G. Factors for Various Fenestration Products in W/m<sup>2</sup>K para las ventanas de acristalamiento simple y que se encuentran cerradas se tiene:

$$U_{ventanas} = 5.91 \left[ \frac{W}{m^2\ k} \right]$$

Para el cálculo de la carga térmica debido a los cerramientos se emplea la ecuación (12).

$$Q_{cerr} = U A_{sup} (T_{ext} - T_{int}) \quad (12)$$

Donde  $Q_{cerr}$  = Calor generado por los cerramientos en  $W$

$$A_{sup} = \text{Área superficial en } m^2$$

$T_{ext}$  = Temperatura exterior en  $K$

$T_{int}$  = Temperatura interior en  $K$

La temperatura externa se establece según la máxima temperatura promedio encontrada que corresponde a 28,2. y la temperatura interna que obedece a la temperatura mínima que puede alcanzar el sistema 21°C. El total calor generado por cada uno de los cerramientos se dispone en la Tabla 4.

**Tabla 4**

*Cargas Térmicas Aula 310*

<b>Superficie</b>	<b>Coefficiente de transferencia de calor total (W/m<sup>2</sup> K)</b>	<b>Área superficial (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Delta de temperatura (K)</b>	<b>de Calor generado (W)</b>
Pared	3,03	89,77	7,2	1958,42
Techo	2,85	80,10	7,2	1643,65
Piso	3,22	80,10	7,2	1857,04
Ventana	5,91	15,33	7,2	652,32

Según datos del anuario estadístico de la Asociación Nacional de Universidades e Instituciones de Educación Superior (ANUIES) correspondiente al ciclo escolar 2020-2021, el 15% de los estudiantes que ingresan a la universidad a estudiar carreras de ingeniería son mujeres, El aula fue diseñado para que 73 personas lo ocupen (72 estudiantes y 1 docente), por lo que la cantidad de mujeres que ocuparan el salón está en un promedio de 10 mujeres aproximadamente y 63 hombres, de acuerdo con (Cengel y Boles, 2011) para un hombre adulto el promedio de la tasa de generación de calor es 115 W cuando realiza trabajo de oficina y expresa que las cifras

correspondientes para una mujer adulta son casi 15 por ciento menores, para el cálculo del calor generado por mujeres en el aula se hace uso de la ecuación 13

$$Q_{mujeres} = (Q_T - (Q_t * 0.15)) * 10 \quad (13)$$

Donde  $Q_{mujeres}$  = Calor emitido por mujeres en  $W$

$Q_T$  = Calor total emitido por un adulto en  $W$

Reemplazando

$$Q_{mujeres} = 115 - (115 * 0.15) = 97.75 * 10 = 977,5 W$$

Para el calor total generado por hombres se hace uso de la ecuación 14.

$$Q_{hombres} = Q_T * 63 \quad (14)$$

Donde  $Q_{hombres}$  = Calor emitido por hombres en  $W$

Reemplazando

$$Q_{hombres} = 115 * 63 = 7245 W$$

El calor latente generado está dado por la suma de los calores emitidos por hombres y mujeres como se muestra en la ecuación 15.

$$Q_{total} = Q_{hombres} + Q_{mujeres} \quad (15)$$

Donde  $Q_{total}$  = Calor latente generado en  $W$

Reemplazando

$$Q_{total} = 7245 + 977,5 = 8222,5 W$$

#### 7.2.4 Renovación del Aire del Salón 310

De acuerdo con la Organización Mundial de la Salud (OMS), la ventilación consiste en introducir intencionalmente aire limpio en un espacio, al tiempo que se elimina el aire viciado<sup>6</sup>, el objetivo es mantener la calidad del aire en ese espacio. Adicionalmente la OMS también indica que la ventilación puede reducir la propagación de la COVID-19 en los espacios interiores, ya que logran que la tasa de renovación de aire sea más elevada, reducen la cantidad de aire reciclado y aumentan el uso del aire exterior.

En cuanto a la estimación de la renovación del aire en el recinto se hace uso del Manual Práctico de Ventilación Salvador Escoda S.A. capítulo 2, tabla número 1 Apéndice H. Renovación del Aire en Locales Habitados en el cual se dan el número de renovaciones por hora en diferentes locales habitados, para escuelas y aulas de 2 a 3 renovaciones por hora y se expresa con la ecuación (16).

$$\dot{v}_{infiltrado} = V_{recinto} * \frac{N}{hora} \quad (16)$$

Donde  $\dot{v}_{infiltrado}$  = Flujo de volumen infiltrado en  $m^3/h$

---

<sup>6</sup> Representa la situación en la que el aire que respiramos en interiores ha sido contaminado y no se ha extraído ni renovado

$V_{recinto} = \text{Volumen del recinto en } m^3$

$N = \text{Número de renovaciones en una hora}$

Reemplazando

$$\dot{v}_{infiltrado} = 220 \text{ m}^3 * \frac{2}{\text{hora}} = 440 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{v}_{infiltrado} = 0,122 \text{ m}^3/\text{s}$$

La renovación del aire genera un calor por infiltración, representado por la ecuación 17.

$$Q_{inf} = \dot{v}_{infiltrado} \cdot \rho \cdot C_{p\text{aire}} (T_{ext} - T_{int}) \quad (17)$$

Donde  $Q_{inf} = \text{Calor por infiltración } W$

$C_{p\text{aire}} = \text{Calor específico a presión constante } \frac{J}{kg \cdot K}$

Se hace uso del libro Transferencia de calor y masa, apéndice 1, tabla A-15 ver Apéndice

I. Propiedades del Aire se establece que el calor específico es  $1007 \text{ J}/\text{kg} \cdot \text{K}$  y la densidad es  $1,192 \text{ kg}/\text{m}^3$  a una temperatura media de  $23^\circ\text{C}$ .

$$Q = 0,122 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,192 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (7,2)\text{K}$$

$$Q = 1,054 \text{ W}$$

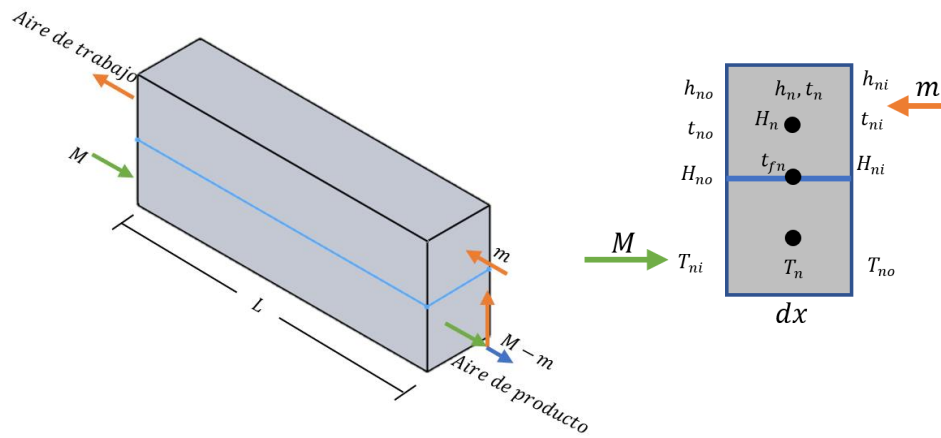
### 7.3 Modelamiento del Intercambiador Regenerativo Contracorriente

Para el análisis y modelamiento matemático de transferencia de calor y masa se debe tener en cuenta dos secciones separadas por una placa que contiene una película de agua de aproximadamente 1mm de espesor como se observa en la Figura 30, de acuerdo con las ecuaciones

planteadas en el artículo científico de Ala Hasan (2010); en uno de los ductos debe fluir aire producto y en el otro ducto el aire de trabajo.

### Figura 30

*Flujos y Diferencial de Área para Modelamiento del Intercambiador*



El sistema de enfriamiento evaporativo indirecto regenerativo contracorriente utiliza el efecto de enfriamiento por evaporación creado por la transferencia de calor y masa entre el agua de enfriamiento y el aire en el conducto de aire de trabajo, para enfriar el aire de producto en el conducto seco, debido a los efectos de enfriamiento por evaporación en el canal húmedo, la temperatura en la placa disminuye, lo que permite que el aire primario intercambie calor continuamente a través de la placa sin entrar en contacto directo con la película de agua.

Para el análisis del intercambiador se tendrá en cuenta los siguientes condicionamientos

- El enfriador estará aislado de su entorno.
- La temperatura exterior e interior del aula permanecen constante.

De acuerdo con el diferencial de área en la Figura 30, tenemos que la transferencia de calor del aire que fluye dentro del conducto seco hacia la película de agua está dada por la ecuación 18.

$$MCp_{aire}(T_{ni} - T_{no}) = U(T_n - t_{fn})dA \quad (18)$$

Donde  $M$  = Flujo de masa en el pasaje seco  $\frac{kg}{s}$

$T_{ni}$  =Temperatura de entrada °C

$T_{no}$  =Temperatura de salida °C

$T_n$  =Temperatura media °C

$t_{fn}$  =Temperatura de la película de agua °C

$dA$  = Diferencial de área en  $m^2$

$$U = \left( \frac{1}{\alpha_d} + \frac{d}{k} \right)^{-1} \quad (19)$$

Donde  $\alpha_d$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección en el lado del aire seco  
en  $W/m^2 \cdot K$

$d$  = Espesor de la película de agua en  $m$

$k$  = Conductividad térmica de la pared delgada combinada con la película de agua en  
 $W/m \cdot k$

Para el aire que fluye dentro del conducto húmedo, la transferencia de calor entre la corriente de aire y la interfaz aire-agua consta de partes sensibles y latentes (Hasan, 2010). Para ello se hace uso de la ecuación 20.

$$m(h_{no} - h_{ni}) = \alpha_w (t'_n - t_n)dA + \beta(H'_n - H_n)h_{fg}dA \quad (20)$$

Donde  $m$  = Flujo masico de aire en el pasaje húmedo en  $\frac{kg}{s}$

$h_{no}$  = Entalpia del aire a la salida en  $\frac{kJ}{kg}$

$h_{ni}$  = Entalpia del aire a la entrada en  $\frac{kJ}{kg}$

$\alpha_w$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección en el paso del aire en el paso húmedo en  $W/m^2\text{°}K$

$t'_n$  = Temperatura del aire en el pasaje húmedo, condición saturada a la temperatura de la interfaz aire-agua en  $\text{°}C$

$t_n$  = Temperatura del aire en el pasaje húmedo a la salida  $\text{°}C$

$\beta$  = Coeficiente de transferencia de masa en  $\frac{kg\ agua}{kg\ aire\ seco}$

$h_{fg}$  = Calor latente de evaporación del agua en  $\frac{kJ}{kg}$

$H'_n$  = Relación de humedad del aire húmedo saturado a la temperatura de la interfaz aire-agua en  $\frac{kg\ agua}{kg\ aire\ seco}$

$H_n$  = Humedad del aire

Para obtener la entalpia de las mezclas agua-aire se hace uso de la ecuación 21.

$$h = C_H t + h_{fg} H \quad (21)$$

Donde  $h$  = Entalpia de la mezcla  $\frac{kJ}{kg}$

$C_H$  = Capacidad calorífica especifica húmeda del aire

$t$  = Temperatura en  $\text{°}C$

$$H = \text{Humedad en } \frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire seco}}$$

La temperatura del aire húmedo se puede representar mediante la ecuación 22.

$$t = \frac{h - h_{fg}H}{C_H} \quad (22)$$

Como modo de simplificación la ecuación 22 se reemplaza en la ecuación 20 obteniendo así una nueva formulación expresada en la ecuación 23.

$$m(h_{no} - h_{ni}) = \left[ \alpha_w C_H (h'_n - h_n) + h_{fg} \beta \left(1 - \frac{\alpha_w}{\beta C_H}\right) (H'_n - H_n) \right] dA \quad (23)$$

Así tenemos que:

$$\frac{\alpha_w}{\beta C_H} = \text{Relación de Lewis}$$

La magnitud del número de Lewis expresa tasas relativas de propagación de energía y masa dentro de un sistema para mezclas de aire y vapor de agua a bajas tasas de difusión, donde la analogía de transferencia de masa de calor es válida, la relación de Lewis podría tomarse como la unidad  $\alpha_w / \beta C_H = 1$ , simplificando la ecuación 23 dando paso así a una nueva formulación:

$$m(h_{no} - h_{ni}) = \beta (h'_n - h_n) dA$$

Suponiendo que el lado líquido de la interfaz ofrece una resistencia insignificante a la transferencia de calor, de modo que la entalpía de la interfaz  $h'_n$  en la ecuación anterior se considera igual a ( $h''_n$ ) la entalpía del aire saturado a la temperatura de la película de agua ( $t_f$ ).

Por lo tanto:

$$m(h_{no} - h_{ni}) = \beta(H'_n - h_n)dA$$

La ecuación anterior se conoce como la Ecuación de Merkel, esta ecuación significa que la transferencia de energía podría representarse mediante un proceso general basado en la diferencia de potencial de entalpía, entre la interfaz aire-agua y el aire en masa, como fuerza impulsora.

Balance de energía en las dos corrientes de aire que fluyen dentro del elemento:

$$MC_p(T_{ni} - T_{no}) = m(h_{no} - h_{ni})$$

El balance de masa para el vapor de agua dentro del pasaje húmedo del elemento da

$$m(H_o - H_i) = \beta(H''_n - H_n)dA$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección  $\alpha$  del aire que fluye en los dos pasajes se puede aproximar mediante la fórmula para flujo laminar completamente desarrollado dentro de placas paralelas con temperatura de pared constante para así obtener el número de Nusselt como se establece en la ecuación 23.

$$Nusselt = \frac{\alpha_w \cdot D_h}{K_{material}} \quad (24)$$

Donde  $D_h$ = Diámetro hidráulico geometría rectangular

$K_{tf}$ = Conductividad térmica de la película de agua

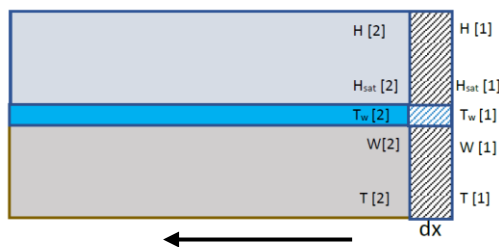
$K_{material}$ = Conductividad térmica del material

### 7.3.1 Simulación del Modelamiento en un Software de Resolución de Ecuaciones

En el software matemático de resolución de ecuaciones se efectuaron arreglos matriciales (duplicate [i]) lo cual permite la evaluación de 500 punto diferenciales durante la trayectoria del fluido, por facilidad de la interpretación de las ecuaciones en el programa se ajusta la nomenclatura de algunas variables para una mayor compresión de las ecuaciones como se observa en la Figura 31, además, se analiza el estado del aire tomando como datos iniciales la temperatura a la cual se desea enfriar el salón 310.

**Figura 31**

*Diferenciales Canal de Trabajo y de Producto*



De acuerdo con las cargas térmicas calculadas en el numeral 7.2 Análisis de Carga Térmica se obtuvo:

$$Q_{total} = Q_{sensible} + Q_{latente}$$

$$Q_{total} = 6650,15 + 8222,50 \text{ kW}$$

$$Q_{total} = 14872,65 \approx 14,872 \text{ kW}$$

Para encontrar los flujos de aire se hace uso de la ecuación 24

$$Q_{sensible} = m_{t,salida} * C_p(T_{rec} - T_{ini}) \quad (25)$$

Donde  $m_{t,salida}$  = Flujo másico total en  $\frac{kg}{s}$

$T_{rec}$  = Temperatura del recinto en °C

$T_{ini}$  = Temperatura inicial en °C

Despejando se obtiene

$$m_{t,salida} = \frac{Q_{sensible}}{C_p * (T_{rec} - T_{ini})} = \frac{6,650 \text{ kW}}{1,005 \frac{kJ}{kg \cdot K} * (28,2^\circ C - 21^\circ C)} = 0,919 \frac{kg}{s}$$

Se establece que el 30% del aire retorna por lo tanto se halla el flujo másico producto  $m_{producto}$ , como se muestra en la ecuación 25 y el flujo másico de trabajo  $m_{trabajo}$ , establecido en la ecuación 26

$$m_{producto} = \frac{m_{t,salida}}{0,30} \quad (26)$$

$$m_{trabajo} = 0,7 * m_{producto} \quad (27)$$

Reemplazando los términos se obtiene:

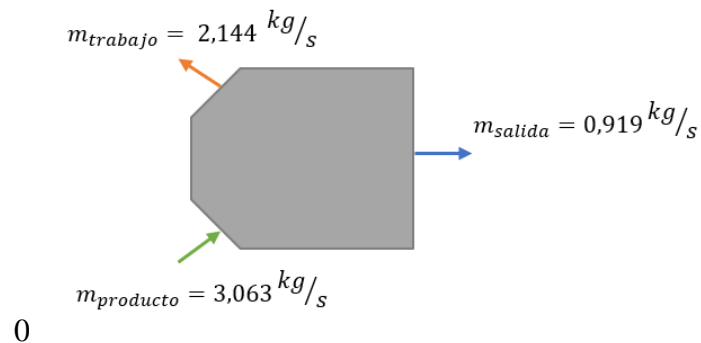
$$m_{\text{producto}} = \frac{0,919 \text{ kg/s}}{0,30} = 3,063 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{trabajo}} = 0,7 * 3,063 \text{ kg/s} = 2,144 \text{ kg/s}$$

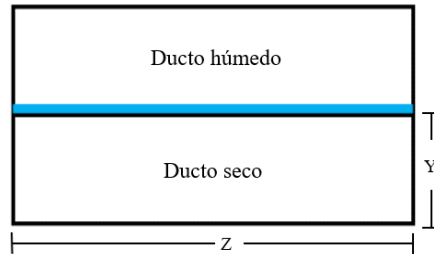
Los flujos másicos involucrados en el sistema se encuentran representados en la Figura 32.

### Figura 32

*Flujos Másicos en el Modelamiento del Sistema en el Aula 310*



**7.3.1.1 Modelamiento para Ducto Rectangular.** Para la valoración de cada uno de los diferenciales se evalúa con un arreglo matricial primeramente el perfil rectangular que se puede observar en la Figura 33.

**Figura 33***Características Ducto Rectangular*

Los datos iniciales del análisis vienen establecidos por:

$$Patm = 101,3 \text{ [Kpa]} \text{ "Presión atmosférica"}$$

$$Y = 0,007 \text{ [m]} \text{ "Alto del ducto"}$$

$$Z = 0,0127 \text{ [m]} \text{ "Ancho del ducto"}$$

$$L = 1,5 \text{ [m]} \text{ "Largo del ducto"}$$

$$e = 5E - 4 \text{ [m]}$$

$$dh = (2 * Y * Z) / (Y + Z) \text{ "Diametro hidráulico"}$$

Una vez determinados los datos geométricos del ducto se procede a analizar el comportamiento del aire, para ello es necesario analizar las propiedades térmicas del aire en cada uno de los diferenciales estipulados.

$$k_{aire} = \text{Conductivity}(\text{Air\_ha}; T = 24 \text{ [C]}; P = Patm) \text{ "conductividad termica del aire"}$$

$$\rho = \text{Density}(\text{AirH2O}; T = 24 \text{ [C]}; r = rh; P = Patm) \text{ "densidad termica del aire"}$$

Haciendo uso de la tabla que se encuentra en el Apéndice J. Numero de Nusselt para Flujo Laminar se obtiene la formulación del número de Nusselt, con el objetivo de medir el aumento de

la transmisión de calor en la superficie en la que va a transitar el aire, teniendo en cuenta los conceptos de convección tenemos:

$$Nus = 4,02$$

$$Nus = hd * dh/Kaire$$

$$1/U = (1/hd) \text{ "coeficiente de transferencia de calor convectivo"}$$

$$hd/Kx = rho * Cpa$$

Las propiedades ambientales obtenidas por cálculos de promedios son necesarias para las condiciones iniciales del sistema, estableciendo así:

$$Cpa = 1,005 \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$$

$$Tdb = 28,2 [C]$$

$$Twb = 18 [^{\circ}C] \text{ "temperatura de bulbo humedo del ambiente"}$$

$$rh = RelHum($$

$$AirH2O; T = Tdb; B = Twb; P = Patm) \text{ "humedad relativa del ambiente"}$$

De acuerdo con las cargas térmicas analizadas y al porcentaje de aire que ingresa y retorna en el aula se establece para el sistema:

$$mtrabajo = 2,144 [Kg/s]$$

$$mproducto = 3,063 [Kg/s]$$

Se realizan 500 diferenciales de área para analizar detalladamente el modelamiento matemático.

$$W[1] = \text{HumRat}(\text{AirH2O}; T = Tdb; B = Twb; P = Patm)$$

$$ha[1] = \text{Enthalpy}(\text{AirH2O}; T = T[1]; w = W[1]; P = Patm)$$

$$T[1] = 21 [C]$$

$$dA[1] = 0,000723 [m^2]$$

$$dx[1] = 0$$

$$\text{Duplicate } i = 2; 500$$

$$dA[i] = Z * (dx[i] - dx[i - 1])$$

$$dA[i] = dA[i - 1]$$

Se analiza la transferencia de calor en el pasaje seco y el pasaje húmedo con el siguiente arreglo matricial:

### **Calor Pasaje Seco**

$$dQ[i] = m_{\text{producto}} * C_{pa} * (T[i] - T[i - 1])$$

$$dQ[i] = U * dA[i] * (T_{\text{prom}}[i] - T_w[i])$$

$$T_{\text{prom}}[i] = (T[i] + T[i - 1])/2$$

### **Calor Pasaje Húmedo**

$$dQ[i] = m_{\text{trabajo}} * (Ha[i] - Ha[i - 1])$$

$$dQ[i] = K_x * dA[i] * (H_{\text{sat}}[i] - H_{\text{prom}}[i])$$

$$H_{\text{sat}}[i] = \text{Enthalpy}(\text{AirH2O}; T = T_w[i]; r = 1; P = Patm)$$

$$H_{\text{prom}}[i] = (Ha[i] + Ha[i - 1])/2$$

Se realiza el balance de masas para el pasaje húmedo con el siguiente arreglo:

$$m_{trabajo} * (W[i] - W[i - 1]) = Kx * (W_{sat}[i] - W_{prom}[i])$$

$$W_{sat}[i] = HumRat(AirH2O; T = Tw[i]; r = 1; P = Patm)$$

$$W_{prom}[i] = (W[i] + W[i - 1])/2$$

Se obtiene el calor total generado por el sistema, área total y número de tubos necesarios para la construcción del intercambiador

$$Q_{total} = sum(dQ[i]; i = 2; 500)$$

$$A_{total} = sum(dA[i]; i = 2; 500)$$

$$H_{sal} = Ha[500]$$

$$W_{sal} = W[500]$$

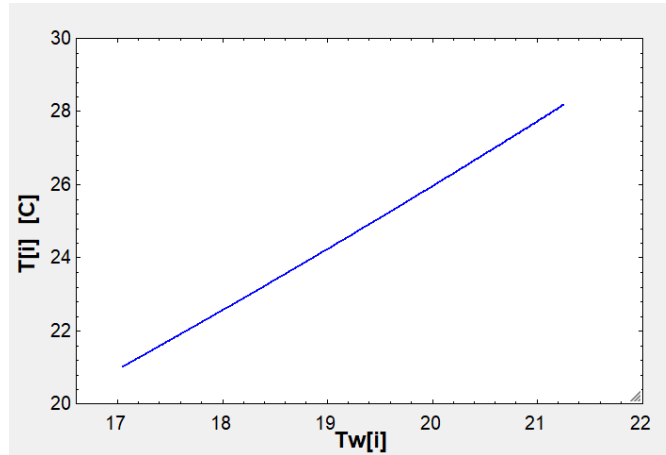
$$dxtotal = sum(dx[i]; i = 2; 500)$$

$$Numtubos = dxtotal/L$$

**7.3.1.2 Análisis de Resultados.** La Figura 34 nos indica la temperatura alcanzada una vez el aire ha recorrido la longitud total de área, siendo la temperatura de bulbo húmedo igual a 17,4°C, la cual es menor a la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente, por lo que se cumple la condición de que el sistema logra una efectividad de más de 1,16 en comparación con otros sistemas de acondicionamiento de aire de acuerdo con Ala Hasan.

**Figura 34**

*Temperatura del flujo de aire que retorna al ducto de trabajo*

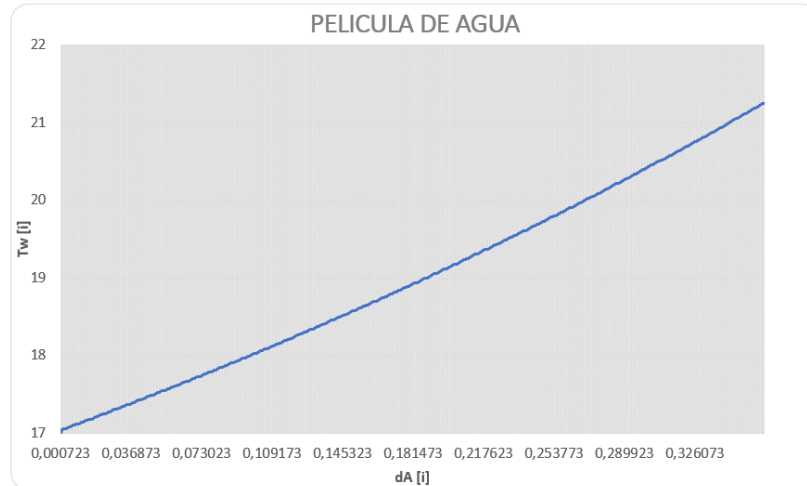


*Nota.* Comportamiento de la temperatura de película de agua en el ducto húmedo.

Se observa que a medida que incrementa la longitud desde el punto y sentido de referencia seleccionados hay una tendencia de incremento de calor en cada diferencial de área en la película de agua como se observa en la Figura 35, esto nos da a entender que se está haciendo la transferencia de calor en cada uno de los diferenciales, con esta conjetura se puede atribuir que también se está dando la tendencia de crecimiento de la temperatura por el pasaje seco como se puede ver en la Figura 36 y un incremento en la entalpía por el pasaje húmedo según la Figura 37.

**Figura 35**

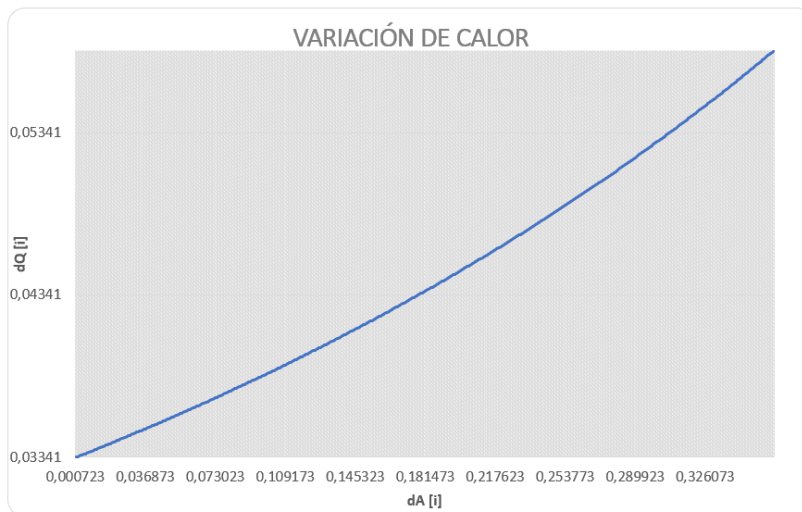
*Temperatura del Agua Torna al Ducto de Trabajo*



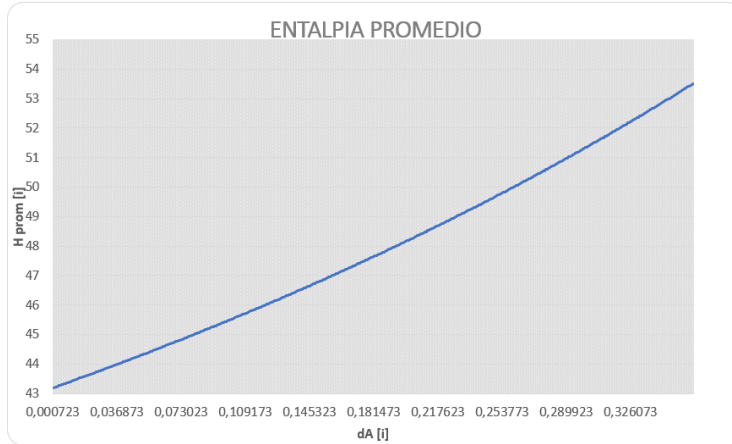
*Nota.* Variación de la Temperatura de Película Respecto al Área de Transferencia de Calor

**Figura 36**

*Variación del Calor Ducto Rectangular*



*Nota.* Variación del Calor Respecto al Área de Transferencia de Calor

**Figura 37***Variación de la Entalpia Ducto Rectangular*

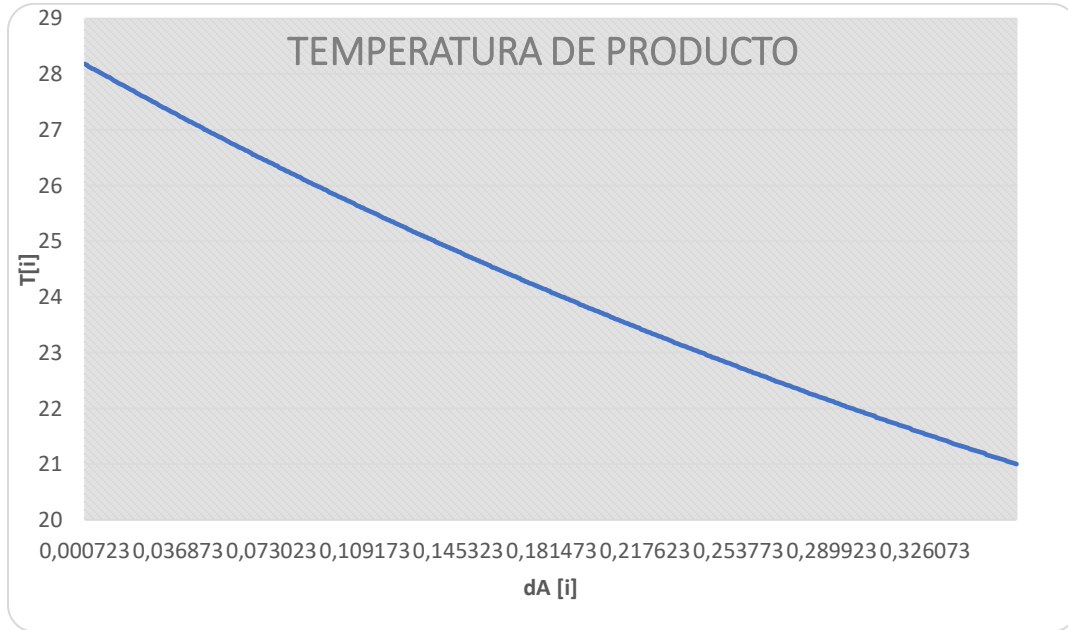
*Nota.* Variación de la Entalpia Respecto al Área de Transferencia de Calor

De acuerdo con el resultado relacionado con el comportamiento de la temperatura en cada uno de los pasajes, en la película de agua y el cambio entalpico en cada uno de los diferenciales mostrados en la tabla de arreglos matriciales (Arrays Table) y su relación con el acomodo de ecuaciones ajenas al arreglo matricial se obtienen valores necesarios para determinar costos de fabricación los cuales se encuentran mencionados en la Tabla 5.

En la Figura 38 se puede observar la variación de la temperatura a lo largo del ducto seco entrando con una temperatura máxima de 28°C y obteniendo una temperatura de alrededor de 21 °C

**Figura 38**

*Variación de la Temperatura en el Ducto Seco*



*Nota.* Variación de la temperatura en el ducto seco respecto al área de transferencia de calor

**Tabla 5**

*Resultados Modelamiento Ducto Rectangular.*

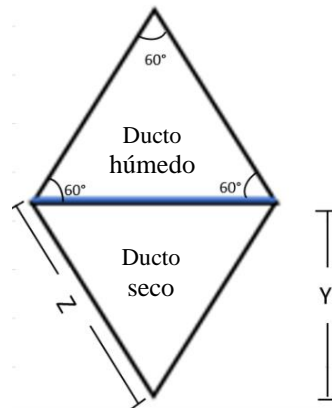
<b>Ducto rectangular</b>	
Parámetro	Resultado
Número de tubos	4735
Área total [ $m^2$ ]	0.3808
Longitud [ $m$ ]	1.5

Los resultados de las ecuaciones en el software matemático para el ducto rectangular se pueden observar en el Apéndice L. **Tabla “Arrays” Ducto Rectangular**

**7.3.1.2 Modelamiento para Ducto Triangular.** De igual manera se evalúa dentro de la interfaz del software los datos geométricos del ducto triangular que se pueden evidenciar en la Figura 39, por lo tanto, se establece un nuevo diámetro hidráulico y número de Nusselt.

**Figura 39**

*Geometría Ducto Triangular*



Datos geométricos.

$$Y = 0,0127 [m]$$

$$Z = Y/\sin(60)$$

$$L = 1,5 [m]$$

$$e = 5E - 4 [m]$$

$$dh = 4 * Ac/p$$

$$Ac = (\text{sqrt}(3) * Z^2)/4$$

$$p = 3 * Z$$

Propiedades térmicas del aire en cada uno de los diferenciales estipulados.

$$k_{aire} = \text{Conductivity}(\text{Air}_{ha}; T = 24 [C]; P = P_{atm})$$

$$\rho = \text{Density}(\text{AirH}_2\text{O}; T = 24 [C]; r = rh; P = P_{atm})$$

$$\mu = \text{Viscosity}(\text{Air\_ha}; T = 24 [C]; P = \text{Patm})$$

$$Nus = 3,11$$

$$Nus = hd * dh / Kaire$$

$$1/U = (1/hd)$$

$$hd / Kx = rho * Cpa$$

Las propiedades ambientales obtenidas por cálculos de promedios son necesarias para las condiciones iniciales del sistema, estableciendo así:

$$Cpa = 1,005$$

$$Tdb = 28,2 [C]$$

$$Twb = 18 [C]$$

$$rh = \text{RelHum}(\text{AirH2O}; T = Tdb; B = Twb; P = \text{Patm})$$

$$mtrabajo = 2,144 [Kg/s]$$

$$mproducto = 3,063 [Kg/s]$$

**7.3.1.3 Análisis de Resultados del Modelamiento Matemático.** En este caso se observa un comportamiento similar en las figuras Figura 40, Figura 41, Figura 42 con respecto al ducto rectangular, el calor tiende a aumentar en el agua a medida que el aire va fluyendo en cada diferencial de área y se logra llegar a la temperatura deseada, sin embargo, para que el sistema llegue a la condición aspirada en esta forma geométrica del ducto requiere un área total mayor como se indica en la Tabla 6 y por consiguiente el número de tubos necesarios aumenta.

#### **Tabla 6**

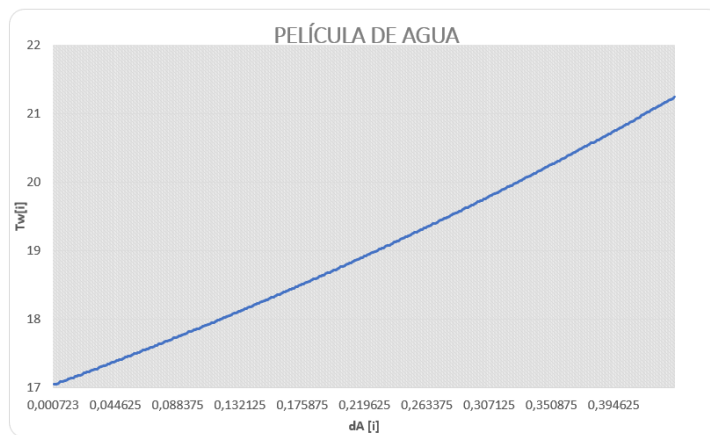
*Resultados Modelamiento Ducto Triangular*

Ducto triangular

Parámetro	Resultado
Número de tubos	4962
Área total [ $m^2$ ]	0.4366
Longitud [m]	1.5

**Figura 40**

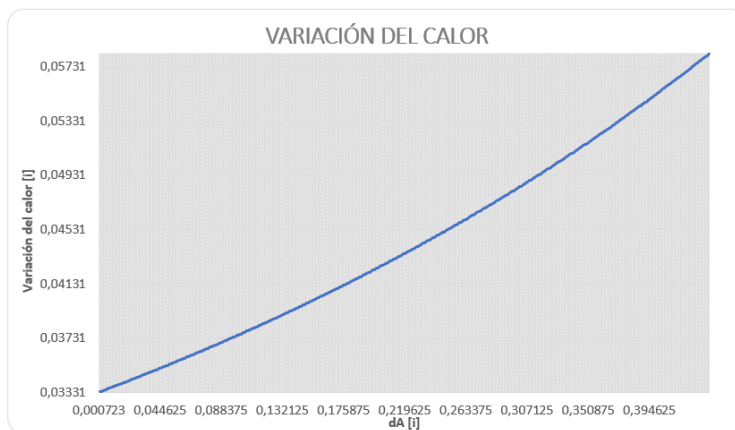
*Variación de la Temperatura de Película Ducto Triangular*



*Nota.* Variación de la Temperatura de Película Respecto al Área de Transferencia de Calor

**Figura 41**

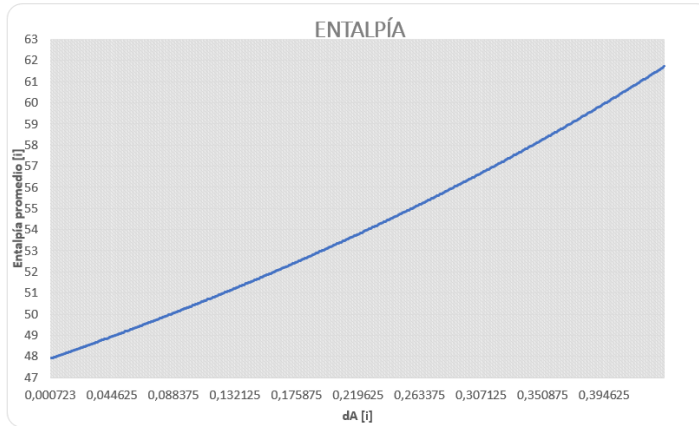
*Variación de la Entalpia Ducto Triangular*



*Nota.* Variación de la Entalpía Respecto al Área de Transferencia de Calor

### Figura 42

*Variación del Calor en el Ducto Triangular*



**Nota:** *Variación del Calor Respecto al Área de Transferencia de Calor*

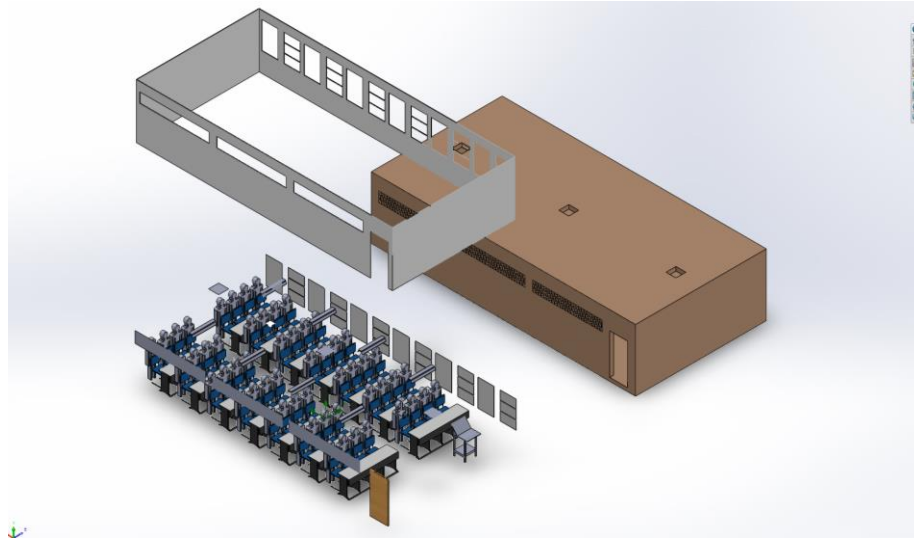
### 7.3.2 Simulación del Modelamiento en SolidWorks

Se ensaya el modelo planteado y evaluado mediante el software de resolución de ecuaciones en SolidWorks haciendo uso de la herramienta Flow Simulation la cual ofrece soluciones intuitivas de dinámica de fluidos computacional (CFD) integrada en 3D que le permite simular rápida y fácilmente flujos de líquidos y gases a través y alrededor de sus diseños para calcular el rendimiento y las capacidades del producto.

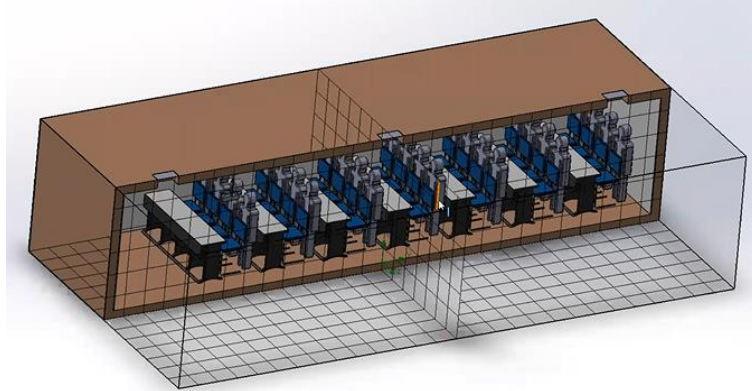
Se diseña el salón teniendo en cuenta cada uno de los elementos que lo componen y se agrega la cantidad máxima de personas y/o ocupantes permitidas en el aula tomando como referencia el conjunto de sillas y mesas actuales en el aula como se puede observar en la Figura 43.

**Figura 43**

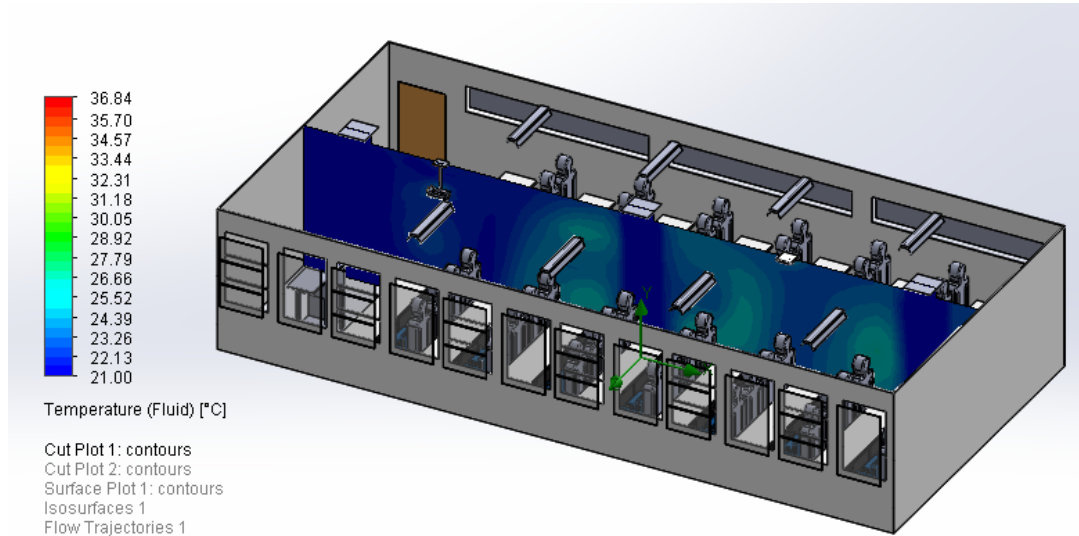
*Diseño de Aula 310 en SolidWorks*



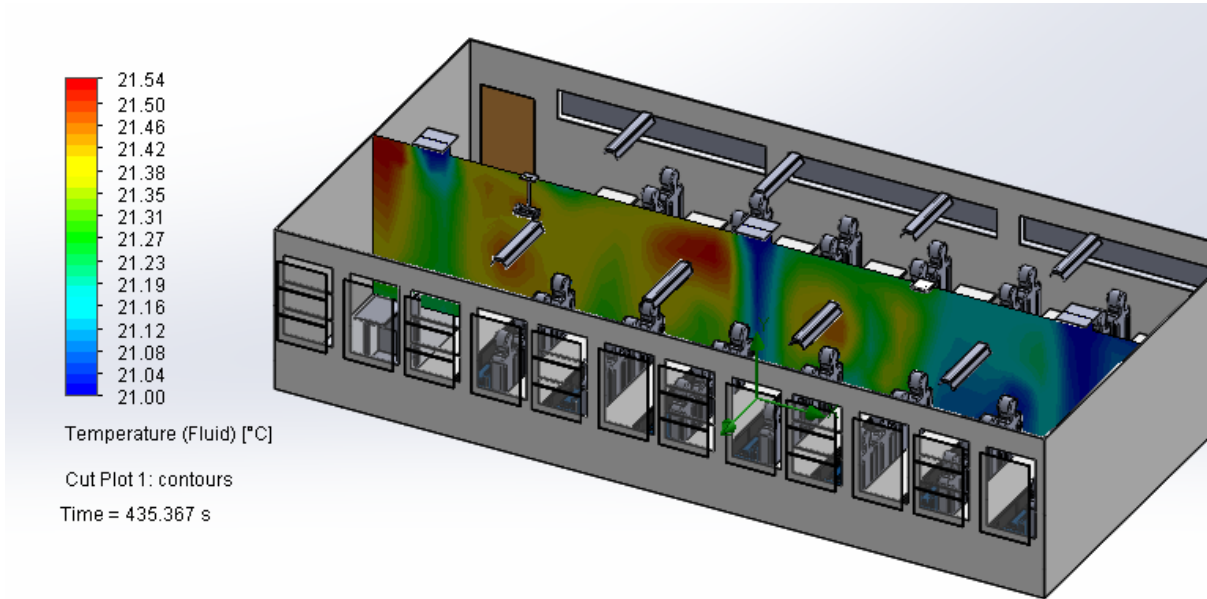
Así el aula 310 se convierte en el volumen de control permitiendo analizar el comportamiento de las cargas térmicas dentro del salón y del aire, teniendo como condiciones iniciales y/o frontera una temperatura ambiente de  $28,2^{\circ}\text{C}$ , temperatura máxima de enfriamiento del intercambiador de calor de  $21^{\circ}\text{C}$  y un flujo masico de entrada de aire de  $0,919\text{ kg/s}$ , cada elemento fue construido teniendo en cuenta sus propiedades físicas reales y se le agregaron las cargas térmicas calculadas anteriormente en el punto 7.2 Análisis de Carga Térmica, con un enmallado de alrededor 141.678 celdas como se observa en la Figura 44, con el fin de buscar la comparación de lo teórico vs lo simulado para garantizar la fiabilidad del modelo matemático.

**Figura 44***Enmallado Volumen de Control*

El modelamiento en SolidWorks hace uso de nodos los cuales se forman de la intersección entre dos o más elementos a través del enmallado lo cual permite el cálculo de los elementos finitos, por estos pasan cada una de las ecuaciones y permiten mostrar la distribución en el sistema de los resultados esperados, como se observa en la Figura 45.

**Figura 45***Distribución de aire inicial en el aula*

El análisis dinámico del fluido contra el tiempo permite obtener el resultado final cuando las condiciones se han normalizado, indicando que el aula logra enfriarse a una temperatura entre los 21°C y los 21,54°C en un tiempo de 435 s, como se observa en la Figura 46, no obstante, según ( Isidro, 2015) dentro de los márgenes de variación de los estudios, que son lo suficientemente grandes como para incluir a la mayoría de los casos habituales, se concluye que las temperaturas horarias, media, máxima y mínima se calculan dentro de un margen de error de  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ , permitiendo así en el contexto de la simulación la verificación del funcionamiento del modelo Sistema de Enfriamiento Evaporativo Indirecto Regenerativo Contracorriente en Términos de la Efectividad de Bulbo Húmedo, adicionalmente la temperatura mínima se evidencia a la salida de los ductos, por presentarse la mayor corriente de aire y por presentarse alejada de las principales fuentes de calor.

**Figura 46***Análisis Dinámico vs Tiempo*

## 8. Análisis de Costo del Modelo Planteado

Para el análisis de los costos del diseño anteriormente planteado, es pertinente tener en cuenta múltiples aspectos, tal y como lo son la bomba seleccionada, el ventilador, el diseño de los tubos, entre otros. Por lo que se presentan los elementos seleccionados para el funcionamiento óptimo del sistema.

### 8.2 Bomba Para Transporte de la Película de Agua

La bomba tiene como función el transporte de la película de agua del sistema y se relaciona con el espesor de película de agua ( $t_{agua}$ ) de 1mm esta debe satisfacer la conservación de masa de agua del intercambiador y puede calcularse por medio de la ecuación.

$$v_{volumen\ tf} = Z \cdot L \cdot t_{agua} \quad (28)$$

Donde  $v_{volumen\ tf}$  = Volumen de la película de agua en  $m^3$

$t_{agua}$  = espesor de la película de agua en  $m$

Reemplazando se obtiene

$$v_{volumen\ tf} = 0,0127m \cdot 1,5m \cdot 0,001m = 0,00001905\ m^3$$

Este volumen de agua es el que debe mantenerse para 1 pasaje húmedo, por lo tanto, para el total de volumen en el sistema se emplea la ecuación 28.

$$v_{volumen\ total\ tf} = v_{volumen\ tf} \cdot N_{tubos} \quad (29)$$

Donde  $v_{volumen\ total\ tf}$  = Volumen total de película de agua en  $m^3$

$N_{tubos}$  = Número de tubos

Reemplazando

$$v_{volumen\ total\ tf} = 0,00001905\ m^3 \cdot 4735 = 0,09020175\ m^3$$

Para el cálculo del caudal de reposición se emplea la ecuación 29.

$$m_{agua\ reposición} = m_{trabajo} * (W[500] - W[1]) \quad (30)$$

Reemplazando se obtiene

$$m_{agua\ reposición} = 2,144\ kg/s \cdot (0,007196) = 0,01542822\ kg/s$$

Para hallar el flujo volumétrico de reposición se hace uso de la ecuación 30

$$v_{\text{agua de reposición}} = \frac{m_{\text{agua reposición}}}{\rho} = \frac{0,01542822 \text{ kg/s}}{997 \text{ kg/m}^3} \quad (31)$$

Donde  $v_{\text{agua de reposición}}$  = Flujo volumétrico de agua de reposición en  $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

Reemplazando se obtiene

$$v_{\text{agua de reposición}} = \frac{0,01542822 \text{ kg/s}}{997 \text{ kg/m}^3} = 1,54746E - 05 \text{ m}^3/\text{s} \approx$$

$$55,708 \text{ 56 Litros por hora } l/h \approx 0,928 \text{ 476 } l/\text{min}$$

Donde  $v_{\text{agua de reposición}}$  será el caudal de reposición que enviará la bomba en cada intervalo de tiempo.

### 8.3 Ventilador

Por otra parte, se tienen en cuenta los requerimientos del sistema en cuanto a la extracción del aire, se presenta el ventilador preseleccionado, ya que si en un futuro se desea diseñar el intercambiador expuesto en el presente modelamiento se debe de tener en cuenta todos los factores que influyen directamente en el fluido.

De acuerdo con los datos arrojados por el software matemático para que el aire sea impulsado desde el exterior y pase por los ductos se requiere una velocidad de 0,51 m/s.

### 8.4 Material Ductos

El material de los tubos del intercambiador serán de cobre porque es el que presenta una mayor conducción de calor, es antibacteriano, permitirá la construcción de los ductos con mayor facilidad por ser flexible y maleable, adicionalmente este material presenta una alta resistencia a

la corrosión, considerando sus dimensiones, se estima un valor aproximado por tubo de \$4900 pesos colombianos, analizando el diseño para que el sistema logre enfriar el aire a la temperatura de confort humano se necesitara aproximadamente 4735 tubos, lo que originaria un costo de \$23,201,500 pesos.

Se tiene que para el sistema de vapor comprimido normamente presenta una vida util de 10 años realizando el adecuado y permanente manenimiento y usandolo en periodo de horas no tan prolongadas, de acuerdo a reporte de tarifas de la ESSA 2022, el kW/h esta a 800 pesos aproximamente, el consumo aproximadamente del sistema de enfriamiento es de 366 kW/mes

Precio del sistema de aire comprimido es aproximadamente \$4.000.000 de pesos con una capacidad de 24000 BTU, por lo que para satisfacer las condiciones en el salon se necesitaran aproximadamente 3 aires acondicionado inverter, por lo tanto elcosto de energia en 10 años será:

$$\text{Costo sistema vapor comprimido} = 3 * 366 \left[ \frac{\text{Kw} * \text{h}}{\text{mes}} \right] * 800 \left[ \frac{\$}{\text{Kw} * \text{h}} \right] * \left[ \frac{12 \text{ meses}}{1 \text{ año}} \right] * 10 \text{ años}$$

$$\text{Costo de energia} = \$105,408,000$$

Siendo el costo total para un sistema de aire comprimido implementado en el aula Maracana de:

$$\text{Costo total} = \$117,408,000$$

Según ( Alan Hasan,2010) se estima que este sistema ahorre un 80% de la energía eléctrica consumida, si tomamos de referencia los calculos anteriores donde se acordaba un valor de consumo de energía de \$105,408,000 ahorrando el 80% de este total se obtiene un consumo de \$21.081.600 para el sistema.

Se hace un estimación general del costo total para el sistema de enfriamiento evaporativo el cual se puede encontrar en la tabla 7.

**Tabla 7**

*Estimación de Costos Modelo de Intercambiador*

COMPONENTE	MATERIAL	PRECIO
Ductos	Cobre	\$ 23.201.500
película de agua	Acetato de etilvinilico (EVA)	\$ 1.000.000
Bomba	ECC JET	\$ 420.000
Ventilador	2GRE25	\$ 980.000
Accesorios varios de ensamblaje y construcción -mano de obra	Varios	\$ 8.000.000
<b>TOTAL</b>		<b>\$ 33.601.500</b>

Con el total de gastos estimados se realiza la comparación con respecto a los costos del sistema de enfriamiento invertir, como se observa en la Tabla 8, se concluye que el sistema que presenta mayor ahorro energético es el sistema de enfriamiento evaporativo indirecto.

**Tabla 8**

*Comparación Entre el Sistema Inverter e Indirecto*

SISTEMA	ENERGÍA CONSUMIDA EN 10 AÑOS	COSTO DE ADQUISICIÓN
Aire acondicionado Inverter	\$ 105.408.000,00	\$ 12.000.000,00
Sistema de Enfriamiento Evaporativo Indirecto	\$ 21.081.600,00	\$ 33.601.500,00
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 126.489.600,0</b>	<b>\$ 45.601.500,00</b>

## 9. Conclusiones

Se determinó el rango de temperaturas de trabajo para el Sistema de Enfriamiento Evaporativo Indirecto Regenerativo Contracorriente en Términos de la Efectividad de Bulbo Húmedo permitiendo obtener los resultados que giran en torno con un 1% de margen de error respecto a la máxima capacidad de enfriamiento, en comparación con el modelamiento en fluid simulation de SolidWorks por medio de análisis de elementos finitos.

Se logró determinar los parámetros de operación y construcción del intercambiador en diferentes formas geométricas a través del cálculo de 500 diferenciales de área en el software matemático, permitiendo así analizar las cuantificaciones termodinámicas y de transferencia de calor y masa en cada uno de los diferenciales.

El modelado se hizo teniendo en cuenta varias investigaciones, referencias y artículos científicos que arrojaron valores positivos en las investigaciones en comparación con otros sistemas de enfriamiento, sin embargo, se adecuan varias ecuaciones en congruencia a diversos conceptos de ingeniería haciendo uso de las herramientas adquiridas en el proceso de formación en la universidad como SolidWorks y conceptos primordiales brindados principalmente por las materias termodinámicas y de transferencia de calor y masa.

Con el modelamiento en software de resolución de ecuaciones y los valores arrojados de cargas térmicas se procede a realizar el análisis en elementos finitos en SolidWorks, se corroboró que el diseño realizado será eficiente y cumplirá con los requerimientos funcionales y operacionales.

Las dimensiones del intercambiador obtenidas del cálculo de diseño son congruentes y equivalentes a diseños de máquinas ya existentes en el mercado, lo que evidencia el acierto en el dimensionamiento y diseño obtenido.

La implementación del sistema de enfriamiento en la universidad Industrial de Santander en el salón Maraca es beneficiante para el confort de los estudiantes y docentes, permitiendo así recibir y dictar con agrado las clases de las materias asignadas en el aula 310, adicionalmente el sistema propuesto no tiene un impacto ambiental alto, presenta costo de mantenimiento bajos y reduce el costo de consumo de energía siendo este más óptimo que un sistema de enfriamiento inverter.

El modelamiento de cualquier sistema de ecuaciones es un proceso retador pero formativo para los estudiantes que están optando por el título de ingeniero, cuando se presentan este tipo de retos se logra ver un sin número de caminos posibles soluciones enlazadas con otras ramas de la ingeniería, la imaginación y la creatividad

### **10 Recomendaciones**

La construcción de un prototipo a escala permitirá realizar mejoras al modelamiento y comparar valores reales con datos asumidos y calculados a partir de iteraciones, este piloto del modelamiento matemático se deberá realizar usando la forma geométrica y el material seleccionado, no agregar algún otro tipo de material o elemento, ya que los cálculos realizados se podrán ver alterados debido a las nuevas características y propiedades termodinámicas

Se recomienda no exceder el flujo másico establecido por el diseño para garantizar un eficiente proceso de enfriamiento, en caso aumentar la carga o de requerir un enfriamiento del aire de producto - trabajo de mayor volumen, se recomienda realizar un nuevo análisis termodinámico y mecánico, pues las condiciones no serán las mismas, se deberá determinar el flujo de energía y la potencia necesaria para el ventilar con la nueva carga.

Aunque el software SolidWorks es un software CAD para modelado mecánico en 2D y 3D y cuenta con la herramienta Flow Simulation lo cual permite obtener una solución intuitiva de dinámica de fluidos computacional (CFD) integrada para temas investigativos de mayor precisión se recomienda simular el modelamiento en el software ANSYS.

**Referencias Bibliográficas**

- AIE. (2022). Existencias mundiales de acondicionadores de aire, 1990-2050 . AIE  
<https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/global-air-conditioner-stock-1990-2050>
- Bioaire. (2020). ¿qué es un enfriador evaporativo? <https://bioaire.co/>
- Cabrera, K. (2020). *Comparación de tipos de enfriamiento evaporativo mediante modelos analíticos y experimentales*. (Tesis de pregrado). Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.
- C. Zhan C., et al. (2011). Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling – Paving the path toward sustainable cooling of buildings. *Energy*, 36 (12), 6790-6805.
- Cengel, Y. A., Ghajar, A. J. (2007). *Transferencia de calor y masa*. McGraw-Hill Interamericana.
- Cengel, Y. A., Boles, M. A. (2012). *Termodinámica*. McGraw Hill Interamericana.
- Enerdata. (2020). Consumo nacional de electricidad. ENERDATA  
<https://datos.enerdata.net/electricidad/datos-consumo-electricidad-hogar.html>
- Glanville, P., Kozlov, A. y Maisotsenko, V. (2011). *Enfriamiento evaporativo de punto de rocío: revisión de tecnología y fundamentos*.

Hasan, A. (2010). *Enfriamiento evaporativo indirecto del aire a una temperatura de bulbo subhúmedo*. Ala Hasan, Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature, Applied Thermal Engineering, Volume 30, Issue 16, 2010, Pages 2460-2468, ISSN 1359-431

HVACLATAM. (2022). Distribución y elementos que componen un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Tomado de Chiller vs Sistemas VRF ¿Cuál elegir? <https://hvaclatam.com/blog/chiller-vs-sistemas-vrf-cual-elegir/>

IEA. (2018). El futuro de la refrigeración, IEA. <https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling>

Mastrucci, A., van Ruijven, B., Byers, E. et al. Escenarios globales de demanda energética de calefacción y refrigeración residencial y emisiones de CO2 Cambio Climático 168, 14 (2021). <https://doi.org/10.1007/s10584-021-03229-3>

Olgay, V. (1963). Design with climate. Bioclimatic approach to architectural regionalism. Princeton University Press.

Ruiz, Á. (2019). Evaluación del potencial de aplicación de soluciones de enfriamiento evaporativo para la reducción de la demanda de refrigeración en edificios en India. (Trabajo Fin de Grado Inédito). Universidad de Sevilla, Sevilla.

Shumaker S. y Conti G. (1985) Understanding mobility in America: Conflicts between stability and change. In I Altman and CM Werner. Home Environments.

Vigo, M. (2010). Propuestas para el Diseño Urbano Bioambiental en Zonas Cálidas Semiáridas. Caso Área del Gran Catamarca.

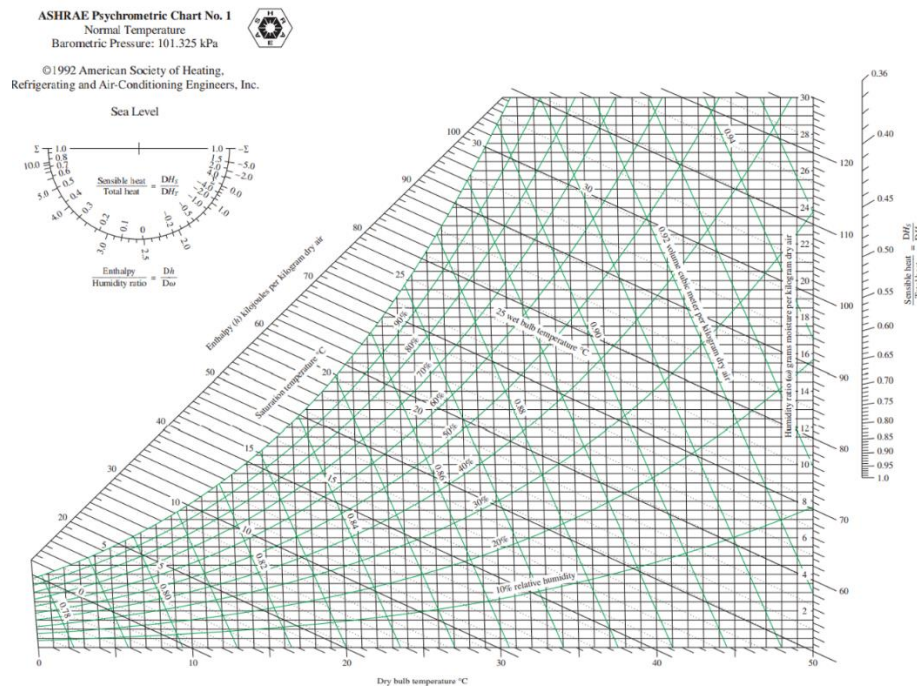
Apéndices

Apéndice A. Carta Psicrométrica

Las cartas psicrométricas se utilizan para determinar y analizar cómo varían las propiedades del aire al cambiar la humedad de este, y así conocer la temperatura de bulbo seco (bs), temperatura de bulbo húmedo (bh), temperatura de punto de rocío (pr), humedad relativa (hr). 5. Humedad absoluta (ha). 6. Entalpía (h). y . Volumen específico.

Figura 1 A

Carta Psicrométrica



Nota: Tomada de *Thermodynamics Appendix 1 (p.943)*, por Cengel y Boles, 2015,

MacGrawHill

**Temperatura de Bulbo Seco.** Temperatura medida con un termómetro ordinario. Esta escala es la horizontal (abscisa), en la parte baja de la carta las líneas que se extienden verticalmente, desde la parte baja hasta la parte alta de la carta, se llaman líneas de temperatura de bulbo seco constantes, o simplemente «líneas de bulbo seco».

**Temperatura de Bulbo Húmedo.** Corresponde a la temperatura medida con un termómetro de bulbo húmedo, es la temperatura que resulta cuando se evapora el agua de la mecha, que cubre el bulbo de un termómetro ordinario, La escala de temperaturas de bulbo húmedo, es la que se encuentra del lado superior izquierdo, en la parte curva de la carta psicrométrica, las líneas de temperatura de bulbo húmedo constantes o líneas de bulbo húmedo, corren diagonalmente de izquierda a derecha y de arriba hacia abajo, en un ángulo de aproximadamente  $30^\circ$  de la horizontal.

**Temperatura de Punto de Rocío.** Esta es la temperatura a la cual se condensará la humedad sobre una superficie. La escala para las temperaturas de punto de rocío es idéntica que la escala para la temperatura de bulbo húmedo; es decir, es la misma escala para ambas propiedades. Sin embargo, las líneas de la temperatura de punto de rocío corren horizontalmente de izquierda a derecha, no en forma diagonal como las de bulbo húmedo, cualquier punto sobre una línea de punto de rocío constante, corresponde a la temperatura de punto de rocío sobre la escala, en la línea curva de la carta.

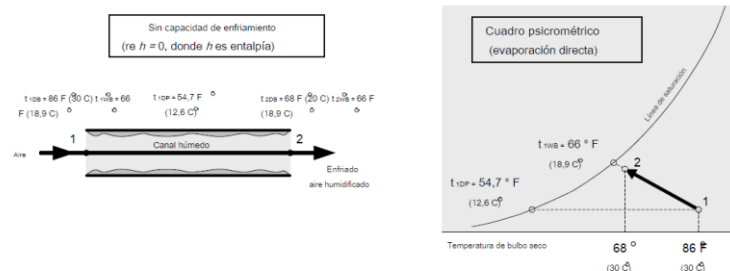
**Humedad Relativa.** Son las líneas curvas que se extienden hacia arriba y hacia la derecha. Se expresan siempre en porcentaje y este valor se indica sobre cada línea, las líneas de humedad relativa constante disminuyen en valor al alejarse de la línea de saturación hacia abajo y hacia la derecha.

**Humedad Absoluta.** La humedad absoluta es el peso real de vapor de agua en el aire, también se le conoce como humedad específica. La escala de la humedad absoluta es la escala vertical (ordenada) que se encuentra al lado derecho de la carta psicrométrica, las líneas de humedad absoluta corren horizontalmente de derecha a izquierda y son paralelas a las líneas de punto de rocío y coinciden con éstas.

**Volumen Específico.** Estas líneas están en un ángulo aproximado de  $60^\circ$  con la horizontal y van aumentando de valor de izquierda a derecha. Por lo general, el espacio entre cada línea representa un cambio de volumen específico de  $0.05 \text{ m}^3/\text{kg}$  cualquier punto que caiga entre dos de estas líneas, naturalmente debe ser un valor estimado. Si se desea saber la densidad del aire a cualquier condición se debe dividir uno entre el volumen específico, puesto que la densidad es la inversa del volumen específico y viceversa. Debido a que la mayoría de los cálculos en trabajos de aire acondicionado se basan en el peso del aire en lugar del volumen de aire, se recomienda el uso del volumen específico ( $\text{m}^3/\text{kg}$  de aire) en vez de la densidad ( $\text{kg}/\text{m}^3$  de aire).

## Figura 2 A

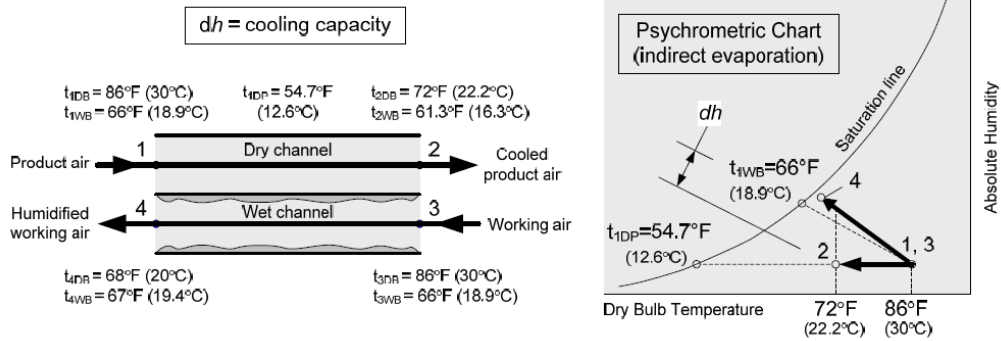
### Diagrama y ejemplo de carta psicrométrica IEC



*Nota.* Tomado de ASHRAE, Dew Point Evaporative Cooling: Technology Review and Fundamentals.

**Figura 3 A**

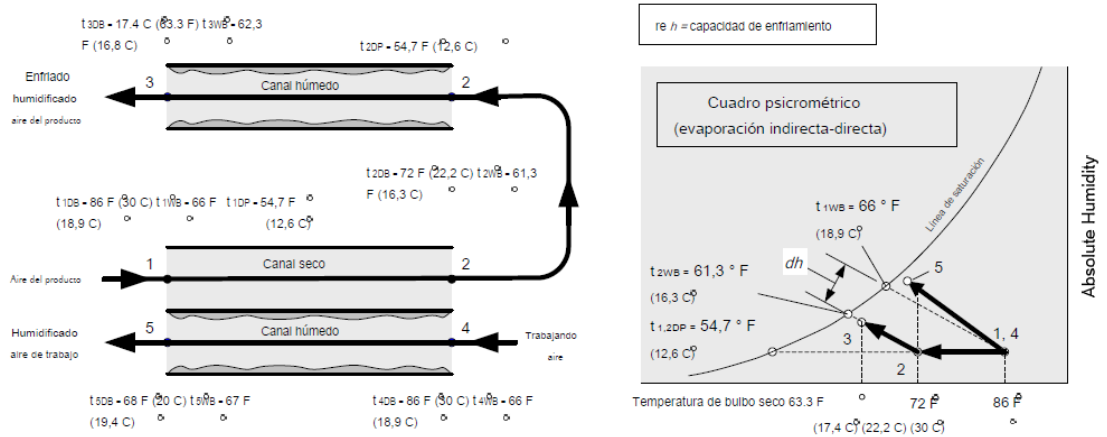
*Diagrama y Ejemplo de Carta Psicrométrica DEC*



Nota: Tomado de ASHRAE, Dew Point Evaporative Cooling: Technology Review and Fundamentals.

**Figura 4 A**

*Diagrama y Ejemplo de Carta Psicrométrica IDEC*



Nota..Tomado de ASHRAE, Dew Point Evaporative Cooling: Technology Review and Fundamentals.

**Apéndice B. Valores Típicos del Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección.**

Se presentan varios valores del coeficiente de convección dependiendo del tipo desarrollado como se presenta en la figura 1 B.

**Figura 1 B**

*Valores del coeficiente de transferencia por convección*

**TABLA 1-5**

Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección

Tipo de convección	$h, \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^*$
Convección libre de gases	2-5
Convección libre de líquidos	10-1 000
Convección forzada de gases	25-250
Convección forzada de líquidos	50-20 000
Ebullición y condensación	2 500-100 000

\*Multiplíquese por 0.176 para convertir a  $\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ .

**Apéndice C. Datos Meteorológicos IDEAM Universidad Industrial de Santander**

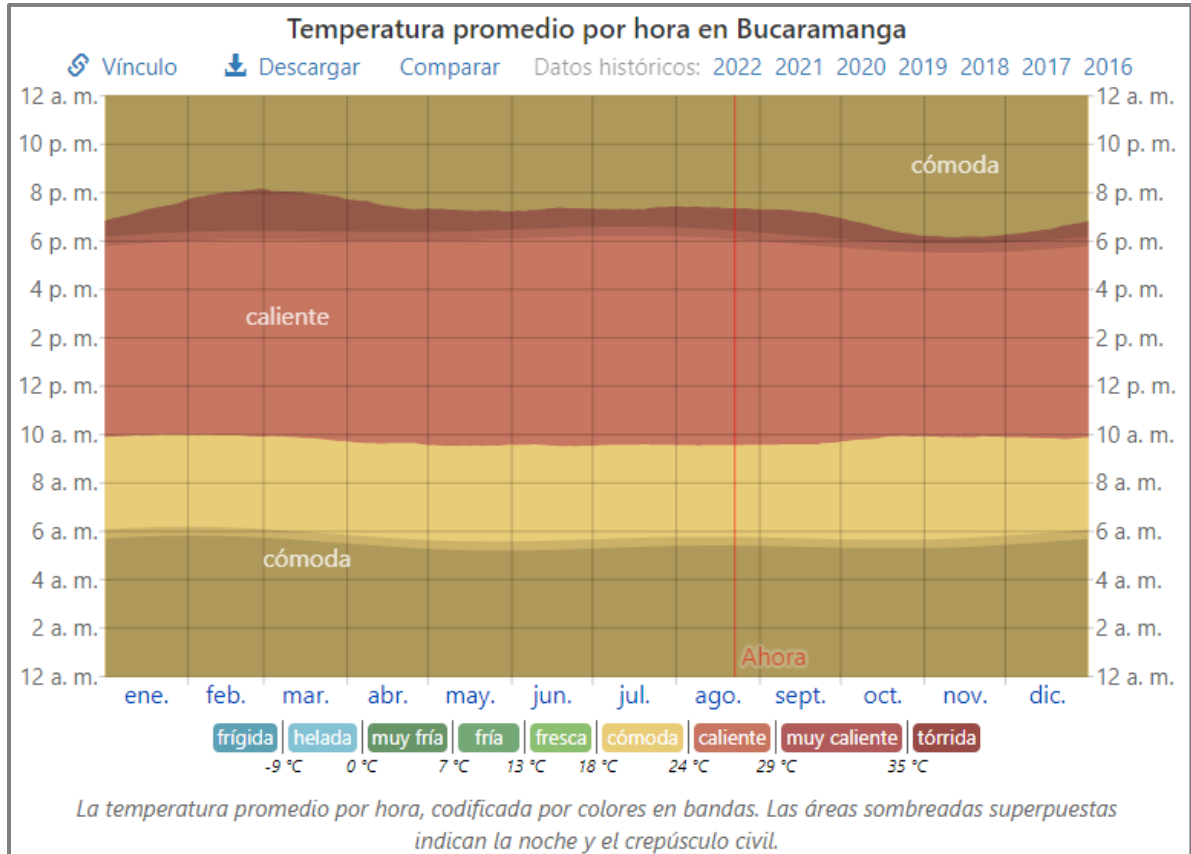
Se exponen los datos promediados de temperatura y demás datos meteorológicos

**PROMEDIOS IDEAM DE DATOS METEOROLÓGICOS CORRESPONDIENTES A LOS AÑOS  
COMPRENDIDOS ENTRE 1981-2010 EN LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

VARIABLE	MESES					
	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN
TEMPERATURA MEDIA (°C)	23,05	23,32	23,41	23,33	23,23	23,24
TEMPERATURA MÁXIMA MEDIA (°C)	28,0	28,1	28,3	28,2	28,5	28,3
TEMPERATURA MÍNIMA MEDIA (°C)	19,0	19,3	19,4	19,7	19,6	19,6
BRILLO SOLAR (Horas/día)	5,93	4,33	3,29	3,58	3,69	2,96
HUMEDAD RELATIVA	81,75	80,7	81,8947	84,35	84,8947	84,1
PRECIPITACIÓN (mm)	91,2	91,3	137,1	120,6	139,7	90,7
NUMERO DE DÍAS CON LLUVIA	10	11	14	17	17	17
EVAPORACION (mm)	116,25	104,26	114,49	107,48	105,71	99,58
VARIABLE	MESES					
	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
TEMPERATURA MEDIA (°C)	23,09	23,20	23,04	22,64	22,57	22,77
TEMPERATURA MÁXIMA MEDIA (°C)	28,4	28,7	28,6	28,1	27,6	27,7
TEMPERATURA MÍNIMA MEDIA (°C)	19,2	19,4	19,2	19,1	19,3	19,2
BRILLO SOLAR (Horas/día)	3,84	3,82	3,58	3,53	4,42	5,28
HUMEDAD RELATIVA	83,25	82,65	83,4	85,2632	86	83,85
PRECIPITACIÓN (mm)	111,7	81,7	117,8	123,9	104,1	66,6
NUMERO DE DÍAS CON LLUVIA	18	19	18	18	13	9
EVAPORACION (mm)	106,75	105,47	106,62	103,60	91,98	103,99

Según datos históricos obtenidos por el IDEAM, el promedio de lluvia total anual es de 1303 mm, durante el año las lluvias se distribuyen en dos temporadas secas y dos temporadas lluviosas, los meses más secos son diciembre, enero y febrero, y en menor proporción, junio, julio y agosto, las temporadas de lluvia se extienden de marzo a mayo y de septiembre a noviembre, en los meses secos de principios de año, llueve alrededor de 10 días/mes; en los meses de mayores precipitaciones, así como en la temporada seca de mitad de año, puede llover de 17 a 19 días/mes. La temperatura promedio es de 22.6 °C, al medio día la temperatura máxima media oscila alrededor de 28°C, en la madrugada la temperatura mínima está entre los 18 y los 19°C., el sol brilla un poco menos de 4 horas diarias en los meses lluviosos, pero en los meses secos, la insolación registra entre 5 y 6 horas diarias, la humedad relativa del aire es mayor a 80% en promedio y en épocas de lluvias alcanza valores superiores al 84%.





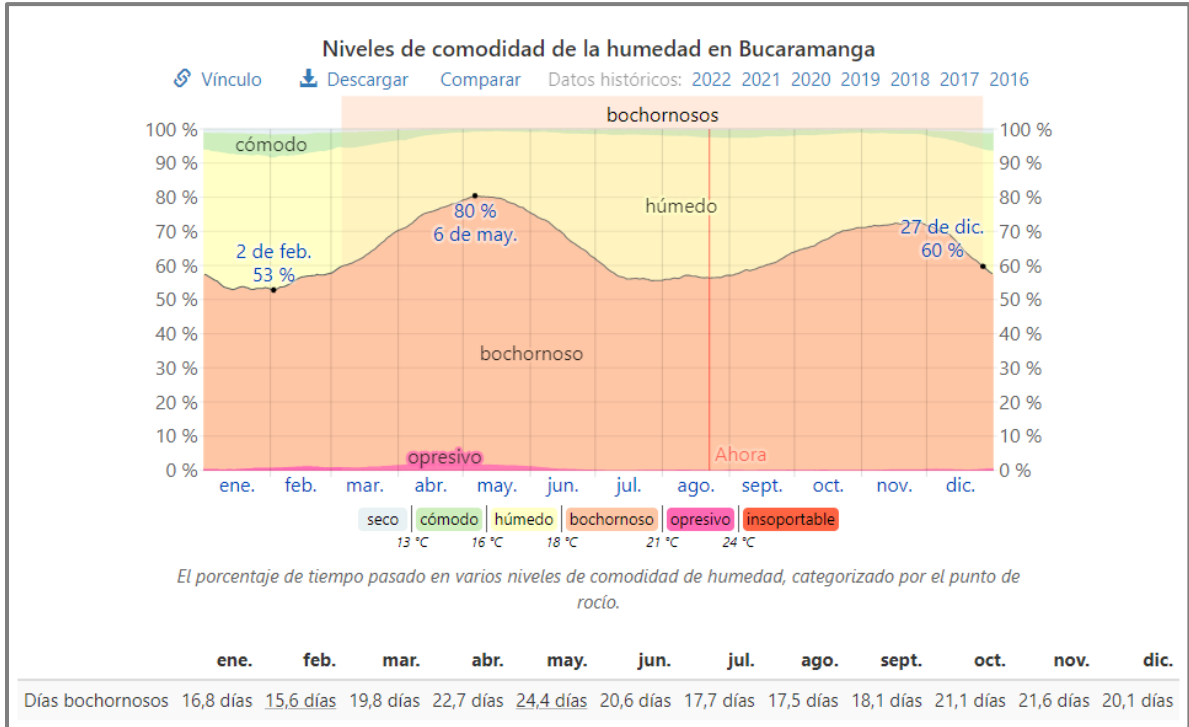
*Nota:* Tomado de Weather Spark, Temperatura máxima y mínima, temperatura promedio por hora, 2022.

En Bucaramanga la humedad percibida varía levemente, el período más húmedo del año dura 9,7 meses, del 5 de marzo al 27 de diciembre, y durante ese tiempo el nivel de comodidad es bochornoso, opresivo o insoportable por lo menos durante el 60 % del tiempo, el mes con más días bochornosos en Bucaramanga es mayo, con 24,4 días bochornosos o peor.

El mes con menos días bochornosos en Bucaramanga es febrero, con 15,6 días bochornosos o peor.

**Figura 2 D**

*Niveles de comodidad de la humedad en Bucaramanga*



*Nota:* Tomado de Weather Spark, Niveles de comodidad de la humedad en Bucaramanga, 2022.

La velocidad promedio del viento por hora en Bucaramanga tiene variaciones estacionales leves en el transcurso del año, la parte más ventosa del año dura 3,8 meses, del 15 de diciembre al 7 de abril, con velocidades promedio del viento de más de 5,3 kilómetros por hora, el mes más ventoso del año en Bucaramanga es febrero, con vientos a una velocidad promedio de 6,1 kilómetros por hora, el tiempo más calmado del año dura 8,2 meses, del 7 de abril al 15 de diciembre, el mes más calmado del año en Bucaramanga es junio, con vientos a una velocidad promedio de 4,6 kilómetros por hora.

**Apéndice E. Coeficientes Combinados de Transferencia de Calor por Convección y Radiación, Conductancias Superficiales**

**Figura 1 E**

*Coeficientes combinados*

**TABLA 3-9**

Coeficientes combinados de transferencia de calor por convección y radiación en las superficies de las ventanas, paredes o techos (tomada del *Handbook of Fundamentals de la ASHRAE*, Ref. 1, Cap. 22, tabla 1)

Posi- ción	Direc- ción del flujo de calor	$h, W/m^2 \cdot ^\circ C^*$		
		Emisividad superficial, $\epsilon$		
		0.90	0.20	0.05
<b>Aire estático</b> (tanto en el interior como en el exterior)				
Horiz.	Hacia arriba ↑	9.26	5.17	4.32
Horiz.	Hacia abajo ↓	6.13	2.10	1.25
Pendiente de 45°	Hacia arriba ↑	9.09	5.00	4.15
Pendiente de 45°	Hacia abajo ↓	7.50	3.41	2.56
Vertical	Horiz. →	8.29	4.20	3.35
<b>Aire en movimiento</b> (cualquier posición, cualquier dirección)				
Condición en invierno (vientos a 15 mph o 24 km/h)				
		34.0	—	—
Condición en verano (vientos a 7.5 mph o 12 km/h)				
		22.7	—	—

\*Multiplíquese por 0.176 para convertir a Btu/h · ft<sup>2</sup> · °F. La resistencia de la superficie se puede obtener a partir de  $R = 1/h$ .

Nota: Tomada de Transferencia de Calor y Masa (p.186), por Yunus A. Çengel and Afshin J.

Ghajar.2011, McGraw-Hill Education

**Apéndice F. Propiedades de Materiales de Construcción**

**Figura 1 F**

*Propiedades de Algunos Materiales de Construcción*

<b>TABLA A-5</b>					
Propiedades de materiales de construcción (a una temperatura media de 24°C)					
Material	Espesor, L mm	Densidad, $\rho$ kg/m <sup>3</sup>	Conductividad térmica, $k$ W/m - K	Calor específico, $c_p$ kJ/kg - K	Valor R (para los espesores de la lista, L(K), K - m <sup>2</sup> /W)
<b>Tableros de construcción</b>					
Tablero de asbesto-cemento	6 mm	1 922	—	1.00	0.011
Tablero de yeso de ravoque	10 mm	800	—	1.09	0.057
	13 mm	800	—	—	0.078
<b>Madera contrachapada (abeto Douglas)</b>					
	—	545	0.12	1.21	—
	6 mm	545	—	1.21	0.055
	10 mm	545	—	1.21	0.083
	13 mm	545	—	1.21	0.110
	20 mm	545	—	1.21	0.165
Tablero y entablado aislados (densidad común)	13 mm	288	—	1.30	0.232
	20 mm	288	—	1.30	0.359
Tablero duro (de alta densidad, amasado estándar)	—	1 010	0.14	1.34	—
Tablero aglutinado: Densidad media	—	800	0.14	1.30	—
Contrapiso	16 mm	640	—	1.21	0.144
Contrapiso de madera	20 mm	—	—	1.38	0.166
<b>Membrana de construcción</b>					
Filtro permeable al vapor	—	—	—	—	0.011
Sello de vapor (2 capas de fieltro de 0.73 kg/m <sup>2</sup> estropajeado)	—	—	—	—	0.021
<b>Materiales para piso</b>					
Alfombra y carpeta fibrosa	—	—	—	1.42	0.367
Alfombra y carpeta de caucho	—	—	—	1.38	0.217
Loseta (asfalto, linóleo, vinilo)	—	—	—	1.26	0.009
<b>Materiales para mampostería</b>					
<b>Unidades de mampostería:</b>					
Ladrillo común	—	1 922	0.72	—	—
Ladrillo para fachada	—	2 082	1.30	—	—
Ladrillo de arcilla refractaria	—	2 400	1.34	—	—
	—	1 920	0.90	0.79	—
	—	1 120	0.41	—	—
Bloques de concreto (3 núcleos ovales, agregado de arena y grava)	100 mm	—	0.77	—	0.13
	200 mm	—	1.0	—	0.20
	300 mm	—	1.30	—	0.23
<b>Concretas:</b>					
Agregados ligeros (Incluyendo esquistos, arcilla o pizarra expandidos; escorias de alto horno expandidas; cenizas de alto horno; piedra pómez y escoria)	—	1 920	1.1	—	—
	—	1 600	0.79	0.84	—
	—	1 280	0.54	0.84	—
	—	960	0.33	—	—
	—	940	0.18	—	—
Cemento/cal, mortero y estuco	—	1 920	1.40	—	—
	—	1 280	0.65	—	—
Estuco	—	1 857	0.72	—	—

**TABLA A-5**  
 Propiedades de materiales de construcción (conclusión)  
 (a una temperatura media de 24°C)

Material	Espesor, $L$ , mm	Densidad, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	Conductividad térmica, $k$ , W/m · K	Calor específico, $c_p$ , kJ/kg · K	Valor $R$ (para los espesores de la lista, $L/k$ ), K · m <sup>2</sup> /W
<b>Material para techos</b>					
Tejas de asbesto-cemento		1 900	—	1.00	0.037
Asfalto en rollos		1 100	—	1.51	0.026
Tejas de asfalto		1 100	—	1.26	0.077
Techado incorporado	10 mm	1 100	—	1.46	0.058
Pizarra	13 mm	—	—	1.26	0.009
Tejas de madera (simples o con cara de plástico/película)		—	—	1.30	0.166
<b>Materiales para revoque</b>					
Revoque de cemento, agregado de arena	19 mm	1 860	0.72	0.84	0.026
Revoque de yeso:					
Agregado ligero	13 mm	720	—	—	0.055
Agregado de arena	13 mm	1 680	0.81	0.84	0.016
Agregado de perlita	—	720	0.22	1.34	—
<b>Material para forro exterior (sobre superficies planas)</b>					
Tejas de asbesto-cemento	—	1 900	—	—	0.037
Forro de tablero duro	11 mm	—	—	1.17	0.12
Forro de madera (rabajada)	25 mm	—	—	1.30	0.139
Forro de madera (contrachapada, traslapada)	10 mm	—	—	1.21	0.111
Forro de aluminio o acero (sobre encofrado):					
Con respaldo hueco	10 mm	—	—	1.22	0.11
Con respaldo de tablero aislante	10 mm	—	—	1.34	0.32
Vidrio arquitectónico	—	2 530	1.0	0.84	0.018
<b>Maderas</b>					
Maderas duras (arce, roble, etc.)	—	721	0.159	1.26	—
Maderas suaves (abeto, pino, etc.)	—	513	0.115	1.38	—
<b>Metales</b>					
Aluminio (1 100)	—	2 739	222	0.896	—
Acero dulce	—	7 833	45.3	0.502	—
Acero inoxidable	—	7 913	15.6	0.456	—

Fuente: Las tablas A-5 y A-6 se adaptaron libremente del Handbook of Fundamentals de la ASHRAE (Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, 1993), Cap. 22, tabla 4. Usadas con autorización.

Nota: Tomada de Transferencia de Calor y Masa (p.872,873), por Yunus A. Çengel and Afshin J. Ghajar.2011, McGraw-Hill Education

**Apéndice G. Factors for Various Fenestration Products in W/m<sup>2</sup>K**

**Figura 1 G**

*Factores de Frenestración*

30.8

2001 ASHRAE Fundamentals Handbook (SI)

**Table 4 U-Factors for Various Fenestration Products in W/(m<sup>2</sup>·K)**

Product Type Frame Type ID Glazing Type	Glass Only Center of Glass Edge of Glass		Vertical Installation												
			Operable (including sliding and swinging glass doors)					Fixed							
			Aluminum Thermal Break	Aluminum Thermal Break	Reinforced Vinyl/Clad Wood	Wood/Vinyl	Insulated Fiberglass/Vinyl	Aluminum Thermal Break	Aluminum Thermal Break	Reinforced Vinyl/Clad Wood	Wood/Vinyl	Insulated Fiberglass/Vinyl			
<b>Single Glazing</b>															
1 3.2 mm glass	5.91	5.91	7.24	6.12	5.14	5.05	4.61	6.42	6.07	5.55	5.55	5.35	5.35	5.35	5.35
2 6.4 mm acrylic/polycarbonate	5.00	5.00	6.49	5.43	4.51	4.42	4.01	5.60	5.25	4.75	4.75	4.58	4.58	4.58	4.58
3 3.2 mm acrylic/polycarbonate	5.45	5.45	6.87	5.77	4.82	4.73	4.31	6.01	5.66	5.15	5.15	4.97	4.97	4.97	4.97
<b>Double Glazing</b>															
4 6.4 mm air space	3.12	3.63	4.93	3.70	3.25	3.13	2.77	3.94	3.56	3.19	3.17	3.04	3.04	3.04	3.04
5 12.7 mm air space	2.73	3.36	4.62	3.42	3.00	2.87	2.53	3.61	3.22	2.86	2.84	2.72	2.72	2.72	2.72
6 6.4 mm argon space	2.90	3.48	4.75	3.54	3.11	2.98	2.63	3.75	3.37	3.00	2.98	2.85	2.85	2.85	2.85
7 12.7 mm argon space	2.56	3.24	4.49	3.30	2.89	2.76	2.42	3.47	3.08	2.73	2.70	2.58	2.58	2.58	2.58
<b>Double Glazing, e = 0.60 on surface 2 or 3</b>															
8 6.4 mm air space	2.95	3.52	4.80	3.58	3.14	3.02	2.67	3.80	3.41	3.05	3.03	2.90	2.90	2.90	2.90
9 12.7 mm air space	2.50	3.20	4.45	3.26	2.85	2.73	2.39	3.42	3.03	2.68	2.66	2.54	2.54	2.54	2.54
10 6.4 mm argon space	2.67	3.32	4.58	3.38	2.96	2.84	2.49	3.56	3.17	2.82	2.80	2.67	2.67	2.67	2.67
11 12.7 mm argon space	2.33	3.08	4.31	3.13	2.74	2.62	2.28	3.28	2.89	2.54	2.52	2.40	2.40	2.40	2.40
<b>Double Glazing, e = 0.40 on surface 2 or 3</b>															
12 6.4 mm air space	2.78	3.40	4.66	3.46	3.03	2.91	2.56	3.66	3.27	2.91	2.89	2.76	2.76	2.76	2.76
13 12.7 mm air space	2.27	3.04	4.27	3.09	2.70	2.58	2.25	3.23	2.84	2.49	2.47	2.35	2.35	2.35	2.35
14 6.4 mm argon space	2.44	3.16	4.40	3.21	2.81	2.69	2.35	3.37	2.98	2.63	2.61	2.49	2.49	2.49	2.49
15 12.7 mm argon space	2.04	2.88	4.09	2.93	2.55	2.43	2.10	3.04	2.65	2.31	2.29	2.17	2.17	2.17	2.17
<b>Double Glazing, e = 0.20 on surface 2 or 3</b>															
16 6.4 mm air space	2.56	3.24	4.49	3.30	2.89	2.76	2.42	3.47	3.08	2.73	2.70	2.58	2.58	2.58	2.58
17 12.7 mm air space	1.99	2.83	4.05	2.89	2.52	2.39	2.07	2.99	2.60	2.26	2.24	2.13	2.13	2.13	2.13
18 6.4 mm argon space	2.16	2.96	4.18	3.01	2.63	2.51	2.17	3.13	2.74	2.40	2.38	2.26	2.26	2.26	2.26
19 12.7 mm argon space	1.70	2.62	3.83	2.68	2.33	2.21	1.89	2.75	2.36	2.03	2.01	1.90	1.90	1.90	1.90

*Nota:* Tomada de Fundamentals Handbook , (p.180), por ASHRAE, 2001

**Apéndice H. Renovación del Aire en Locales Habitados****Figura 1 H***Renovación de aire*

RENOVACION DEL AIRE EN LOCALES HABITADOS	Renov./hora <b>N</b>
Catedrales	0,5
Iglesias modernas (techos bajos)	1 - 2
Escuelas, aulas	2 - 3
Oficinas de Bancos	3 - 4
Cantinas (de fábricas o militares)	4 - 5
Hospitales	5 - 6
Oficinas generales	5 - 6
Bar de hotel	6 - 8
Restaurantes lujosos (espaciosos)	5 - 6
Laboratorios (con campanas localizadas)	6 - 8
Talleres de mecanizado	5 - 10
Tabernas (con cubas de vinos presentes)	10 - 12
Fábricas en general	5 - 10
Salas de juntas	5 - 8
Aparcamientos subterráneos	6 - 8
Salas de baile clásico	6 - 8
Discotecas	10 - 12
Restaurante medio (con un tercio de fumadores)	8 - 10
Granjas Avícolas	6 - 10
Clubs privados (con fumadores)	8 - 10
Cafés	10 - 12
Cocinas domésticas (mejor instalar campana)	10 - 15
Teatros	10 - 12
Lavabos	13 - 15
Sala de juego (con fumadores)	15 - 18
Cines	10 - 15
Cafeterías y Comidas rápidas	15 - 18
Cocinas industriales (indispensable usar campana)	15 - 20
Lavanderías	20 - 30
Fundiciones (sin extracciones localizadas)	20 - 30
Tintorerías	20 - 30
Obradores de panaderías	25 - 35
Naves industriales con hornos y baños (sin campanas)	30 - 60
Talleres de pintura (mejor instalar cabinas o campanas)	40 - 60

*Nota:* Tomada de Manual Práctico de Ventilación (P.18) por Escoda

## Apéndice I. Propiedades del Aire

**Figura 1 I**

*Propiedades del aire*

**TABLA A-15**

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2,866	983	0,01171	$4,158 \times 10^{-6}$	$8,636 \times 10^{-6}$	$3,013 \times 10^{-6}$	0,7246
-100	2,038	966	0,01582	$8,036 \times 10^{-6}$	$1,189 \times 10^{-6}$	$5,837 \times 10^{-6}$	0,7263
-50	1,582	999	0,01979	$1,252 \times 10^{-5}$	$1,474 \times 10^{-5}$	$9,319 \times 10^{-6}$	0,7440
-40	1,514	1 002	0,02057	$1,356 \times 10^{-5}$	$1,527 \times 10^{-5}$	$1,008 \times 10^{-5}$	0,7436
-30	1,451	1 004	0,02134	$1,465 \times 10^{-5}$	$1,579 \times 10^{-5}$	$1,087 \times 10^{-5}$	0,7425
-20	1,394	1 005	0,02211	$1,578 \times 10^{-5}$	$1,630 \times 10^{-5}$	$1,169 \times 10^{-5}$	0,7408
-10	1,341	1 006	0,02288	$1,696 \times 10^{-5}$	$1,680 \times 10^{-5}$	$1,252 \times 10^{-5}$	0,7387
0	1,292	1 006	0,02364	$1,818 \times 10^{-5}$	$1,729 \times 10^{-5}$	$1,338 \times 10^{-5}$	0,7362
5	1,269	1 006	0,02401	$1,880 \times 10^{-5}$	$1,754 \times 10^{-5}$	$1,382 \times 10^{-5}$	0,7350
10	1,246	1 006	0,02439	$1,944 \times 10^{-5}$	$1,778 \times 10^{-5}$	$1,426 \times 10^{-5}$	0,7336
15	1,225	1 007	0,02476	$2,009 \times 10^{-5}$	$1,802 \times 10^{-5}$	$1,470 \times 10^{-5}$	0,7323
20	1,204	1 007	0,02514	$2,074 \times 10^{-5}$	$1,825 \times 10^{-5}$	$1,516 \times 10^{-5}$	0,7309
25	1,184	1 007	0,02551	$2,141 \times 10^{-5}$	$1,849 \times 10^{-5}$	$1,562 \times 10^{-5}$	0,7296
30	1,164	1 007	0,02588	$2,208 \times 10^{-5}$	$1,872 \times 10^{-5}$	$1,608 \times 10^{-5}$	0,7282
35	1,145	1 007	0,02625	$2,277 \times 10^{-5}$	$1,895 \times 10^{-5}$	$1,655 \times 10^{-5}$	0,7268
40	1,127	1 007	0,02662	$2,346 \times 10^{-5}$	$1,918 \times 10^{-5}$	$1,702 \times 10^{-5}$	0,7255
45	1,109	1 007	0,02699	$2,416 \times 10^{-5}$	$1,941 \times 10^{-5}$	$1,750 \times 10^{-5}$	0,7241
50	1,092	1 007	0,02735	$2,487 \times 10^{-5}$	$1,963 \times 10^{-5}$	$1,798 \times 10^{-5}$	0,7228
60	1,059	1 007	0,02808	$2,632 \times 10^{-5}$	$2,008 \times 10^{-5}$	$1,896 \times 10^{-5}$	0,7202
70	1,028	1 007	0,02881	$2,780 \times 10^{-5}$	$2,052 \times 10^{-5}$	$1,995 \times 10^{-5}$	0,7177
80	0,9994	1 008	0,02953	$2,931 \times 10^{-5}$	$2,096 \times 10^{-5}$	$2,097 \times 10^{-5}$	0,7154
90	0,9718	1 008	0,03024	$3,086 \times 10^{-5}$	$2,139 \times 10^{-5}$	$2,201 \times 10^{-5}$	0,7132
100	0,9458	1 009	0,03095	$3,243 \times 10^{-5}$	$2,181 \times 10^{-5}$	$2,306 \times 10^{-5}$	0,7111
120	0,8977	1 011	0,03235	$3,565 \times 10^{-5}$	$2,264 \times 10^{-5}$	$2,522 \times 10^{-5}$	0,7073
140	0,8542	1 013	0,03374	$3,898 \times 10^{-5}$	$2,345 \times 10^{-5}$	$2,745 \times 10^{-5}$	0,7041
160	0,8148	1 016	0,03511	$4,241 \times 10^{-5}$	$2,420 \times 10^{-5}$	$2,975 \times 10^{-5}$	0,7014
180	0,7788	1 019	0,03646	$4,593 \times 10^{-5}$	$2,504 \times 10^{-5}$	$3,212 \times 10^{-5}$	0,6992

*Nota:* Tomada de Transferencia de Calor y Masa (p.884), por Yunus A. Çengel and Afshin J.

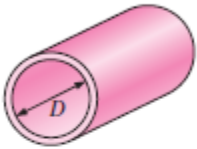
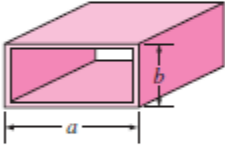
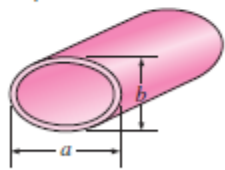
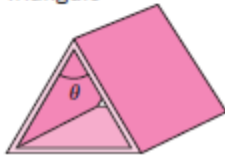
Ghajar.2011, McGraw-Hill Education

**Apéndice J. Numero de Nusselt para Flujo Laminar**

Figura 1 J

Número de Nusselt

**TABLA 8-1**  
 Número de Nusselt y factor de fricción para el flujo laminar completamente desarrollado en tubos de diversas secciones transversales ( $D_h = 4A_c/\rho$ ,  $Re = V_{prom}D_h/\nu$ , y  $Nu = hD_h/k$ )

Configuración geométrica del tubo	$a/b$ o $\theta^\circ$	Número de Nusselt		Factor de fricción $f$
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
 <p>Círculo</p>	—	3.66	4.36	64.00/Re
 <p>Rectángulo</p>	$a/b$ 1 2 3 4 6 8 $\infty$	2.98 3.39 3.96 4.44 5.14 5.60 7.54	3.61 4.12 4.79 5.33 6.05 6.49 8.24	56.92/Re 62.20/Re 68.36/Re 72.92/Re 78.80/Re 82.32/Re 96.00/Re
 <p>Elipse</p>	$a/b$ 1 2 4 8 16	3.66 3.74 3.79 3.72 3.65	4.36 4.56 4.88 5.09 5.18	64.00/Re 67.28/Re 72.96/Re 76.60/Re 78.16/Re
 <p>Triángulo</p>	$\theta$ 10° 30° 60° 90° 120°	1.61 2.26 2.47 2.34 2.00	2.45 2.91 3.11 2.98 2.68	50.80/Re 52.28/Re 53.32/Re 52.60/Re 50.96/Re

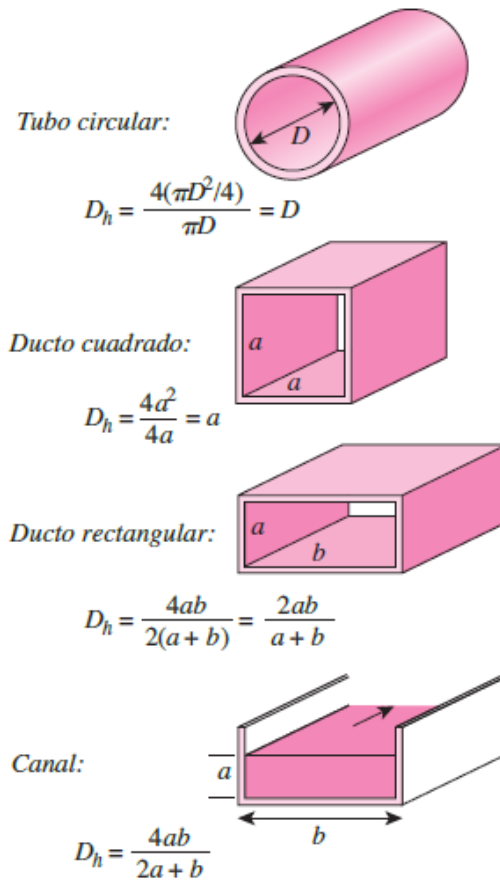
Nota: Tomada de Transferencia de Calor y Masa (p.483), por Yunus A. Çengel and Afshin J.

Ghajar.2011, McGraw-Hill Education

### Apéndice K. Diámetro Hidráulico para Diferentes Formas Geométricas

**Figura 1 K**

*Diámetro hidráulico*



*Nota:* Tomada de Transferencia de Calor y Masa (p.468), por Yunus A. Çengel and Afshin J.

Ghajar.2011, McGraw-Hill Education

Apéndice L. Tabla "Arrays" Ducto Rectangular

Figura 1 L

Arrays Ducto Rectangular

Table with 30 columns: dA, Ti, haI, Dq, TwI, dXi, WtI, WwtI, WpwmI, HpwmI, TprwmI, dAI, dA, Ti, haI, Dq, TwI, dXi, WtI, WwtI, WpwmI, HpwmI, TprwmI, dAI. The table contains numerical data for various duct configurations.

# SISTEMA DE ENFRÍAMIENTO EVAPORATIVO INDIRECTO

dA	Ti	hai	Ds	Twi	dXi	Wi	Wwai	Wpomi	Hpomi	Hsati	Tpomi	dAi	Ti	hai	Ds	Twi	dXi	Wi	Wwai	Wpomi	Hpomi	Hsati	Tpomi	dAi
225	23.74	47.13	0.0424	18.71	12.87	0.01353	0.01353	47.1	53.13	23.8	0.163398	31	25.02	48.96	0.04682	19.45	18	0.0412	0.04143	0.04148	48.95	55.55	25.01	0.226299
226	23.76	47.15	0.0425	18.71	12.87	0.01354	0.01354	47.2	53.13	23.8	0.164121	31	25.03	48.98	0.04688	19.46	18	0.0412	0.04149	0.04149	48.97	55.58	25.02	0.227322
227	23.78	47.17	0.0426	18.71	12.87	0.01355	0.01355	47.3	53.14	23.8	0.164844	31	25.04	49.01	0.04694	19.47	18	0.0412	0.04154	0.04154	48.99	55.61	25.03	0.228345
228	23.8	47.21	0.0426	18.74	12.98	0.01355	0.01355	47.2	53.2	23.8	0.165667	31	25.06	49.02	0.04698	19.48	18	0.0412	0.04161	0.04161	49.01	55.64	25.05	0.229368
229	23.81	47.23	0.0426	18.74	13.04	0.01356	0.01356	47.2	53.2	23.8	0.16629	31	25.08	49.05	0.04704	19.49	18	0.0412	0.04167	0.04167	49.04	55.67	25.07	0.230391
230	23.82	47.25	0.0427	18.75	13.10	0.01356	0.01356	47.2	53.26	23.8	0.166913	31	25.10	49.07	0.04709	19.5	18	0.0412	0.04173	0.04173	49.06	55.71	25.09	0.231414
231	23.84	47.27	0.0427	18.76	13.15	0.01357	0.01357	47.3	53.28	23.8	0.167536	31	25.11	49.09	0.04714	19.51	18	0.0412	0.04179	0.04179	49.08	55.73	25.1	0.232437
232	23.85	47.29	0.0428	18.77	13.21	0.01358	0.01358	47.3	53.31	23.9	0.168159	32	25.12	49.11	0.0472	19.52	18	0.0412	0.04184	0.04184	49.1	55.76	25.12	0.233460
233	23.87	47.31	0.0428	18.78	13.26	0.01359	0.01359	47.3	53.34	23.9	0.168782	32	25.14	49.13	0.04725	19.52	18	0.0412	0.04189	0.04189	49.12	55.79	25.13	0.234483
234	23.88	47.33	0.0429	18.79	13.32	0.01359	0.01359	47.3	53.36	23.9	0.169405	32	25.15	49.16	0.04731	19.53	18	0.0412	0.04194	0.04194	49.15	55.82	25.15	0.235506
235	23.89	47.35	0.0429	18.79	13.38	0.0136	0.0136	47.3	53.39	23.9	0.170028	32	25.17	49.18	0.04736	19.54	18	0.0412	0.04199	0.04199	49.18	55.85	25.18	0.236529
236	23.91	47.37	0.043	18.8	13.44	0.01361	0.01361	47.4	53.42	23.9	0.170651	32	25.18	49.2	0.04741	19.55	18	0.0412	0.04204	0.04204	49.2	55.88	25.18	0.237552
237	23.92	47.39	0.043	18.81	13.49	0.01362	0.01362	47.4	53.44	23.9	0.171274	32	25.2	49.22	0.04747	19.56	18	0.0412	0.04209	0.04209	49.21	55.91	25.19	0.238575
238	23.94	47.41	0.0431	18.82	13.55	0.01362	0.01362	47.4	53.47	23.9	0.171897	32	25.22	49.24	0.04752	19.57	18	0.0412	0.04214	0.04214	49.24	55.94	25.21	0.239598
239	23.96	47.43	0.0431	18.83	13.61	0.01363	0.01363	47.4	53.5	23.9	0.172520	32	25.23	49.27	0.04758	19.58	18	0.0412	0.04219	0.04219	49.26	55.97	25.22	0.240621
240	23.98	47.45	0.0432	18.84	13.66	0.01364	0.01364	47.4	53.53	24	0.173143	32	25.25	49.29	0.04764	19.59	18	0.0412	0.04224	0.04224	49.28	56	25.24	0.241644
241	23.99	47.47	0.0432	18.84	13.72	0.01365	0.01364	47.5	53.55	24	0.173766	32	25.26	49.31	0.04769	19.6	18	0.0412	0.04229	0.04229	49.3	56.03	25.26	0.242667
242	23.99	47.49	0.0433	18.85	13.78	0.01365	0.01365	47.5	53.58	24	0.174389	33	25.28	49.33	0.04775	19.6	18	0.0412	0.04234	0.04234	49.32	56.06	25.27	0.243690
243	24.01	47.51	0.0433	18.86	13.83	0.01366	0.01366	47.5	53.61	24	0.175012	33	25.29	49.36	0.04781	19.61	18	0.0412	0.04239	0.04239	49.34	56.09	25.29	0.244713
244	24.03	47.53	0.0434	18.89	13.9	0.01367	0.01367	47.5	53.64	24	0.175635	33	25.32	49.4	0.04787	19.63	18	0.0412	0.04244	0.04244	49.36	56.15	25.32	0.245736
245	24.05	47.55	0.0434	18.89	13.96	0.01368	0.01368	47.6	53.69	24	0.176258	33	25.34	49.42	0.04792	19.64	18	0.0412	0.04249	0.04249	49.38	56.18	25.31	0.246759
246	24.06	47.59	0.0435	18.89	14.02	0.01369	0.01369	47.6	53.74	24	0.176881	34	25.35	49.45	0.04798	19.65	18	0.0412	0.04254	0.04254	49.41	56.21	25.35	0.247782
247	24.08	47.61	0.0435	18.9	14.12	0.0137	0.01369	47.6	53.74	24	0.177504	34	25.37	49.47	0.04803	19.66	18	0.0412	0.04259	0.04259	49.46	56.24	25.36	0.248805
248	24.09	47.63	0.0436	18.91	14.18	0.0137	0.0137	47.6	53.77	24	0.178127	34	25.39	49.49	0.04808	19.67	18	0.0412	0.04264	0.04264	49.48	56.27	25.38	0.249828
249	24.1	47.65	0.0437	18.92	14.23	0.01371	0.01371	47.6	53.8	24	0.178750	34	25.41	49.51	0.04813	19.68	18	0.0412	0.04269	0.04269	49.5	56.3	25.39	0.250851
250	24.12	47.67	0.0437	18.93	14.29	0.01372	0.01372	47.7	53.82	24	0.179373	34	25.42	49.54	0.04819	19.69	18	0.0412	0.04274	0.04274	49.52	56.33	25.42	0.251874
251	24.13	47.69	0.0438	18.94	14.35	0.01373	0.01372	47.7	53.85	24	0.180000	34	25.43	49.56	0.04824	19.69	18	0.0412	0.04279	0.04279	49.55	56.36	25.43	0.252897
252	24.15	47.71	0.0438	18.95	14.41	0.01374	0.01373	47.7	53.88	24	0.180627	34	25.45	49.58	0.04829	19.7	18	0.0412	0.04284	0.04284	49.57	56.39	25.45	0.253920
253	24.16	47.73	0.0438	18.95	14.46	0.01374	0.01374	47.7	53.91	24	0.181254	34	25.46	49.6	0.04834	19.71	18	0.0412	0.04289	0.04289	49.59	56.42	25.46	0.254943
254	24.18	47.75	0.0439	18.96	14.52	0.01375	0.01374	47.7	53.93	24	0.181881	34	25.48	49.63	0.04839	19.72	18	0.0412	0.04294	0.04294	49.61	56.45	25.47	0.255966
255	24.19	47.77	0.0439	18.96	14.58	0.01376	0.01374	47.8	53.96	24	0.182508	34	25.49	49.65	0.04844	19.73	18	0.0412	0.04299	0.04299	49.63	56.48	25.49	0.256989
256	24.2	47.79	0.044	18.98	14.63	0.01376	0.01376	47.8	53.99	24	0.183135	34	25.51	49.67	0.04849	19.74	20	0.0415	0.04304	0.04304	49.66	56.51	25.5	0.258012
257	24.22	47.81	0.044	18.99	14.69	0.01377	0.01377	47.8	54.02	24	0.183762	34	25.53	49.69	0.04854	19.75	20	0.0415	0.04309	0.04309	49.68	56.54	25.52	0.259035
258	24.24	47.83	0.0441	19.01	14.75	0.01378	0.01377	47.8	54.05	24	0.184389	34	25.54	49.71	0.04859	19.76	20	0.0415	0.04314	0.04314	49.7	56.57	25.54	0.260058
259	24.26	47.85	0.0441	19.01	14.81	0.01379	0.01378	47.8	54.08	24	0.185016	34	25.56	49.73	0.04864	19.77	20	0.0415	0.04319	0.04319	49.72	56.6	25.56	0.261081
260	24.28	47.87	0.0442	19.02	14.87	0.0138	0.01379	47.8	54.11	24	0.185643	34	25.57	49.75	0.04869	19.78	20	0.0415	0.04324	0.04324	49.74	56.63	25.57	0.262104
261	24.3	47.89	0.0443	19.03	14.93	0.01381	0.01379	47.8	54.14	24	0.186270	34	25.59	49.77	0.04874	19.79	20	0.0415	0.04329	0.04329	49.76	56.66	25.59	0.263127
262	24.32	47.91	0.0443	19.04	14.99	0.01382	0.0138	47.9	54.17	24	0.186897	34	25.6	49.79	0.04879	19.8	20	0.0415	0.04334	0.04334	49.78	56.69	25.6	0.264150
263	24.34	47.93	0.0444	19.05	15.05	0.01383	0.01381	47.9	54.2	24	0.187524	34	25.62	49.81	0.04884	19.81	20	0.0415	0.04339	0.04339	49.8	56.72	25.62	0.265173
264	24.36	47.95	0.0445	19.06	15.11	0.01384	0.01382	47.9	54.23	24	0.188151	34	25.63	49.83	0.04889	19.82	20	0.0415	0.04344	0.04344	49.82	56.75	25.63	0.266196
265	24.38	47.97	0.0445	19.07	15.17	0.01385	0.01383	47.9	54.26	24	0.188778	34	25.65	49.85	0.04894	19.83	20	0.0415	0.04349	0.04349	49.84	56.78	25.65	0.267219
266	24.4	47.99	0.0446	19.08	15.23	0.01386	0.01384	48	54.29	24	0.189405	34	25.66	49.87	0.04899	19.84	20	0.0415	0.04354	0.04354	49.86	56.81	25.66	0.268242
267	24.42	48.01	0.0447	19.09	15.29	0.01387	0.01385	48	54.32	24	0.190032	34	25.68	49.89	0.04904	19.85	20	0.0415	0.04359	0.04359	49.88	56.84	25.68	0.269265
268	24.44	48.03	0.0447	19.1	15.35	0.01388	0.01386	48	54.35	24	0.190659	34	25.69	49.91	0.04909	19.86	20	0.0415	0.04364	0.04364	49.9	56.87	25.69	0.270288
269	24.46	48.05	0.0448	19.11	15.41	0.01389	0.01387	48	54.38	24	0.191286	34	25.71	49.93	0.04914	19.87	20	0.0415	0.04369	0.04369	49.92	56.9	25.71	0.271311
270	24.48	48.07	0.0449	19.12	15.47	0.0139	0.01388	48	54.41	24	0.191913	34	25.72	49.95	0.04919	19.88	20	0.0415	0.04374	0.04374	49.94	56.93	25.72	0.272334
271	24.5	48.09	0.045	19.13	15.53	0.01391	0.0138																	

Apéndice M. Tabla Arrays Ducto Triangular

Figura 1 M

Arrays Ducto Triangular

Table with 25 columns: dA, T1, hai, Dq, Twi, dXi, Wi, Wsati, Wpromi, Hpromi, Hsati, Tpromi, dA, T1, hai, Dq, Twi, dXi, Wi, Wsati, Wpromi, Hpromi, Hsati, Tpromi, dAI. It contains a grid of numerical data for triangular duct arrays.

dA	Ti	hai	Qg	Twi	dXi	Wi	Wsati	Wpromi	Hpromi	Hsati	Tpromi	dAi	dA	Ti	hai	Qg	Twi	dXi	Wi	Wsati	Wpromi	Hpromi	Hsati	Tpromi	dAi
253	25.14	47.4	0.0243	18.1	13.7	0.01582	0.01582	0.01582	47.31	53.11	23.7	0.01975	312	26.09	48.92	0.02465	18.44	18.02	0.0142	0.0142	0.0142	48.91	53.11	23.7	0.01975
256	23.75	47.14	0.0243	18.71	13.43	0.01581	0.01581	0.01581	47.29	53.11	23.7	0.01975	312	26.09	48.92	0.02465	18.44	18.02	0.0142	0.0142	0.0142	48.91	53.11	23.7	0.01975
257	23.76	47.16	0.0243	18.72	13.48	0.01581	0.01581	0.01581	47.31	53.11	23.7	0.01975	314	26.02	48.97	0.02465	18.46	18.02	0.0142	0.0142	0.0142	48.96	53.11	23.7	0.01975
258	23.78	47.18	0.0243	18.72	13.44	0.01581	0.01581	0.01581	47.27	53.11	23.7	0.01975	314	26.02	48.97	0.02465	18.46	18.02	0.0142	0.0142	0.0142	48.96	53.11	23.7	0.01975
259	23.79	47.2	0.0243	18.73	13.45	0.01581	0.01581	0.01581	47.29	53.11	23.7	0.01975	316	25.95	49.01	0.02465	18.47	18.02	0.0142	0.0142	0.0142	48.98	53.11	23.7	0.01975
260	23.78	47.22	0.0243	18.74	13.66	0.01581	0.01581	0.01581	47.21	53.12	23.8	0.02075	317	25.92	49.03	0.02465	18.48	18.02	0.0142	0.0142	0.0142	49.02	53.05	23.8	0.02075
261	23.82	47.21	0.0243	18.76	13.73	0.01581	0.01581	0.01581	47.21	53.12	23.8	0.02075	318	25.92	49.03	0.02465	18.48	18.02	0.0142	0.0142	0.0142	49.02	53.05	23.8	0.02075
262	23.83	47.26	0.0246	18.76	13.78	0.01587	0.01587	0.01587	47.25	53.27	23.8	0.02075	319	25.9	49.08	0.02465	18.51	18.07	0.0142	0.0142	0.0142	49.07	53.11	23.9	0.02125
263	23.85	47.28	0.0247	18.77	13.84	0.01588	0.01588	0.01587	47.27	53.3	23.8	0.020875	320	25.11	49.1	0.024702	19.51	19.03	0.0142	0.0142	0.0142	49.09	53.74	24.1	0.28
264	23.86	47.3	0.0247	18.77	13.84	0.01588	0.01588	0.01588	47.29	53.3	23.8	0.020875	320	25.11	49.1	0.024702	19.52	19.09	0.0142	0.0142	0.0142	49.11	53.74	24.1	0.28
265	23.87	47.32	0.0248	18.78	13.96	0.01589	0.01589	0.01589	47.31	53.35	23.9	0.020625	322	25.14	49.14	0.024718	19.53	19.15	0.0143	0.0143	0.0143	49.13	53.8	24.14	0.28175
266	23.89	47.34	0.0248	18.79	14.02	0.0159	0.0159	0.0159	47.33	53.38	23.9	0.020625	323	25.16	49.16	0.024724	19.54	19.21	0.0143	0.0143	0.0143	49.15	53.83	24.15	0.282625
267	23.9	47.36	0.0249	18.8	14.08	0.01591	0.01591	0.01591	47.36	53.41	23.9	0.020775	325	25.17	49.19	0.024729	19.55	19.27	0.0143	0.0143	0.0143	49.18	53.86	24.17	0.2835
268	23.92	47.38	0.0249	18.81	14.14	0.01591	0.01591	0.01591	47.37	53.43	23.9	0.020825	325	25.19	49.21	0.024734	19.55	19.33	0.0143	0.0143	0.0143	49.2	53.89	24.18	0.284375
269	23.93	47.4	0.0249	18.82	14.2	0.01592	0.01592	0.01592	47.39	53.46	23.9	0.0209125	326	25.21	49.23	0.02474	19.56	19.39	0.0143	0.0143	0.0143	49.22	53.92	24.2	0.28525
270	23.94	47.42	0.0249	18.82	14.26	0.01593	0.01593	0.01593	47.41	53.49	23.9	0.021	327	25.22	49.25	0.024745	19.57	19.45	0.0143	0.0143	0.0143	49.24	53.95	24.21	0.286125
271	23.96	47.44	0.0251	18.83	14.32	0.01593	0.01593	0.01593	47.43	53.51	24	0.0210875	328	25.24	49.28	0.024751	19.58	19.51	0.0143	0.0143	0.0143	49.26	53.98	24.22	0.287
272	23.97	47.46	0.0251	18.84	14.38	0.01594	0.01594	0.01594	47.45	53.54	24	0.021175	329	25.25	49.3	0.024756	19.59	19.57	0.0143	0.0143	0.0143	49.29	54.01	24.24	0.287875
273	23.99	47.49	0.0252	18.85	14.44	0.01594	0.01594	0.01594	47.47	53.57	24	0.0212625	330	25.27	49.32	0.024762	19.61	19.64	0.0143	0.0143	0.0143	49.31	54.04	24.26	0.28875
274	24	47.5	0.0252	18.86	14.5	0.01595	0.01595	0.01595	47.49	53.59	24	0.02135	331	25.28	49.34	0.024767	19.61	19.69	0.0143	0.0143	0.0143	49.33	54.07	24.28	0.289625
275	24.01	47.52	0.0253	18.87	14.56	0.01596	0.01596	0.01596	47.51	53.62	24	0.0214375	332	25.29	49.36	0.024773	19.62	19.75	0.0143	0.0143	0.0143	49.35	54.1	24.29	0.2905
276	24.03	47.54	0.0253	18.87	14.62	0.01597	0.01597	0.01597	47.53	53.65	24	0.021525	333	25.3	49.38	0.024778	19.63	19.81	0.0143	0.0143	0.0143	49.38	54.13	24.31	0.291375
277	24.04	47.56	0.0254	18.88	14.68	0.01598	0.01598	0.01597	47.55	53.67	24	0.0216125	334	25.33	49.41	0.024784	19.63	19.87	0.0144	0.0144	0.0144	49.4	54.16	24.32	0.29225
278	24.06	47.58	0.0254	18.89	14.74	0.01599	0.01599	0.01598	47.57	53.7	24.1	0.0217	335	25.35	49.43	0.024789	19.64	19.93	0.0144	0.0144	0.0144	49.42	54.19	24.34	0.293125
279	24.07	47.6	0.0254	18.9	14.8	0.01599	0.01599	0.01599	47.59	53.73	24.1	0.0217875	336	25.36	49.45	0.024795	19.65	19.99	0.0144	0.0144	0.0144	49.44	54.22	24.35	0.294
280	24.08	47.62	0.0255	18.91	14.86	0.016	0.016	0.016	47.61	53.76	24.1	0.021875	337	25.38	49.48	0.024801	19.65	20.05	0.0144	0.0144	0.0144	49.46	54.25	24.37	0.294875
281	24.1	47.64	0.0255	18.92	14.92	0.01601	0.01601	0.01601	47.63	53.78	24.1	0.0219625	338	25.39	49.5	0.024806	19.67	20.11	0.0144	0.0144	0.0144	49.49	54.28	24.38	0.29575
282	24.11	47.66	0.0256	18.92	14.98	0.01602	0.01602	0.01602	47.65	53.81	24.1	0.02205	339	25.41	49.52	0.024811	19.68	20.17	0.0144	0.0144	0.0144	49.51	54.31	24.4	0.296625
283	24.13	47.68	0.0256	18.93	15.04	0.01602	0.01602	0.01602	47.67	53.84	24.1	0.0221375	340	25.42	49.54	0.024817	19.69	20.23	0.0144	0.0144	0.0144	49.53	54.34	24.42	0.2975
284	24.14	47.7	0.0257	18.94	15.1	0.01603	0.01603	0.01603	47.69	53.86	24.1	0.022225	341	25.44	49.57	0.024822	19.7	20.29	0.0144	0.0144	0.0144	49.55	54.37	24.43	0.298375
285	24.15	47.72	0.0257	18.95	15.16	0.01604	0.01604	0.01604	47.71	53.89	24.1	0.0223125	342	25.45	49.59	0.024828	19.71	20.35	0.0144	0.0144	0.0144	49.58	54.4	24.45	0.29925
286	24.17	47.74	0.0258	18.96	15.22	0.01604	0.01604	0.01604	47.73	53.92	24.2	0.0224	343	25.47	49.61	0.024834	19.72	20.41	0.0144	0.0144	0.0144	49.6	54.43	24.46	0.300125
287	24.18	47.76	0.0258	18.97	15.27	0.01605	0.01605	0.01605	47.75	53.95	24.2	0.0224875	344	25.49	49.63	0.024839	19.73	20.47	0.0144	0.0144	0.0144	49.62	54.46	24.48	0.301
288	24.2	47.78	0.0259	18.97	15.36	0.01606	0.01606	0.01606	47.77	53.97	24.2	0.022575	345	25.51	49.65	0.024845	19.74	20.53	0.0144	0.0144	0.0144	49.64	54.49	24.5	0.301875
289	24.21	47.8	0.0259	18.98	15.39	0.01607	0.01607	0.01607	47.79	54	24.2	0.0226625	346	25.52	49.68	0.02485	19.74	20.59	0.0145	0.0145	0.0145	49.67	54.52	24.51	0.30275
290	24.23	47.82	0.026	18.99	15.45	0.01608	0.01608	0.01608	47.81	54.03	24.2	0.02275	347	25.53	49.7	0.024856	19.75	20.64	0.0145	0.0145	0.0145	49.69	54.55	24.53	0.303625
291	24.25	47.84	0.026	19.06	14.98	0.01609	0.01609	0.01609	47.83	54.06	24.2	0.0228375	348	25.55	49.72	0.024861	19.76	20.7	0.0145	0.0145	0.0145	49.71	54.58	24.54	0.3045
292	24.26	47.86	0.026	19.07	15.04	0.0161	0.0161	0.0161	47.85	54.09	24.2	0.022925	349	25.57	49.74	0.024867	19.77	20.76	0.0145	0.0145	0.0145	49.73	54.61	24.56	0.305375
293	24.28	47.88	0.0261	19.08	15.1	0.01611	0.01611	0.01611	47.87	54.12	24.2	0.0230125	350	25.59	49.76	0.024872	19.78	20.82	0.0145	0.0145	0.0145	49.75	54.64	24.58	0.30625
294	24.3	47.9	0.0261	19.09	15.16	0.01612	0.01612	0.01612	47.89	54.15	24.2	0.0231	351	25.61	49.78	0.024878	19.79	20.88	0.0145	0.0145	0.0145	49.77	54.67	24.6	0.307125
295	24.32	47.92	0.0262	19.1	15.22	0.01613	0.01613	0.01613	47.91	54.18	24.2	0.0231875	352	25.63	49.8	0.024884	19.8	20.94	0.0145	0.0145	0.0145	49.79	54.7	24.62	0.308
296	24.34	47.94	0.0262	19.11	15.28	0.01614	0.01614	0.01614	47.93	54.21	24.2	0.023275	353	25.65	49.82	0.02489	19.81	21.0	0.0145	0.0145	0.0145	49.81	54.73	24.64	0.308875
297	24.36	47.96	0.0263	19.12	15.34	0.01615	0.01615	0.01615	47.95	54.24	24.2	0.0233625	354	25.67	49.84	0.024896	19.82	21.06	0.0145	0.0145	0.0145	49.83	54.76	24.66	0.30975
298	24.38	47.98	0.0263	19.13	15.4	0.01616	0.01616	0.01616	47.97	54.27	24.2	0.02345	355	25.69	49.86	0.024902	19.83	21.12	0.0						

**Apéndice N. Ficha Técnica de la Bomba Seleccionada**

**Figura 1 N**

*Ficha Técnica*

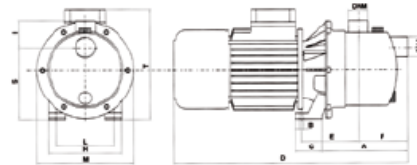


**APLICACIONES:**

Se usan en el transporte de agua limpia y líquidos químicamente no agresivos y para riego de huertos y jardines. Aptas especialmente en sistemas domésticos y distribución automática del agua con calderines hidroneumáticos.

**CARACTERÍSTICAS:**

- Cuerpo de bomba: Inox-304
- Impulsor: Resina termoplástica
- Eje: Inox Aisi-304
- Cierre mecánico: Grafito/Cerámica
- Protección motor: IP 23
- Tensión estándar: 12 / 24V-50Hz
- Caudal máx. [m<sup>3</sup>/h]: 3.7
- Altura máx. [m]: 36
- Presión máx. funcionamiento [bar]: 6
- T° máx. Fluido [°C]: +60
- T° máx. Ambiente [°C]: +40
- Aspiración máx. [m]: 8 con válvula de pie
- Instalación: Horizontal



**MODELO/CARACTERÍSTICAS**

Tipo	Alimentación 50Hz	P2 Nominal		Corriente absorbida [A]	m <sup>3</sup> /h	0	0.6	1.2	1.8	2.4	3	3.6
		kW	H.P.			l/min	0	10	20	30	40	50
ECC 12 JET	12V	0.5	0.7	35	h	32	26	21	17	14	11	2
ECC 24 JET	24V	0.5	0.7	19	[m]	36	30	25	20	16	13	2

**DIMENSIONES Y PESOS**

Tipo	DNA	DNM	A	B	C	D	E	F	H	I	L	M	S	T	Kg
ECC 12 JET	1"	1"	165	7	45	409	105	90	130	45	100	170	125	190	7.9
ECC 24 JET	1"	1"	165	7	45	409	105	90	130	45	100	170	125	190	7.9

## Apéndice O. Ficha Técnica Ventilador Seleccionada

### Figura 1 N

#### Ficha Técnica

##### Características



- Motor de rotor externo protegido por termocontacto
- Velocidad regulable 0-100%
- Turbinas equilibradas estática y dinámicamente según ISO 1940
- Bajo nivel sonoro
- Versión trifásica bajo demanda

##### Especificaciones

Modelo	Tensión (V (50 Hz))	Intensidad (A)	Potencia (W)	Velocidad (rpm)	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Presión Máxima (Pa)
2GRE15 133/49R	1x230V	0,33	75	2210	255	330
2GRE15 140/59R	1x230V	0,39	88	1245	340	400
2GRE20 140/59R	1x230V	0,56	125	1540	395	440
2GRE25 140/59R	1x230V	0,78	176	2050	515	450
2GRE35 160/62R	1x230V	0,72	165	1565	465	530
2GRE45 160/62R	1x230V	1,12	253	2110	625	610
2GRE43 120/62R	1x230V	0,27	58	1715	260	280
2GRF65 180/52R	1x230V	1,79	411	2145	685	900
4GRE25 160/62R	1x230V	0,34	70	1280	410	160
4GRE25 180/75R	1x230V	0,4	89	985	530	220
4GRE35 180/75R	1x230V	0,45	102	1155	585	220
4GRE45 200/75R	1x230V	0,87	172	1040	775	280