

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE ACONDICIONADOR DE
AIRE POR DESECACIÓN Y REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA, UTILIZANDO
CALOR DE DESECHO**

MOISÉS BERNAL MACÍAS

FAVIO EDUARDO JÚNIOR SOLANO PÉREZ

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2017

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE ACONDICIONADOR DE
AIRE POR DESECACIÓN Y REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA, UTILIZANDO
CALOR DE DESECHO**

MOISÉS BERNAL MACÍAS

FAVIO EDUARDO JÚNIOR SOLANO PÉREZ

**Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero mecánico**

Director:

OMAR ARMANDO GÉLVEZ AROCHA

Ingeniero mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2017

Dedicatoria

A mí, por estar siempre a mi lado

Favio Solano Pérez

Agradecimiento

A mi familia, por todo especialmente su ejemplo, su apoyo incondicional y honestas palabras.

Gracias al profesor Omar Gévez por su interés y conocimientos aportados al proyecto; Al profesor Jorge Meneses que nos permitió usar el Laboratorio como espacio de pruebas y a Henry Cruz su colaboración en la construcción del proyecto.

Gracias a la segunda familia que son los amigos, los de la academia, los de la infancia y los del rugby. Con quienes aprendí a levantarme con las caídas además del valor de los abrazos. Un agradecimiento especial a Don Lonja, por ser el chiste que nunca sobra.

Moisés Bernal Macías

Agradecimientos

Agradezco primero a mis padres, por quienes fue posible llevar a cabo mis estudios y quienes siempre me han enseñado que la educación es la mejor herencia. Gracias especialmente a mi mamá que tanto tuvo que esperar por ver culminado este proyecto y que siempre ha procurado porque dé más de lo que doy.

Gracias al profesor Omar Gélvez por su orientación durante este proyecto y por enseñarnos que ser ingeniero es, en gran medida, ser práctico; al profesor Jorge Enrique Meneses quien nos acogió en el Laboratorio de Automatización Industrial y al señor Henry Cruz por su colaboración durante la construcción de este prototipo y por mostrarnos el valor de la experiencia.

Gracias a mis amigos en ingeniería mecánica de quienes aprendí la camaradería y que fueron un gran apoyo durante el avance de este proyecto, especialmente a Miguel Gómez quien, con sus comentarios, siempre supo mantener los ánimos. Gracias, Gordillín.

Finalmente, gracias al ángel que con mucha paciencia y amor me apoyó y quien fue mi sol para poder culminar este proyecto. Gracias, Angie.

Favio Solano Pérez

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	25
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	27
1.1 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	28
1.2 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	29
1.2.1 Objetivo general.	29
1.2.2 Objetivos específicos.	30
2. MARCO TEÓRICO	33
2.1 REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA	33
2.2 MEJORAS AL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA EN CLIMAS CÁLIDOS Y HÚMEDOS	37
2.2.1 Procesos regenerativos.	37
2.2.1.1 De transferencia de masa.	37
2.2.1.2 De transferencia de calor.	41
2.2.2 Procesos no regenerativos.	41
2.2.2.1 De secado de aire.	42
2.2.2.2 De transferencia de calor.	43
2.3 CICLOS DE REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA	44
2.3.1 Ciclo simple ventilado.	46
2.3.2 Ciclo con recirculación parcial.	48

2.3.3	Ciclo Dunkle.	50
2.3.4	Fuentes de calor en ciclos de refrigeración mediante desecantes.	52
2.3.4.1	Fuente de tipo directo.	52
2.3.4.2	Fuente de tipo indirecto.	52
3.	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	53
3.1	DISEÑO TÉRMICO	54
3.1.1	Condiciones atmosféricas.	56
3.1.2	Modelamiento del local.	59
3.1.3	Modelamiento del humidificador de aire (refrigeración evaporativa directa).	59
3.1.4	Modelamiento de la rueda desecante.	60
3.1.5	Modelamiento del preenfriador de aire (por refrigeración evaporativa indirecta).	66
3.1.6	Modelamiento del calentador de aire.	69
3.1.7	Simulación.	69
3.2	DISEÑO EN DETALLE Y CONTRUCCIÓN	71
3.2.1	Rueda desecante.	73
3.2.1.1	Parte móvil.	74
3.2.1.2	Parte fija.	76
3.2.1.3	Sistema motriz.	77
3.2.2	Enfriador por refrigeración evaporativa indirecta.	78
3.2.3	Humidificación (refrigeración evaporativa directa).	85
3.2.4	Calentamiento del aire.	85
3.2.5	Impulsión de aire.	86
4.	CONTROL DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	89

4.1	CONTROL DE TEMPERATURA	89
4.2	VERIFICACIÓN DE PARÁMETROS	91
5.	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA	92
6.	ANÁLISIS COMPARATIVO	97
6.1	EVALUACIÓN PARA CONDICIONES AMBIENTE DE BUCARAMANGA	100
6.1.1	Sistema por refrigeración evaporativa mejorada.	100
6.1.2	Sistema por refrigeración evaporativa simple.	100
6.2	EVALUACIÓN PARA AIRE CON ENTALPÍA MENOR QUE LA DEL AIRE EN BUCARAMANGA	102
6.2.1	Sistema por refrigeración evaporativa mejorada.	102
6.2.2	Sistema por refrigeración evaporativa simple.	103
6.3	EVALUACIÓN PARA AIRE CON ENTALPÍA MAYOR QUE LA DEL AIRE EN BUCARAMANGA	104
6.3.1	Sistema por refrigeración evaporativa mejorada.	104
6.3.2	Sistema por refrigeración evaporativa simple.	105
6.4	ANÁLISIS DE DESEMPEÑO	106
6.5	ANÁLISIS ECONÓMICO	107
6.5.1	Análisis del costo de operación.	107
6.5.2	Análisis del costo de la inversión.	108
6.6	ANÁLISIS DE DIMENSIONES	110
7.	CONCLUSIONES	112
8.	OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES	114

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Variación de la temperatura de bulbo húmedo en función de la humedad relativa en un ambiente con presión atmosférica estándar y temperatura de bulbo seco de 30°C.	35
Tabla 2. Procesos básicos encontrados en ciclos de refrigeración evaporativa.	45
Tabla 3. Ciclos por refrigeración evaporativa a estudiar y principales características.	46
Tabla 4. Datos conocidos inicialmente de los estados del ciclo.	55
Tabla 5. Datos conocidos inicialmente de los procesos involucrados en el ciclo.	55
Tabla 6. Características climatológicas de la Universidad Industrial de Santander, sede Bucaramanga.	57
Tabla 7. Coeficientes cinética adsorción agua-gel de sílice.	64
Tabla 8. Parámetros del modelo de Tóth para el par agua-gel de sílice.	65
Tabla 9. Parámetros encontrados durante el cálculo de la rueda desecante.	66

Tabla 10. Datos de los estados presentados en el ciclo.	70
Tabla 11. Parámetros de procesos del ciclo.	70
Tabla 12. Desempeño teórico del sistema para diferentes temperaturas de regeneración y rueda con 20 [Kg] de material desecante.	93
Tabla 13. Datos tomados de tensión eléctrica y consumos de corriente resistencias eléctricas en función de la temperatura de regeneración.	94
Tabla 14. Datos calculados de potencia requerida por resistencias eléctricas en función de la temperatura de regeneración. Condiciones ambiente: 26,2°C, humedad relativa del 63,7%.	94
Tabla 15. COP real del sistema.	95
Tabla 16. Comparación entre sistemas de aire acondicionado para las condiciones ambiente de Bucaramanga.	98
Tabla 17. Comparación entre sistemas por enfriamiento evaporativo simple y mejorado para diferentes condiciones ambiente.	99
Tabla 18. Parámetros de procesos del ciclo de refrigeración evaporativa para una capacidad de 2,05 [KW] y una temperatura de regeneración de 70 °C.	100
Tabla 19. Datos de diseño para un sistema de enfriamiento evaporativo simple, con capacidad de 2,05 [KW] y para temperatura de local de 24°C.	101

Tabla 20. Parámetros de procesos del ciclo de refrigeración evaporativa para una capacidad de 2,05 [KW] y una temperatura de regeneración de 70 °C.	103
Tabla 21. Datos de diseño para un sistema de enfriamiento evaporativo simple, con capacidad de 2,05 [KW] y para temperatura de local de 24°C.	104
Tabla 22. Parámetros de procesos del ciclo de refrigeración evaporativa para una capacidad de 2,05 [KW] y una temperatura de regeneración de 70 °C.	105
Tabla 23. Datos de diseño para un sistema de enfriamiento evaporativo simple, con capacidad de 2,05 [KW] y para temperatura de local de 24°C.	106
Tabla 24. Comparación de costos de operación.	108
Tabla 25. Costos de fabricación del acondicionador de aire por refrigeración evaporativa.	109
Tabla 26. Comparación de dimensiones	111

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Esquema representativo de cargas térmicas y flujos de aire.	31
Figura 2. Esquema del sistema de acondicionamiento de aire.	31
Figura 3. Carta psicrométrica del sistema de acondicionamiento de aire planteado.	32
Figura 4. Dibujo esquemático de la saturación adiabática.	33
Figura 5. Representación de la interacción entre los fluidos involucrados: aire y agua.	34
Figura 6. Esquemas sistemas refrigeración evaporativa: a) directo, b) indirecto	36
Figura 7. Adsorción y absorción: procesos superficial y volumétrico (respectivamente).	38
Figura 8. Isotermas de adsorción de agua en zeolita 4A y gel de sílice a 310K.	39
Figura 9. Funcionamiento de una rueda desecante.	41
Figura 10. Dibujo esquemático del secado por enfriamiento.	42

Figura 11. Carta psicrométrica de secado por enfriamiento	43
Figura 12. Resistencia eléctrica, ejemplo de fuente externa de calor.	44
Figura 13. Carta psicrométrica del ciclo simple ventilado. Línea negra: aire de proceso (recinto). Línea roja: aire de reactivación.	47
Figura 14. Dibujo esquemático del ciclo simple ventilado	48
Figura 15. Carta psicrométrica del ciclo con recirculación. Línea negra: aire de proceso (recinto). Línea roja: aire de reactivación.	49
Figura 16. Dibujo esquemático del ciclo con recirculación.	49
Figura 17. Carta psicrométrica del ciclo Dunkle. Línea negra: aire de proceso (recinto). Línea roja: aire de reactivación.	51
Figura 18. Dibujo esquemático del ciclo Dunkle.	51
Figura 19. Esquema del sistema de acondicionamiento de aire.	53
Figura 20. Carta psicrométrica del ciclo modelado, para una presión atmosférica de 90,7 [KPa] y una temperatura de regeneración de 70°C; ilustrando los datos conocidos.	56
Figura 21. Variación durante el año de la humedad relativa media en la Universidad Industrial de Santander, sede Bucaramanga.	57

Figura 22. Carta psicrométrica para presión atmosférica de 90,7 [KPa], ilustrando la condición ambiente.	58
Figura 23. Esquema del local.	59
Figura 24. Esquema de la humidificación para obtener el efecto refrigerante del sistema.	60
Figura 25. Esquema de los parámetros relacionados con la rueda desecante.	62
Figura 26. Esquema de la humidificación del aire ambiente.	67
Figura 27. Esquema del intercambiador de calor de preenfriamiento.	68
Figura 28. Esquema del calentador para la corriente de regeneración.	69
Figura 29. Carta psicrométrica del ciclo modelado, para una presión atmosférica de 90,7 [KPa] y una temperatura de regeneración de 70°C.	71
Figura 30. Diseño en <i>Solid Works</i> de la distribución de los equipos utilizados. a) rueda desecante b) intercambiador de calor c) humidificador d) cámara simuladora del local e) calentador f) ventiladores	72
Figura 31. Fotografía del montaje final del prototipo.	73
Figura 32. Elaboración del rotor para albergar el material desecante.	75

Figura 33. Esquema de un sistema por desecación y refrigeración evaporativa donde puede observarse la zona de <i>sangrado</i> .	76
Figura 34. Parte fija de la rueda desecante, incluyendo la zona de <i>sangrado</i> .	77
Figura 35. Construcción final de la rueda desecante.	78
Figura 36. Vaporizador ultrasónico.	79
Figura 37. a) Recipiente contenedor de agua para vaporización b) Caja dispuesta para la mezcla del vapor de agua con el aire.	80
Figura 38. Esquema del funcionamiento de un intercambiador de calor a contraflujo con cabezales a flujo cruzado.	81
Figura 39. Ejemplo de intercambiador de calor aire – aire a contraflujo con cabezales a flujo cruzado.	81
Figura 40. Esquema del montaje propuesto para el intercambio de calor.	82
Figura 41. Intercambiador de calor aire – agua utilizado.	84
Figura 42. Montaje de intercambiadores de calor acoplados.	84
Figura 43. a) Resistencia eléctrica de 1800 [W] utilizada en el montaje b) Caja utilizada para el calentamiento del aire.	86

Figura 44. Sistema de impulsión de aire seleccionado.	87
Figura 45. Caja utilizada como local a climatizar.	88
Figura 46. Sensor DS18B20 encapsulado.	90
Figura 47. Sensor DHT21.	90
Figura 48. Resultados obtenidos con una temperatura de regeneración de 70°C.	95
Figura 49. Diferentes condiciones atmosféricas tomadas en cuenta para el análisis comparativo.	97
Figura 50. Diagrama para el sistema por refrigeración evaporativa simple con condiciones ambiente de Bucaramanga.	101
Figura 51. Diagrama para el sistema por refrigeración evaporativa mejorado con aire con menor entalpía que el de Bucaramanga. P=90,7 [KPa]	102
Figura 52. Diagrama para el sistema por refrigeración evaporativa simple con aire con menor entalpía que el de Bucaramanga. P=90,7 [KPa]	103
Figura 53. Diagrama para el sistema por refrigeración evaporativa mejorado con aire con mayor entalpía que el de Bucaramanga. P=90,7 [KPa]	105
Figura 54. Diagrama para el sistema por refrigeración evaporativa simple con aire con mayor entalpía que el de Bucaramanga. P=90,7 [KPa]	106

LISTA DE ANEXOS

(Ver anexos adjuntos en el CD y pueden visualizarlos en la Base de Datos de la Biblioteca UIS)

Anexo A. Catálogo ruedas desecantes

Anexo B. Planos de la rueda desecante construida

Anexo C. Catálogo y lista de precios de acondicionadores de aire

Anexo D. Precio del gas natural durante el primer semestre de 2015

GLOSARIO

Desecación: proceso en el que se reduce la proporción de vapor de agua encontrado en el aire.

Temperatura de bulbo húmedo: es una medida de la humedad del aire. Temperatura obtenida durante el proceso de saturación adiabática del aire.

Temperatura de bulbo seco: temperatura del aire que podría medirse con un termómetro convencional.

Temperatura de rocío: temperatura de saturación del agua a su correspondiente presión de vapor que, a su vez, corresponde a los valores de presión atmosférica y de humedad relativa del aire.

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE ACONDICIONADOR DE AIRE POR DESECACIÓN Y REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA, UTILIZANDO CALOR DE DESECHO.*

AUTORES: MOISÉS BERNAL MACÍAS
FAVIO EDUARDO JÚNIOR SOLANO PÉREZ**

PALABRAS CLAVE: ACONDICIONAMIENTO DE AIRE, ADSORCIÓN, CALOR DE DESECHO, DESECACIÓN, REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA, RUEDA DESECANTE.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto fue el diseño, elaboración y análisis de un equipo acondicionador de aire mediante refrigeración evaporativa mejorado con un proceso de desecación y una etapa de recuperación de calor para el preenfriamiento del aire; para lo cual se planteó el uso de energía térmica usualmente desaprovechada (calor residual) en diversos procesos industriales, como fuente principal de energía del sistema.

En el diseño se investigó para obtener un modelo simple del funcionamiento del sistema, especialmente de la rueda desecante que es regida por ecuaciones complejas de cinética de transferencia de masa y energía; buscando un enfoque práctico para la evaluación de las características del sistema, así como de la viabilidad de la operación regular de estos en la industria. Con base en la información disponible de operación de este tipo de sistemas y de la disponibilidad de materiales en el mercado local, se determinaron los parámetros de construcción y selección de los dispositivos involucrados en el sistema de acondicionamiento de aire.

Con las pruebas realizadas al sistema, se analizó la condición más recomendable para el uso del equipo, se compararon los resultados con el desempeño esperado según el modelo y se confrontó el sistema construido con los sistemas convencionales de refrigeración para resaltar sus ventajas y desventajas. La comparación con el sistema refrigeración por compresión de vapor mostró un desempeño pobre pero viable con la estricta condición de aprovechamiento de calor de desecho.

* Trabajo de grado

** Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Omar Armando Gélvez Arocha, Ingeniero mecánico.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A PROTOTYPE OF AN AIR CONDITIONER BY DESICCATION AND EVAPORATIVE COOLING, USING WASTE HEAT.*

AUTHORS: MOISÉS BERNAL MACÍAS
FAVIO EDUARDO JÚNIOR SOLANO PÉREZ**

KEY WORDS: AIR CONDITIONING, ADSORPTION, WASTE HEAT, DESICCATION, EVAPORATIVE COOLING, DESICCANT WHEEL.

DESCRIPTION:

The aim of this work was the design, construction and testing of an evaporative cooling air conditioner enhanced with a desiccant process and a heat recovery stage as a pre-cooling method for the air stream; In accordance with the above, the use of waste heat coming from an industrial process was proposed as the main energy source of the system.

At the design stage, research was done to get a simple and straightforward model for the system operation, especially for the desiccant wheel, which is governed by complex equations of the kinetics of mass and heat transfer. All this in order to have a practical approach for the verification of the system characteristics as well as the feasibility of its regular operation in the industry. Based on the available information for the operation of evaporative cooling systems and the availability of materials in the local market, the construction and selection parameters of the devices involved in the air conditioning system were determined.

With the information gathered from the tests, the optimum condition for the equipment operation was analyzed, the performance results for the prototype were compared with the system theoretical model and the built system as a whole was compared with conventional cooling systems to highlight its advantages and disadvantages. The comparison with the vapor compression cooling system showed a poor performance but feasible with the strict condition of using waste heat.

* Bachelor thesis

** Faculty of physical-mechanical engineering. School of mechanical engineering. Director: Omar Armando Gélvez Arocha, Mechanical engineer.

INTRODUCCIÓN

En la industria, un porcentaje considerable de la energía consumida se dedica a la climatización de espacios, usualmente oficinas y/o recintos con equipos o dispositivos que requieren cierta condición del ambiente para cumplir adecuadamente con su función; especialmente en los últimos años, debido a la tendencia al alza de la temperatura ambiente a nivel mundial. Lo anterior se presenta como una oportunidad para la implementación de una estrategia que permita satisfacer los requerimientos de climatización con un bajo costo energético.

El presente proyecto plantea el aprovechamiento del calor residual que se suele desperdiciar en diversos procesos industriales para el cumplimiento del requerimiento de climatización que puede presentarse en otras áreas mediante el diseño, la construcción y la evaluación de un prototipo que funciona mediante los principios de desecación (mediante una rueda desecante) y refrigeración evaporativa.

El enfoque constructivo del proyecto permite no solo evaluar las condiciones y el rendimiento de este tipo de ciclos sino también la viabilidad de la puesta en marcha del sistema a través de materiales fácilmente disponibles en el mercado local y buscando la minimización de costos de elaboración.

En el documento se consignan los datos de diseño, así como las suposiciones e hipótesis tomadas en cuenta, lo que deviene en la elaboración y selección de las partes del sistema, así como su ensamble.

Finalmente, se encuentran las conclusiones y observaciones realizadas con base en el funcionamiento del prototipo, ilustrando el alcance obtenido durante la realización del proyecto y permitiendo vislumbrar las oportunidades de avance y mejora en la elaboración de este tipo de sistemas.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

A raíz de los grandes impactos que genera el cambio climático y los altos costos de la energía, las industrias se encuentran en una constante búsqueda de procesos energéticamente más eficientes y que contribuyan a disminuir la contaminación producto de los desechos de dichos procesos. Motivado por estos factores, hoy en día cobran gran importancia los sistemas de regeneración y cogeneración en plantas que trabajan especialmente con energía térmica. Esto con el objetivo de aprovechar la mayor porción posible de la energía disponible. Sin embargo, la mayor parte del calor de baja calidad, producto de procesos anteriores, no es útil en los procesos posteriores de la planta. Y, en la mayoría de los casos, estos desechos de energía de baja calidad son arrojados a la atmosfera, generando contaminación térmica en los ecosistemas circundantes.

Entre otras aplicaciones en las cuales esa energía de desecho puede ser utilizada, si se cuenta con los equipos adecuados, es la climatización de espacios. Generalmente recintos donde se encuentra laborando personal, locales que contengan equipos que necesiten ciertas condiciones para su correcto funcionamiento o cuartos de control de procesos. Utilizando un enfoque tradicional, se satisfarían estos requerimientos utilizando sistemas de compresión de vapor los cuales, por una parte, generarían una carga energética adicional para climatización, a la carga propia de los procesos de la planta, y por otra, tiene el potencial de generar consecuencias medioambientales ya que los sistemas convencionales de acondicionamiento de aire trabajan con ciclos de compresión de vapor que, en su gran mayoría, operan mediante el uso de gases clorofluorocarbonados (CFC), los cuales contribuyen en gran medida con la destrucción de la capa de ozono y además hacen parte de los gases que contribuyen al efecto invernadero.

Además contamos con la amplia difusión y aplicación a nivel comercial de los sistemas de refrigeración evaporativa, los cuales son utilizados para acondicionar locales de todos los tamaños, pero que pese a su gran versatilidad, pierden gran parte de su efectividad en zonas calientes y húmedas, ya que el potencial de transferencia de masa disminuye a medida que aumenta la humedad del aire que entra al equipo para ser enfriado.

Es en este contexto que nace la posibilidad de juntar estas dos problemáticas para buscar una solución común a ellas mediante un sistema que utilice parte del calor de desecho de baja calidad de la planta como energía útil para un equipo capaz de proporcionar condiciones de confort térmico en los recintos que así lo requieran. Mediante un proceso de desecación y refrigeración evaporativa, capaz de llevar al local a las condiciones ambientales de confort.

1.1 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

En la actualidad, los sistemas de acondicionamiento de aire por medio de refrigeración evaporativa representan una gran alternativa a los sistemas tradicionales de compresión de vapor, y son ampliamente usados en ambientes calientes y secos. Pero estos sistemas presentan problemas cuando se quieren ubicar en sitios donde la humedad relativa es alta. Bajo estas condiciones este tipo de equipos pierde efectividad, y tienen problemas para cumplir con las condiciones de confort deseadas. Como método para sobreponerse a esta restricción se pueden utilizar sistemas desecantes para obtener condiciones apropiadas en el aire del proceso, previo a la etapa de refrigeración evaporativa. Estos sistemas utilizan un a corriente de aire caliente la cual se puede obtener por medio de la recuperación de calor de baja densidad o de desecho, pero solamente son viables en aplicaciones en las cuales la energía se obtenga de esta manera, ya que el COP global de esto procesos es muy bajo.

Consecuentemente con la misión de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, este proyecto busca contribuir al desarrollo social y científico de la sociedad por medio de la mejora en el aprovechamiento de energía que tradicionalmente se desecha al ambiente, generando contaminación térmica que afecta el ecosistema en el cual se encuentran operando la planta y al mismo tiempo desarrollar una tecnología que permita aumentar la eficiencia global de la planta, aprovechando una mayor porción de energía. Lo cual se verá evidenciado de las siguientes formas:

- Reducir el impacto ambiental que es generado por las industrias que trabajan por medio de sistemas térmicos, contribuyendo a la reducción la cantidad de calor de desecho liberado a los ecosistemas el cual se considera como un elemento altamente contaminante, y eliminar total o parcialmente el potencial de liberación de gases perjudiciales para la capa de ozono y contribuyentes al efecto invernadero.
- Económicamente, con el aumento significativo de la eficiencia energética global de la planta, que reduce la cantidad de energía necesaria para la operación de la misma. Se reducirán o eliminarán las etapas de manejo de desechos térmicos por medio de las cuales se reduce la densidad de la energía de desecho para poder ser liberada al ambiente.

1.2 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.2.1 Objetivo general. Contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander a través de investigaciones que permitan proveer soluciones económicas y eficaces a la comunidad al diseñar y construir un prototipo de

sistema de acondicionamiento de aire por medio de un ciclo alternativo al convencional de compresión de vapor.

1.2.2 Objetivos específicos.

- Diseñar y construir un equipo de acondicionamiento de aire por desecación y refrigeración evaporativa para un ambiente con una carga térmica total de 300 [W] (como se esquematiza en la Figura 1 y la carta psicrométrica en la Figura 3), manteniendo las condiciones de confort del recinto alrededor de 24°C y 60% de humedad relativa. Para lo anterior se contempla los equipos ilustrados en la Figura 2 y listados a continuación:
 - Diseño y construcción de una rueda desecante tipo rotativa que permita transferencia de masa (vapor de agua) entre dos flujos de aire.
 - Selección de un intercambiador de calor sensible entre dos flujos de aire.
 - Selección de ventiladores de dimensión y capacidad adecuada para el sistema.
 - Selección de dispositivos para la humidificación del aire.

- Realizar un análisis comparativo entre el sistema convencional del acondicionamiento de aire y el planteado por los autores.

Figura 1. Esquema representativo de cargas térmicas y flujos de aire.

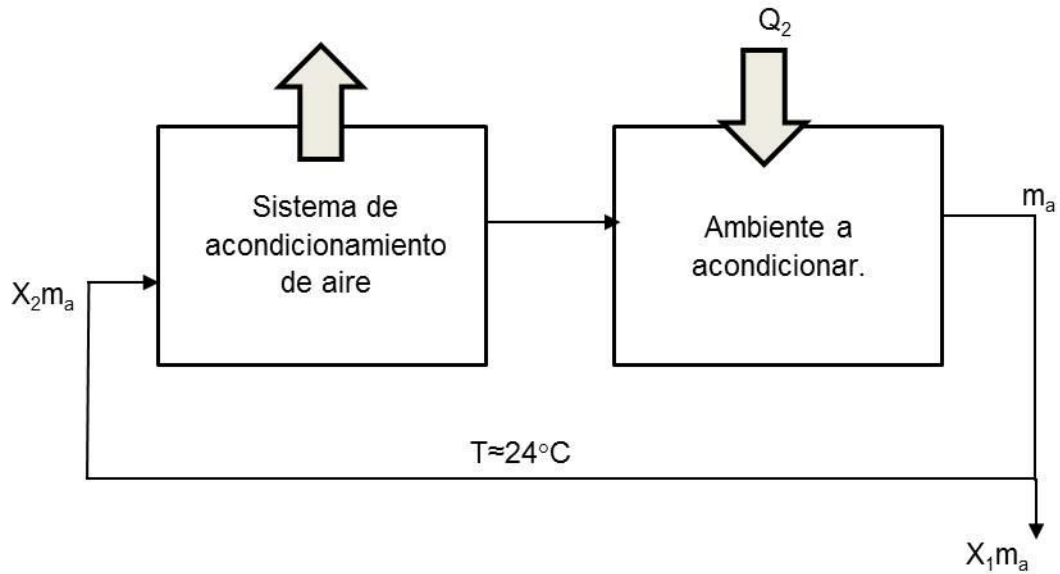


Figura 2. Esquema del sistema de acondicionamiento de aire.

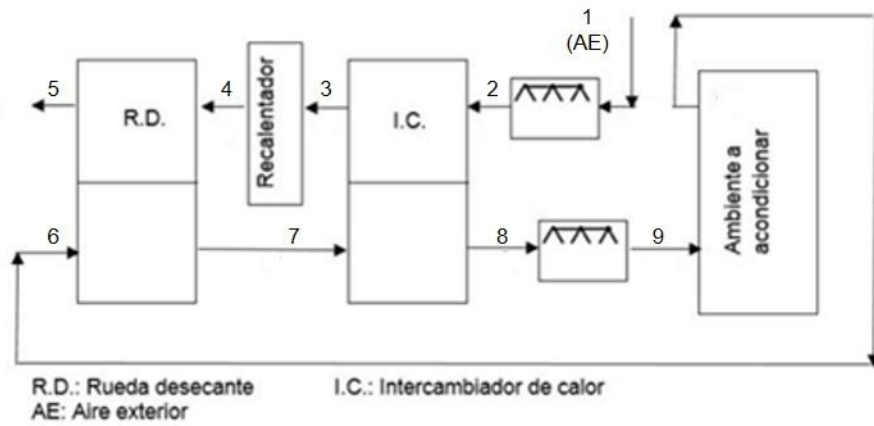
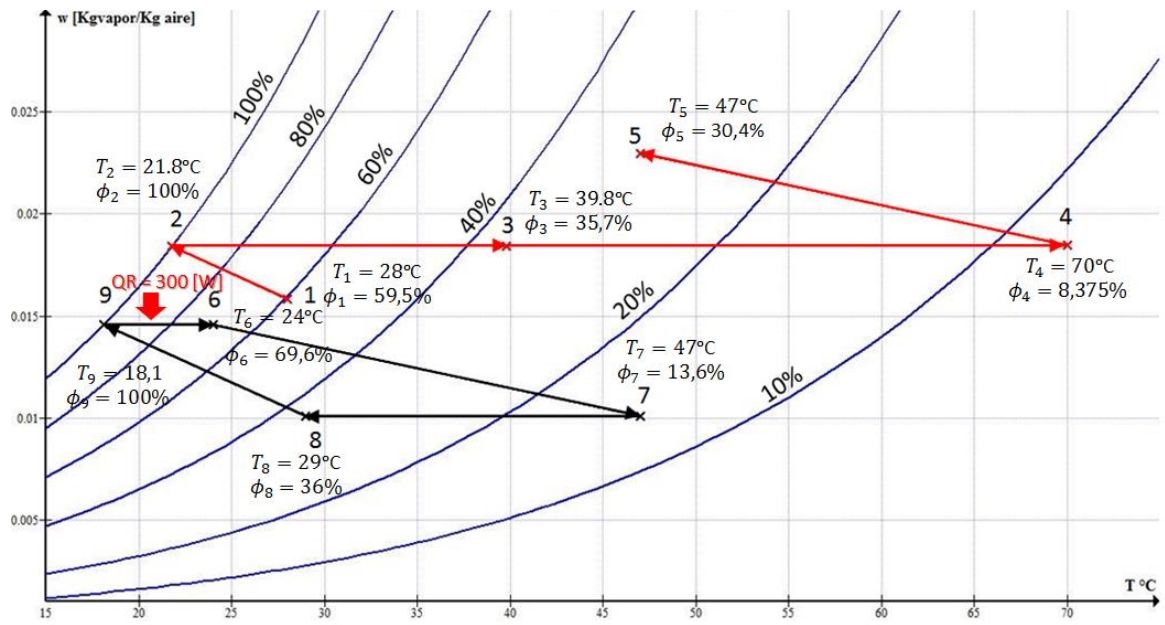


Figura 3. Carta psicrométrica del sistema de acondicionamiento de aire planteado.

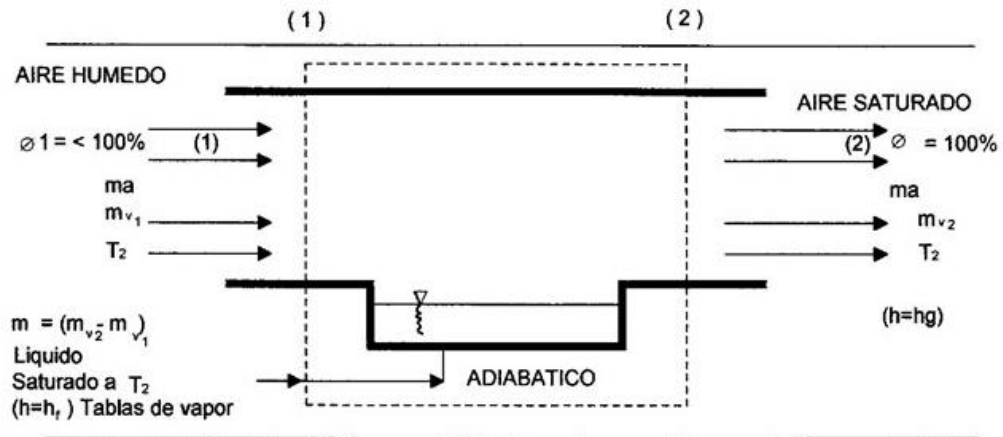


2. MARCO TEÓRICO

2.1 REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA

Es un método para el enfriamiento de aire que utiliza agua en contacto directo como refrigerante. El enfriamiento ocurre debido al fenómeno de difusión del agua en el aire que se da cuando esta cambia de fase líquida a fase de vapor debido al calor tomado del aire circundante, obteniéndose así, el efecto refrigerante y un aumento de la humedad en este¹. Este método resulta mucho más económico de implementar comparado con un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Figura 4. Dibujo esquemático de la saturación adiabática.

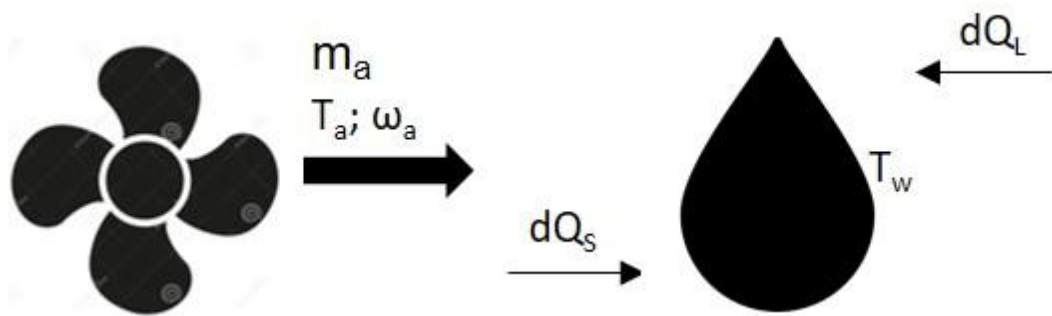


Fuente: DOMENE GARCÍA, Julián. Sistema VAV y sistema con fan-coils [presentación en línea]. Disponible en: <http://slideplayer.es/slide/119034/> [citado en 20 de septiembre de 2016]

¹ CAMPUS VIRTUAL CETP-UTU. Métodos de producción de frío aplicados en los sistemas de aire acondicionado. p. 10. Disponible en: <http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/CALDERAS/Frio.pdf>

El enfriamiento obtenido depende de las condiciones de cada uno de los fluidos involucrados en el proceso: de la temperatura y de la humedad del aire y de la temperatura de del agua. En general, si el agua está a menor temperatura que el aire, este se puede enfriar por debajo de su temperatura de bulbo húmedo, mientras que si el agua está a mayor temperatura que el aire, este podrá enfriarse (debido a la vaporización) pero su temperatura final será mayor que la temperatura de bulbo húmedo.

Figura 5. Representación de la interacción entre los fluidos involucrados: aire y agua.



Adicionalmente, la diferencia entre las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo del aire es un factor importante a tener en cuenta: cuanto menor es dicha diferencia, menor es el efecto refrigerante que puede obtenerse.

Tabla 1. Variación de la temperatura de bulbo húmedo en función de la humedad relativa en un ambiente con presión atmosférica estándar y temperatura de bulbo seco de 30°C.

Φ %	T bulbo húmedo °C
10	13,22
20	15,7
30	17,97
40	20,06
50	22
60	23,81
70	25,5
80	27,09
90	28,59
100	30

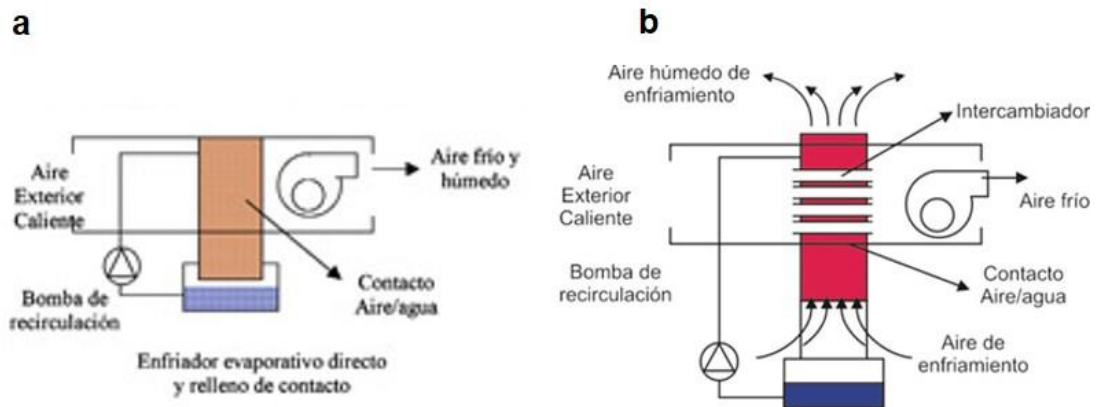
En vista de lo que puede apreciarse en la tabla anterior, el método de refrigeración evaporativa podría ser el más indicado (frente a un sistema de refrigeración por compresión de vapor) para acondicionar aire en ambientes secos. Sin embargo, en ambientes cálidos y húmedos se presentan inconvenientes para el manejo de acondicionamiento de aire mediante refrigeración evaporativa: primero, debido a la dificultad para manejar la carga latente y, segundo, por la limitante en la temperatura mínima posible de impulsión.

La refrigeración evaporativa puede darse de modo directo o indirecto²:

² Ibid.

- **Refrigeración evaporativa directa.** Se trata de sistemas en los que el aire que va a ser impulsado al local se enfría humedeciéndolo a través de contacto con una corriente de agua a temperatura ambiente.
- **Refrigeración evaporativa indirecta.** Sistemas en los que el aire impulsado al local es enfriado mediante una corriente secundaria de aire que previamente se ha enfriado mediante su humidificación. Es menos eficaz que el método directo debido a la efectividad del intercambiador de calor.

Figura 6. Esquemas sistemas refrigeración evaporativa: a) directo, b) indirecto



Fuente: Mundo HVAC&R. Aplicación del enfriamiento evaporativo al acondicionamiento de locales [en línea]. Disponible en: <https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2008/12/aplicacion-del-enfriamiento- evaporativo-al-acondicionamiento-de-locales/> [citado en 20 de septiembre de 2016]

Al ser necesario humedecer el aire para obtener el efecto refrigerante, este podría resultar excesivamente húmedo o incluso saturarse, siendo inviable responder a la carga latente del local. Por otra parte, en ambientes húmedos, la temperatura

mínima posible (de bulbo húmedo) podría ser insuficiente, de modo que, ante la carga térmica sensible, no podría obtenerse la temperatura deseada en el local.

2.2 MEJORAS AL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA EN CLIMAS CÁLIDOS Y HÚMEDOS

En vista de las limitantes para acondicionar el aire mediante el método de la refrigeración evaporativa en ambientes cálidos y húmedos, se plantea la posibilidad de aumentar el potencial del aire para su enfriamiento mediante su humidificación con ayuda de procesos regenerativos y no regenerativos.

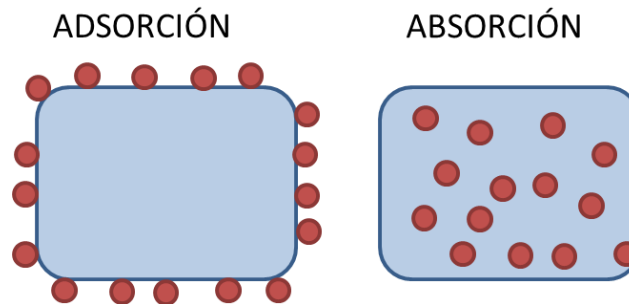
2.2.1 Procesos regenerativos. Se trata de procesos en los que dos corrientes de aire interactúan, intercambiando energía una a la otra, aprovechando la energía residual en una de las corrientes para adecuación de otra través de un tercer elemento que almacena temporalmente la energía sensible o latente.

2.2.1.1 De transferencia de masa. O latente. En estos procesos, se transfiere vapor de agua entre dos corrientes de aire, permitiendo el secado de una de las corrientes y el humedecimiento de la otra.

- **Por medio de desecantes.** Existen sustancias que por medio de su afinidad con ciertos gases (en este caso vapor de agua) permiten su separación en una mezcla gaseosa (aire-vapor de agua) debido a la condensación de dicho componente. Este método requiere de la regeneración periódica del material desecante.

Durante el secado adiabático del aire, la temperatura del aire incrementa debido al calor latente liberado por el agua durante su condensación.

Figura 7. Adsorción y absorción: procesos superficial y volumétrico (respectivamente).



Fuente: UNIVERSIDAD DE GUAYAQUIL. Adsorción [en línea]. Disponible en: <<http://biofisicanaticos.blogspot.com.co/2015/09/adsorcion.html>> [citado en 20 de septiembre de 2016]

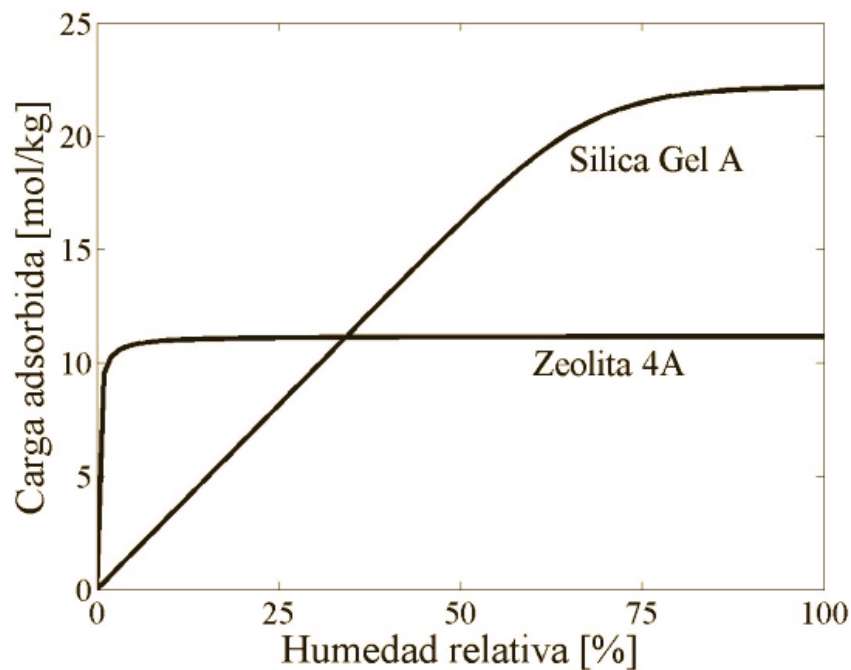
✓ **Desecantes líquidos (absorción).** El proceso de absorción es una operación unitaria en que alguno de los componentes gaseosos en una mezcla se disuelve, volumétricamente, en un líquido debido a cierta afinidad con este. Algunos absorbentes de vapor de agua son salmuera de bromuro de litio y trietilenglicol³.

✓ **Desecantes sólidos (adsorción).** Funcionan bajo la operación unitaria de la adsorción, en la que moléculas de un gas (adsorbato) son retenidas en la superficie de un sólido (adsorbente) con el cual tiene afinidad, permitiendo su separación en una mezcla gaseosa. Puede de tratarse de fisorción, en la que el

³ TREYBAL, Robert E. Operaciones de transferencia de masa. 2ª edición. McGraw-Hill, 1980.

gas se condensa en la superficie del adsorbente o de quimisorción, en la que el gas reacciona con la superficie del adsorbente. En cualquier caso, se libera calor aumentando la temperatura de la mezcla gaseosa⁴. Algunos adsorbentes típicos de agua son el gel de sílice y las zeolitas. La adsorción se modela mediante curvas de capacidad de adsorción, en función de la presión de vapor o, para el caso particular del vapor del agua encontrado en el aire, de la humedad relativa, que es directamente proporcional a la presión de vapor. Cada una de estas curvas es realizada para una temperatura dada.

Figura 8. Isotermas de adsorción de agua en zeolita 4A y gel de sílice a 310K.



Fuente: RIVERA, Andrés; BEJARANO, Pedro y RODRÍGUEZ, Gerardo. Modelado de curvas de ruptura en la adsorción de agua sobre sílica gel y zeolita 4A. En: Revista facultad de ingeniería.

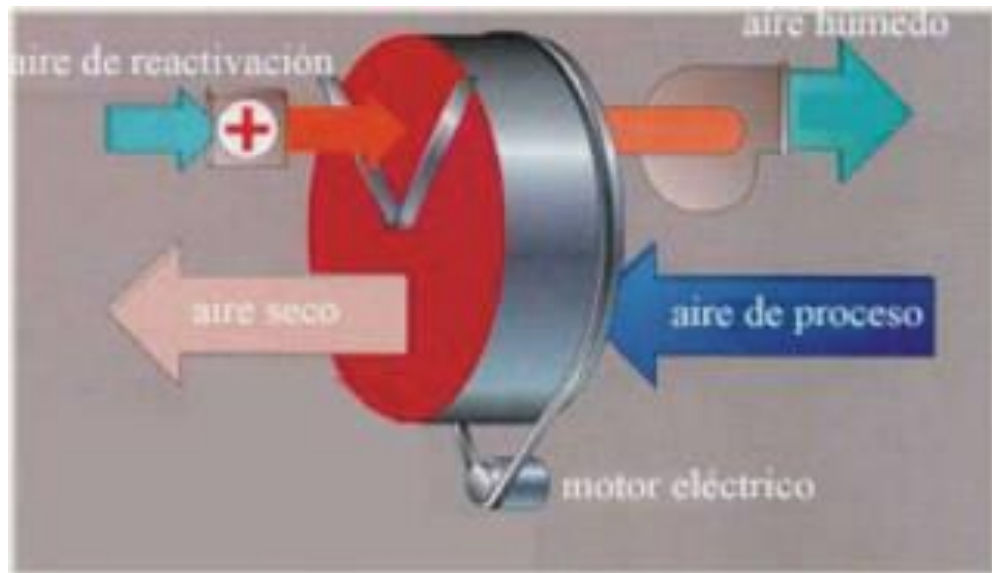
⁴ Ibid.

- **Ruedas desecantes.** Estas ruedas funcionan mediante una matriz hecha de cierto material desecante (usualmente gel de sílice) adherido a un sustrato (fibra de vidrio, papel, etc.). Dicha matriz debe poseer muchos canales de reducido tamaño, en busca de ofrecer una gran área de contacto entre el desecante y el aire⁵.

Como principal ventaja, este sistema evita la saturación del desecante ya que la regeneración ocurre simultánea al secado en un proceso semicontinuo. Dicha ventaja se da gracias a que dicha matriz rota lentamente y, a través de esta, fluyen dos corrientes de aire: una de proceso, que se seca, y otra (a mayor temperatura) de regeneración que permite el proceso contrario: la desorción del agua condensada en la superficie del desecante. La proporción entre espacios ocupados en la rueda para proceso y para regeneración es variante (siendo típicas: 3:1 y 1:1).

⁵ CARBONELL, Tania; LÓPEZ, Alen y QUESADA, Guillermo. Utilización de las ruedas desecantes, entálpicas y sensibles en el tratamiento del aire en Cuba [artículo en línea]. Disponible en: <<http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Ecosolar/Ecosolar05/HTML/articulo06.htm>>

Figura 9. Funcionamiento de una rueda desecante.



Fuente: CARBONELL, Tania; LÓPEZ, Alen y QUESADA, Guillermo. Utilización de las ruedas desecantes, entálpicas y sensibles en el tratamiento del aire en Cuba [artículo en línea]. Disponible en: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Ecosolar/Ecosolar05/HTML/articulo06.htm> [citado en 20 de septiembre de 2016]

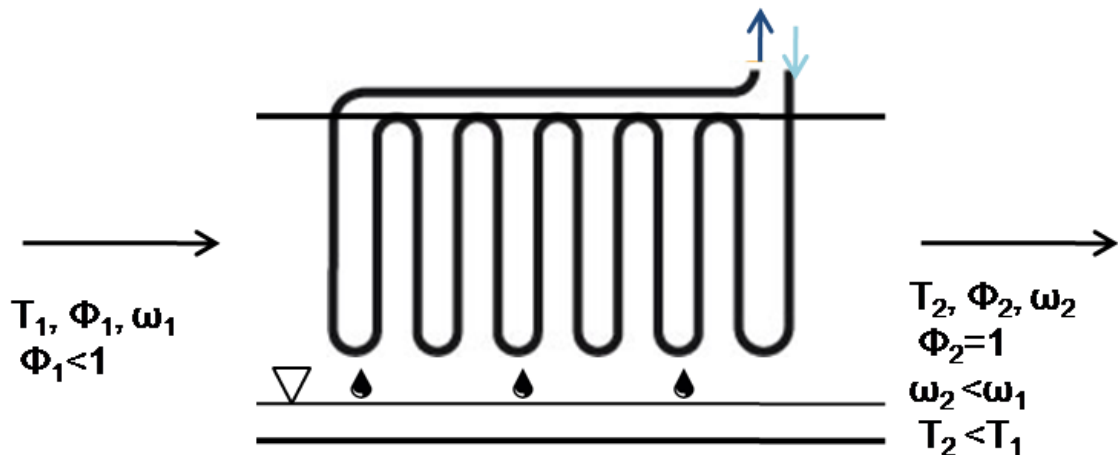
2.2.1.2 De transferencia de calor. O sensible. Consiste en el paso alternado de los fluidos caliente y frío a través de una matriz con alta capacidad calorífica y baja conductividad térmica, almacenando la energía térmica del fluido caliente y cediéndola al fluido frío. Pueden ser de tipo rotativo o de matriz fija.

2.2.2 Procesos no regenerativos. Se trata de procesos en los que una o ambas corrientes de aire del proceso interactúan a través de una pared, es decir, sin almacenamiento de energía.

2.2.2.1 De secado de aire. Procesos en los que se busca disminuir la humedad de una corriente de aire de proceso.

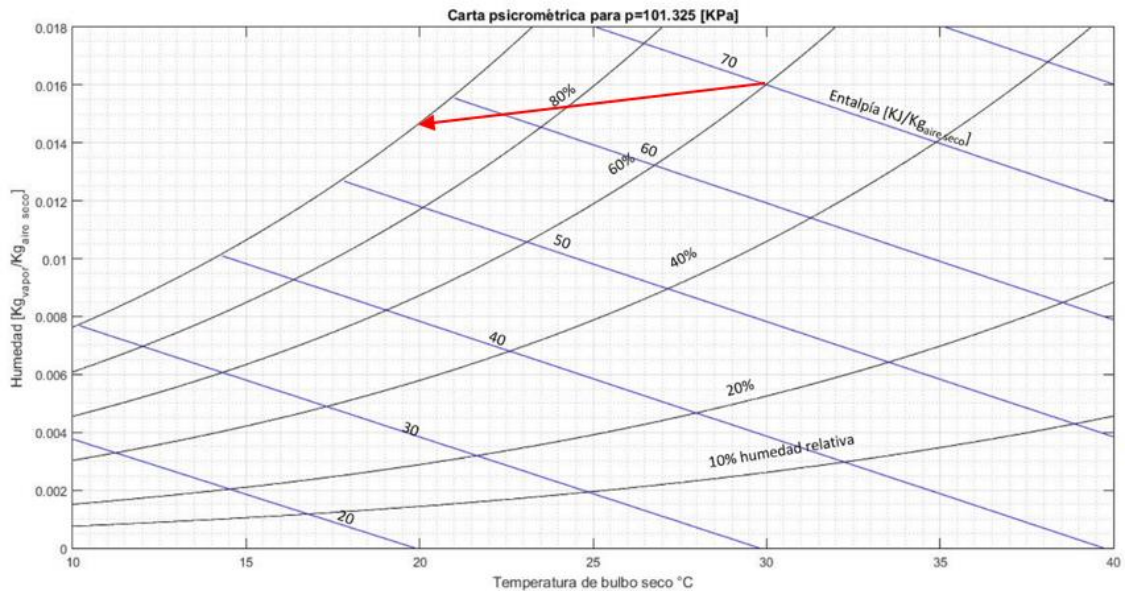
- **Por enfriamiento.** Al ponerse en contacto con una superficie a una temperatura menor a su temperatura de rocío (temperatura para la que $\Phi=1$, a humedad absoluta constante), el aire se enfriará y disminuirá su contenido de humedad debido a que el aire en contacto inmediato con dicha superficie estará saturado ($\Phi=1$) y a su misma temperatura, causando una disminución en la humedad absoluta respecto a su estado inicial⁶.

Figura 10. Dibujo esquemático del secado por enfriamiento.



⁶ LABORATORIO DE OPERACIONES UNITARIAS. UNIVERSIDAD DE CHILE. Secado y acondicionamiento de aire [documento en línea]. Disponible en: <http://operaciones.cig.uchile.cl/PDF/QF/clases/SECADO%20Y%20ACONDICIONAMIENTO%20DE%20AIRE.pdf>

Figura 11. Carta psicrométrica de secado por enfriamiento



- Por incremento de presión.** Al aumentar la presión del aire, incrementarán ambas presiones parciales: la del aire seco y la del vapor de agua. Se conoce que la humedad relativa (Φ) es la razón entre la presión de vapor y la presión de saturación del agua a la temperatura del ambiente: $\Phi = \frac{p_{vapor}}{p_{sat}}$, de modo que, para cierta temperatura (y su correspondiente presión de saturación), el valor de 'Φ' debe aumentar para que se cumpla dicho aumento en la presión del vapor. Al llegar a $\Phi=1$, cualquier aumento de presión, causará una disminución en la humedad del aire. Cabe resaltar que esto se da, suponiendo temperatura constante, ya sea por un ambiente controlado o por un aumento inicial de temperatura hasta llegar a la temperatura de estado estable⁷.

2.2.2.2 De transferencia de calor. Consiste en procesos de calentamiento o de enfriamiento del aire sin almacenamiento de energía. Dichos procesos

⁷ Ibid.

pueden darse a través de un intercambiador de calor o de una fuente de calor como, por ejemplo, una resistencia eléctrica.

Figura 12. Resistencia eléctrica, ejemplo de fuente externa de calor.



Fuente: AGROTERRA. Resistencia electrica especial para calentamiento de depositos de agua [en línea]. Disponible en: <<http://www.agroterra.com/p/resistencia-electrica-especial-para-calentamiento-de-depositos-de-agua-3117393/3117393>> [citado en 20 de septiembre de 2016]

2.3 CICLOS DE REFRIGERACIÓN EVAPORATIVA

En general, se evalúan ciclos mejorados de refrigeración evaporativa, donde el tratamiento se da solo en el flujo de aire y mediante los siguientes procesos:

Tabla 2. Procesos básicos encontrados en ciclos de refrigeración evaporativa.

Proceso	Tipo proceso	Descripción	Dispositivo
Secado aire	Regenerativo	Tiene como finalidad poder obtener una menor temperatura al humedecer el aire y poder satisfacer demandas de carga latente.	Rueda desecante
Enfriamiento aire recuperativo	No regenerativo	Necesario debido a aumento de temperatura ocurrido durante secado de aire.	Intercambiador de calor
Calentamiento aire	No regenerativo	Aporte restante de calor (adicional al obtenido durante proceso de enfriamiento aire) para calentamiento aire regeneración desecante.	Calentador eléctrico/ intercambiador de calor
Humidificación	No regenerativo	Necesaria para obtener efecto refrigerante.	Vaporizador de agua

Mediante la utilización en diferentes acomodaciones de los anteriores procesos, se plantean los siguientes ciclos mejorados de refrigeración evaporativa:

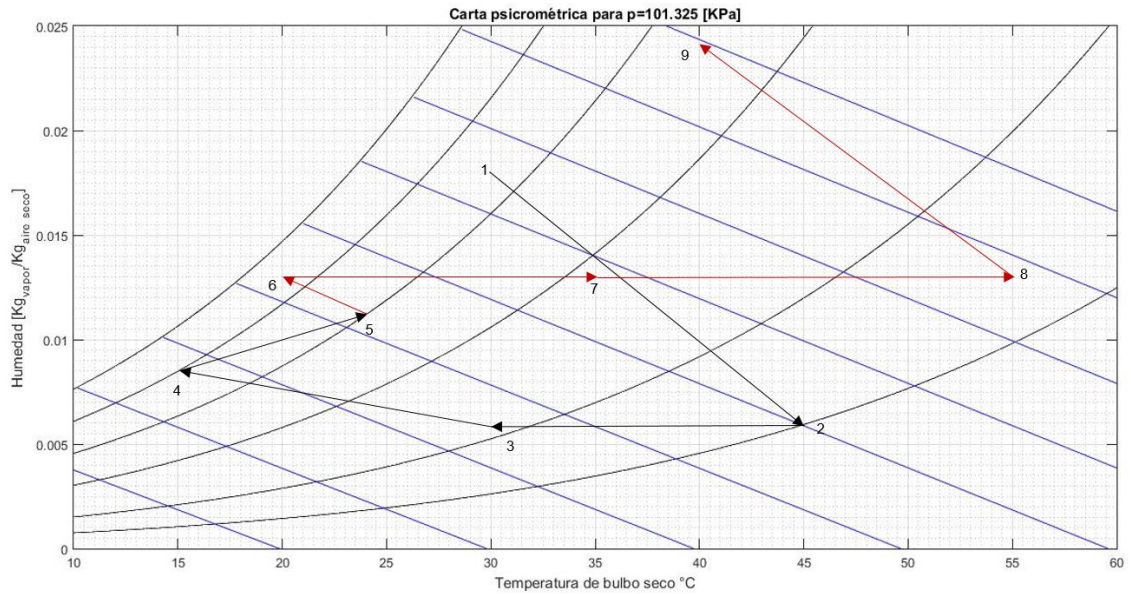
Tabla 3. Ciclos por refrigeración evaporativa a estudiar y principales características.

Ciclo	Recirculación de aire	Aire de enfriamiento (en intercambiador de calor) 'frío' (a condiciones de local)
Ventilado	No	Sí
Con recirculación parcial	Sí	No
Dunkle	Sí	Sí

2.3.1 Ciclo simple ventilado. Se trata del más sencillo de los ciclos y el que provee al local con el aire de mayor calidad posible, para determinado ambiente. Como puede observarse en las figuras 13 y 14, la totalidad del aire requerido por el sistema, desde que ingresa del exterior (de allí que el aire posea la máxima calidad posible en determinado ambiente) y se dehumidifica a través de un rueda desecante en el proceso 1-2, conlleva a que el aire incremente su temperatura debido al calor latente que requiere liberar el agua para condensarse (en la superficie del material desecante); en el proceso 2-3, el aire se enfría a través de un intercambiador de calor. Habiendo incrementado el potencial de enfriamiento del aire, este se humedece entre 3 y 4 (estado en el que se encuentra a temperatura de impulsión). Luego de recibir la carga térmica del local (entre 4 y 5), el aire llega a condiciones requeridas (dentro de parámetros de confort) y se encuentra en constante renovación, sin embargo, la corriente que se expulsa del local (debido a renovación de aire) se utiliza como fluido de enfriamiento en el intercambiador de calor (entre 6 y 7) posterior a humedecerse (en proceso 5-6) en pro de obtener bajas temperaturas. Entre 7 y 8, el aire recibe calor de una fuente externa hasta llegar a la temperatura requerida para la regeneración (proceso 8-9).

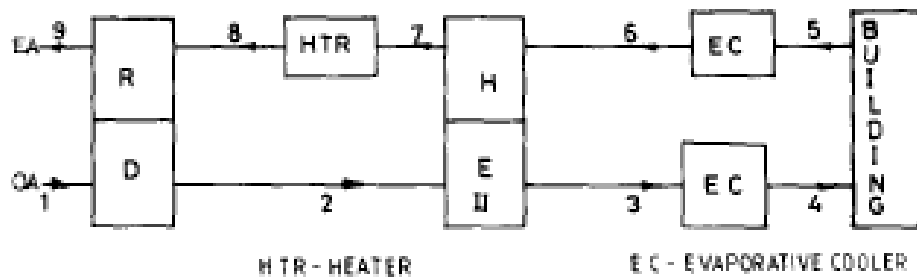
Debido a que todo el aire ingresa al sistema desde el ambiente, la carga térmica aumenta considerablemente y este ciclo presenta el peor desempeño⁸.

Figura 13. Carta psicrométrica del ciclo simple ventilado. Línea negra: aire de proceso (recinto). Línea roja: aire de reactivación.



⁸ JAIN, S. y DHAR, P. L. Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycles for tropical hot and humid climates. En: International Journal of Refrigeration.

Figura 14. Dibujo esquemático del ciclo simple ventilado



Fuente: JAIN, S. y DHAR, P. L. Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycles for tropical hot and humid climates. En: International Journal of Refrigeration.

2.3.2 Ciclo con recirculación parcial. Variante del ciclo en que la mayoría del aire que se requiere ingresar al local para su acondicionamiento, proviene de este mismo, es decir, se recircula. Sin embargo, en busca de ciertas condiciones de calidad de aire, se mezcla con aire ambiente. Como se ilustra en las figuras 15 y 16, las corrientes de aire se mezclan a estados 1 (aire ambiente) y 10 (local) hasta llegar al estado 6 y, la mezcla se somete a procesos de secado (6-7), enfriado (7-8) y humidificación (8-9). El aire que regenerará la rueda desecante proviene del exterior y se humedece (1-2) para disminuir su temperatura y utilizarse como fluido de enfriamiento entre 2 y 3, posterior a lo cual, recibe calor de una fuente externa (3-4). Este ciclo permite una gran reducción de carga térmica debido a que ingresa menos aire del ambiente (que se encuentra a mayores, temperatura y humedad) y, aunque se mejora el rendimiento respecto al ciclo ventilado, disminuye la calidad del aire en el local⁹.

⁹ Ibid.

2.3.3 Ciclo Dunkle. Variante en que se buscan beneficios de los ciclos anteriores: recirculado y ventilado. Como se observa en la Figura 17 y la Figura 18, el aire proveniente del local se mezcla con aire ambiente en cierta proporción (para garantizar calidad de aire, como en ciclo con recirculación), se humedece (5-6) para disminuir su temperatura y ser utilizado como fluido de enfriamiento (6-7), como ocurre en ciclo ventilado; posterior a su calentamiento en el intercambiador de calor denominado como II, se somete a dehumidificación en la rueda desecante (7-8), por lo que su temperatura aumenta. Se añade un segundo intercambiador de calor, de modo que, el aire se somete a dos etapas de enfriamiento: una mediante aire ambiente (entre 8 y 9) y otra mediante aire frío (el proveniente del local, entre 9 y 10). Nótese que la regeneración de la rueda desecante se da mediante aire tomado del ambiente (como en el ciclo con ventilación) que es calentado, primero, en el intercambiador de calor I (1-2) y, segundo, mediante una fuente de calor externa (2-3).

Mediante este ciclo se obtienen los más altos rendimientos, sin embargo, la inversión aumenta al requerirse un segundo intercambiador de calor y, adicionalmente, se dificulta el secado del aire debido a que este ingresa a la rueda desecante luego de haberse calentado, lo que disminuye su humedad relativa¹⁰.

¹⁰ Ibid.

Figura 17. Carta psicrométrica del ciclo Dunkle. Línea negra: aire de proceso (recinto). Línea roja: aire de reactivación.

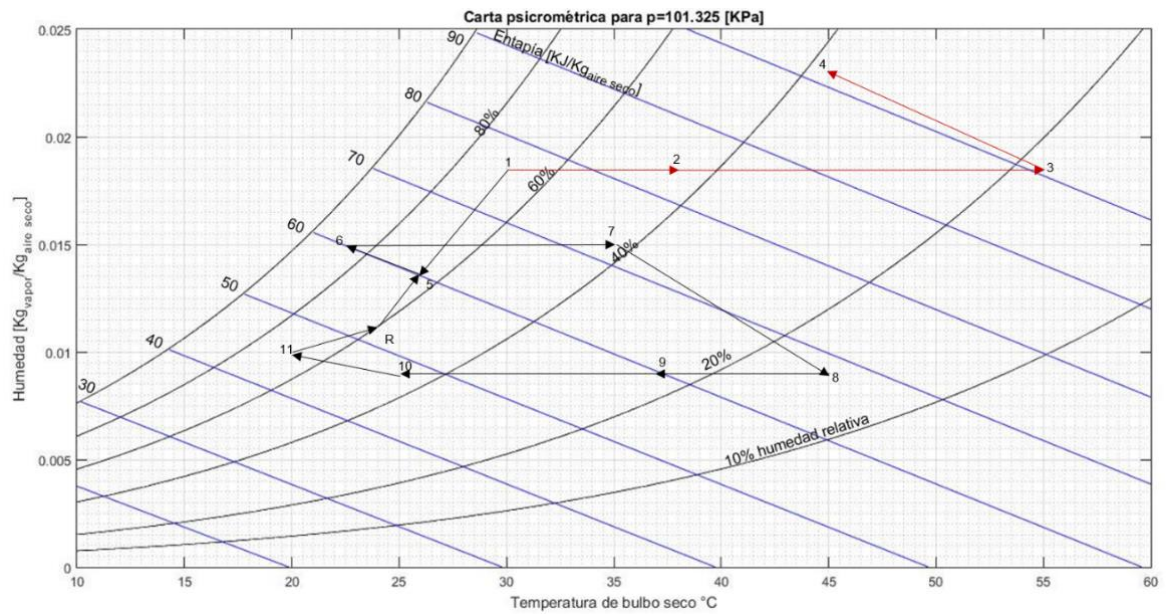
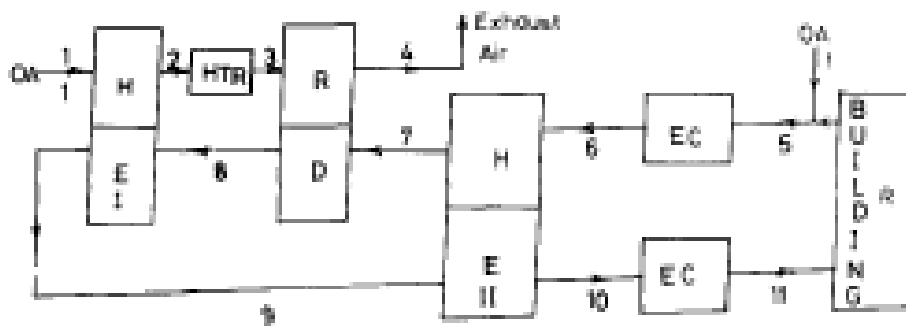


Figura 18. Dibujo esquemático del ciclo Dunkle.



Fuente: JAIN, S. y DHAR, P. L. Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycles for tropical hot and humid climates. En: International Journal of Refrigeration.

2.3.4 Fuentes de calor en ciclos de refrigeración mediante desecantes.

Como se pudo observar, la totalidad de los ciclos estudiados requieren de una fuente externa de calor que mantenga el aire de regeneración a la temperatura indicada.

2.3.4.1 Fuente de tipo directo. Se trata de un quemador de combustible que permita calentar aire a la temperatura deseada. Su implementación estaría sujeta a un serio estudio económico en el que, de implementarse, el costo del combustible debería ser menor que el de la energía eléctrica que requeriría el compresor de un sistema convencional de compresión de vapor, teniendo en cuenta que el rendimiento de estos últimos es considerablemente mejor que el de un sistema de acondicionamiento por desecación y refrigeración evaporativa.

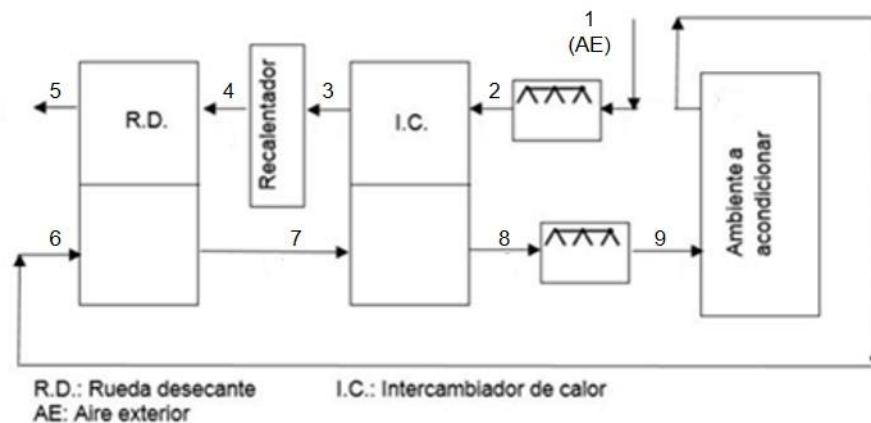
2.3.4.2 Fuente de tipo indirecto. En este tipo de fuente el calor requerido se obtiene a través de un intercambiador de calor desde un fluido a mayor temperatura pero que, sin embargo, se considere como desecho industrial. Lo anteriormente mencionado suele ocurrir en diversos procesos industriales, por ejemplo, en presencia de motores de combustión interna o turbinas. El relativamente reciente inicio de la masificación de microturbinas de gas, favorece este tipo de fuente en que la energía primaria no tiene costo (uso de calor residual de gases de combustión). También podría considerarse el manejo de energía solar para calentar un fluido que permita el calentamiento del aire debido al bajo requerimiento de temperatura para la reactivación del material desecante (entre 55 y 8 °C)¹¹.

¹¹ MUNTERS AB. DesiCool Explanation [vídeo en línea]. Disponible en: <<https://www.youtube.com/watch?v=2U14idajKYI>> [citado en 16 de mayo de 2017]

3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

El diseño del sistema de aire acondicionado por enfriamiento evaporativo está enfocado a determinar el tamaño de cada uno de los equipos requeridos que permitan obtener los parámetros impuestos, tales como, una carga térmica de 300 [W] (elegida por razones económicas y de tamaño) y una temperatura de 24 °C (dicha temperatura se encuentra en el rango de confort según ASHRAE¹²), según lo descrito en los objetivos.

Figura 19. Esquema del sistema de acondicionamiento de aire.



Los procesos requeridos para la puesta en marcha del proyecto se ilustran en la Figura 19 y se listan a continuación:

¹² AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. ASHRAE, 2013. 54 p. (ASHRAE 55)

- **Secado de aire.** Proceso entre estados 6 y 7. Se da mediante una rueda desecante, a partir de la operación unitaria de adsorción. Se utiliza, como material desecante, gel de sílice.
- **Enfriamiento de aire.** Proceso entre estados 7 y 8. Se da a través refrigeración evaporativa indirecta. Se utiliza un intercambiador de calor de flujo cruzado y un vaporizador ultrasónico.
- **Calentamiento de aire.** Proceso entre estados 3 y 4. Necesario para alcanzar la temperatura adecuada de regeneración de la rueda desecante. Se utiliza una resistencia eléctrica.
- **Humidificación.** Proceso entre estados 8 y 9. Para la refrigeración evaporativa directa de aire impulsado al local. Se utiliza un vaporizador ultrasónico.

3.1 DISEÑO TÉRMICO

Se conocen como datos de entrada las condiciones del ambiente (estado 1), la carga a refrigerar en el local, así como la temperatura de este (Q_R y T_6), las temperaturas de regeneración (T_4) y de enfriamiento del aire (T_8), como criterios de diseño, y que los procesos de humidificación se llevan a cabo hasta obtener saturación, lo cual puede justificarse en que se utilizan vaporizadores ultrasónicos que permiten la mezcla directa de vapor de agua con el aire sin un aumento en la temperatura del agua. Adicionalmente, se toma como parámetro que ambos flujos másicos de aire (de proceso –aire en recinto- y de reactivación) son

aproximadamente iguales, a lo cual debe adecuarse el diseño de la rueda desecante y la selección de ventiladores. Lo anterior se resume en la Tabla 4 y la Tabla 5 y la Figura 20.

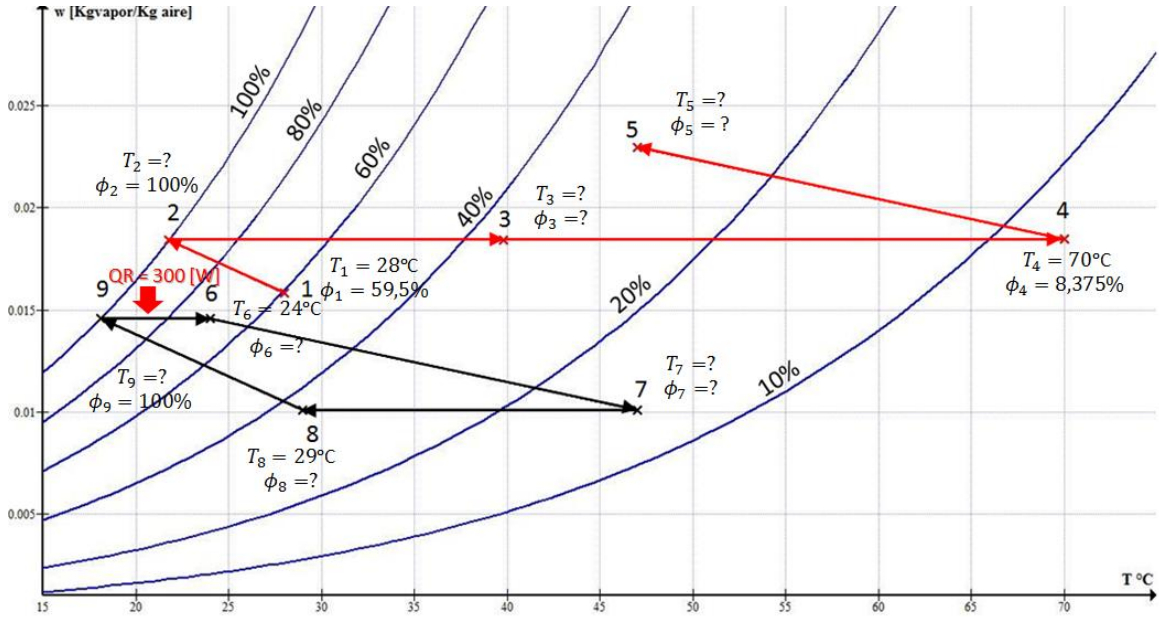
Tabla 4. Datos conocidos inicialmente de los estados del ciclo.

Punto	Temperatura °C	Humedad relativa
1	28	59,5%
2	-	100%
3	-	-
4	70	8,375%
5	-	-
6	24	-
7	-	-
8	29	-
9	-	100%

Tabla 5. Datos conocidos inicialmente de los procesos involucrados en el ciclo.

Variable	Valor	Componente relacionado
m_{w1} [ml/h]	-	Humidificador 1 (enfriamiento evaporativo indirecto)
m_{w2} [ml/h]	-	Humidificador 2 (enfriamiento evaporativo directo)
Q_{in} [KW]	-	Calentador
Q_R [W]	300	Local a climatizar
m_D [Kg]	-	Rueda desecante
m_{aire} [Kg/s]	-	
q_w [g _{agua} /s]	-	
ϵ	-	Intercambiador de calor (enfriamiento evaporativo indirecto)

Figura 20. Carta psicrométrica del ciclo modelado, para una presión atmosférica de 90,7 [KPa] y una temperatura de regeneración de 70°C; ilustrando los datos conocidos.



Con los datos anteriores y el modelamiento del sistema, se calculan los datos desconocidos de los estados del ciclo, además de los parámetros de los procesos involucrados.

3.1.1 Condiciones atmosféricas. El prototipo está localizado en la Universidad Industrial de Santander en la ciudad de Bucaramanga, Santander, Colombia.

Se conoce que la altura de Bucaramanga sobre nivel del mar es de 959 [m] y su presión atmosférica es de 680 [mmHg]¹³, lo que corresponde a 90,7 [KPa] y, se

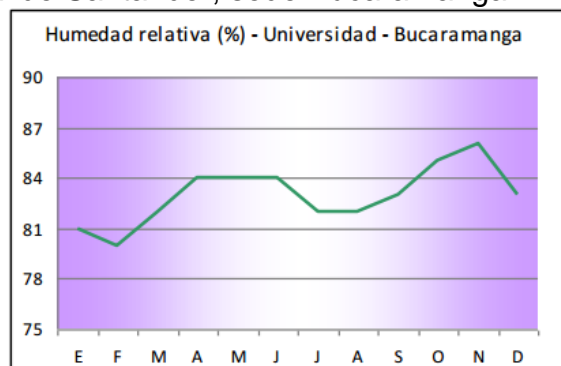
¹³ DIPAC COLOMBIA EU. Presión atmosférica. Disponible en: <<https://efrainpuerto.wordpress.com/2011/02/26/f1-2/>> [citado en 11 de mayo de 2017]

tienen los valores de temperatura y humedad relativa reportados por el IDEAM¹⁴, como puede verse en la Tabla 6.

Tabla 6. Características climatológicas de la Universidad Industrial de Santander, sede Bucaramanga.

Temperatura media anual	22,6 °C
Temperatura máxima anual	≈28 °C
Temperatura mínima anual	18-19 °C
Humedad relativa media	>80%

Figura 21. Variación durante el año de la humedad relativa media en la Universidad Industrial de Santander, sede Bucaramanga.

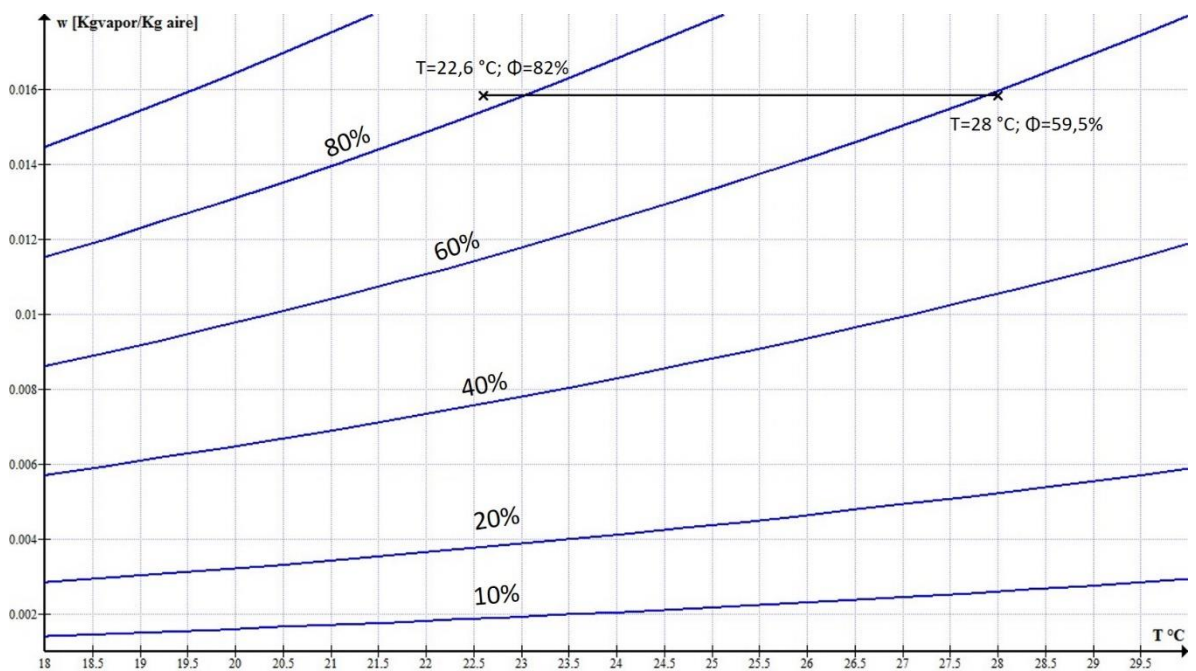


Fuente: INSTITUTO DE HIDROLOGÍA, METEOROLOGÍA Y ESTUDIOS AMBIENTALES. Características climatológicas de ciudades principales y municipios turísticos. Disponible en: <http://www.ideam.gov.co/documents/21021/418894/Caracter%C3%ADsticas+de+Ciudades+Principales+y+Municipios+Tur%C3%ADsticos.pdf/c3ca90c8-1072-434a-a235-91baee8c73fc> [citado en 11 de mayo de 2017]

¹⁴ INSTITUTO DE HIDROLOGÍA, METEOROLOGÍA Y ESTUDIOS AMBIENTALES. Características climatológicas de ciudades principales y municipios turísticos. Disponible en: <http://www.ideam.gov.co/documents/21021/418894/Caracter%C3%ADsticas+de+Ciudades+Principales+y+Municipios+Tur%C3%ADsticos.pdf/c3ca90c8-1072-434a-a235-91baee8c73fc> [citado en 11 de mayo de 2017]

Puede tomarse la temperatura ambiente como la temperatura máxima media (28°C), y así diseñar el equipo para la máxima carga. No obstante, no puede asumirse condición de humedad relativa promedio y temperatura máxima debido a que se sobrestimaría la carga latente. Para obtener la humedad relativa a esta temperatura, se calcula la humedad absoluta para los valores de humedad relativa media de 82% (según la tendencia de la Figura 21) y la temperatura media de 22,6°C. El valor resultante se asume como constante y se procede a calcular humedad relativa a 28°C.

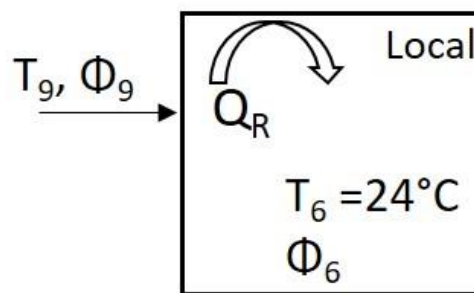
Figura 22. Carta psicrométrica para presión atmosférica de 90,7 [KPa], ilustrando la condición ambiente.



De la Figura 22, se tiene que para 28°C corresponde una humedad relativa de 59,5%.

3.1.2 Modelamiento del local. La carga termica del local (que es un parámetro de diseño: 300 [W]), corresponde a la energía adquirida por la corriente de aire entre los estados 9 y 6, y a partir de este valor y una vez se conozca el flujo másico de aire; se puede determinar la temperatura de impulsión (T_9), lo que se esquematiza en la Figura 23.

Figura 23. Esquema del local.



Donde se cumple la primera ley de la termodinámica:

$$\dot{Q}_R = (h_6 - h_9)\dot{m}_{aire}$$

3.1.3 Modelamiento del humidificador de aire (refrigeración evaporativa directa). Se conoce la temperatura T_8 como un criterio de diseño (mediante el diseño del intercambiador de calor que lo permita), la cual se sabe que cuánto más baja, mejor será el rendimiento del sistema. Sin embargo, se toma una temperatura de 29°C , 7°C superior a la de bulbo húmedo del ambiente (dado que a esta temperatura ingresa al intercambiador el aire de enfriamiento –corriente de aire de reactivación), lo que corresponde a la recomendación de fabricante de que dicha temperatura sea aproximadamente la temperatura ambiente.¹⁵

¹⁵ MUNTERS AB. Op. Cit.

Debido al enfriamiento asociado a la humidificación, T_9 corresponde a la temperatura de bulbo húmedo del aire en el estado 8 y con este dato y asumiendo inicialmente un valor de T_8 , es posible calcular la humedad relativa (Φ_8), que corresponde a 36%, y la humedad absoluta a: $\omega_8=0,01006$ [$\text{Kg}_{\text{agua}}/\text{Kg}_{\text{aire}}$].

Una vez se conozca el valor del flujo másico de aire, se puede determinar el flujo de agua a vaporizar (\dot{m}_{w2}) para obtener la saturación y también se plantea el principio de conservación de la energía por el que se rige el enfriamiento del aire a partir de la vaporización del agua.

Figura 24. Esquema de la humidificación para obtener el efecto refrigerante del sistema.



Del principio de conservación de la masa:

$$\dot{m}_{w2} = (\omega_9 - \omega_8)\dot{m}_{\text{aire}}$$

De la primera ley de la termodinámica:

$$\dot{m}_{w2}h_{fg} = \dot{m}_a(h_8 - h_9)$$

3.1.4 Modelamiento de la rueda desecante. Se selecciona, como material adsorbente, la gel de sílice.

Durante el secado del aire de proceso, este aumenta su temperatura debido a la pérdida calor latente y, adicionalmente, debido al calor sensible transferido entre las dos corrientes de aire; mientras que simultáneamente el aire de regeneración sufre el efecto inverso (enfriamiento sensible y ganancia de calor latente). Los flujos de aire que atraviesan la rueda, tienen proporción 1:1 y se recomienda que el aire para regeneración esté a temperatura entre 55 y 85°C¹⁶. Los cálculos iniciales se realizan para aire de regeneración a 70°C, mientras que el aire que ingresa a la rueda, es tomado del local, por lo que se encuentra a las mismas condiciones de este (T_6, Φ_6).

Se conoce también la humedad relativa del aire de regeneración, partiendo de que es aire ambiente que se somete a un proceso de humidificación, hasta su saturación, proceso de 1 a 2 (según la Figura 20) y, a partir del punto 2, su humedad absoluta permanece constante. Se procede a calcular la temperatura de bulbo húmedo del aire a condiciones ambiente ($T=28^\circ\text{C}$, $\Phi=59,5\%$) y, con esta, se busca la humedad absoluta en condiciones de saturación. La temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente es de 21,8°C y, para esta temperatura y a condición de saturación, la humedad es de 0,01845 [$\text{Kg}_{\text{vapor}}/\text{Kg}_{\text{aire}}$]. A la humedad absoluta calculada y a 70°C, corresponde una humedad relativa del 8,375%.

Adicionalmente, se conocen los datos de ω_6 y ω_7 , dado que $\omega_6 = \omega_9$ y $\omega_7 = \omega_8$, debido a que los procesos de 9 a 6 (calentamiento en el local) y de 7 a 8 (enfriamiento en intercambiador de calor) son netamente sensibles.

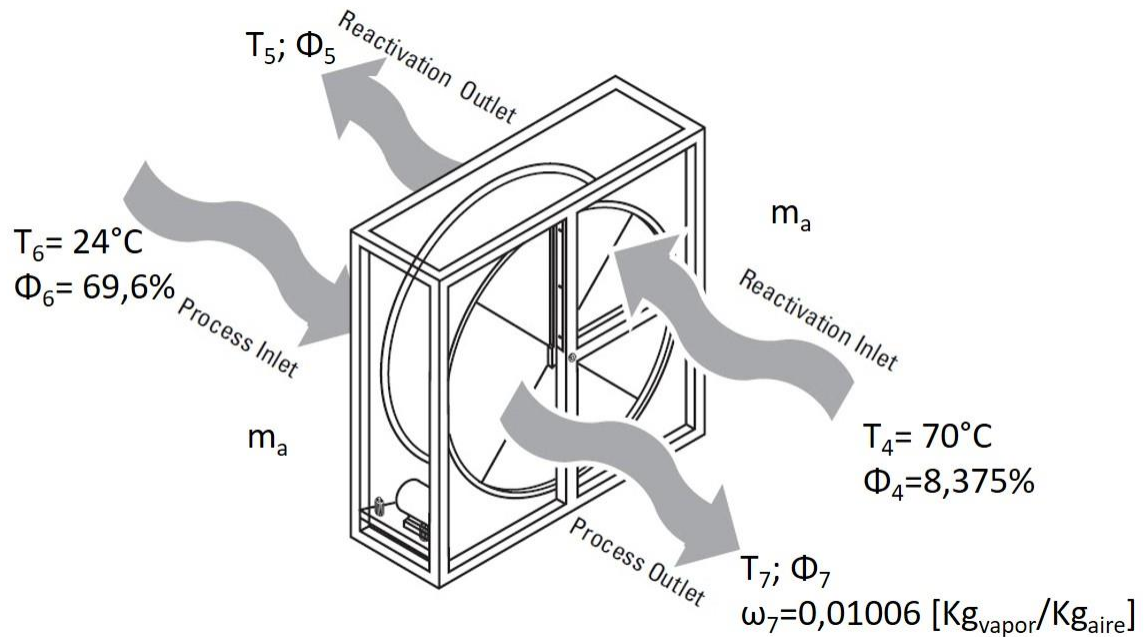
Del modelamiento de la rueda desecante se pueden calcular las condiciones de salida de las corrientes de aire (T_7, T_5, Φ_5)* y el flujo de aire (m_a) y la masa de

¹⁶ Ibid.

* Nótese que Φ_7 no se considera como incógnita dado que se conoce el valor de ω_7 y, una vez conocida la temperatura, puede determinarse la humedad relativa.

material desecante (m_D) que permiten obtener dichas condiciones. Las datos conocidos pueden observarse en el esquema presentado en la Figura 25:

Figura 25. Esquema de los parámetros relacionados con la rueda desecante.



Fuente: AMAN, Shad. Desiccant rotors [en línea]. Disponible en: <http://desiccantrotors.blogspot.com.co/> [Citado en 30 de julio de 2017]

Para el cálculo de las 5 incógnitas mencionadas, se dispone de los siguientes principios:

- Conservación de la masa:

(1)

$$\omega_5 - \omega_4 = \omega_6 - \omega_7$$

(2)

$$(\omega_6 - \omega_7)\dot{m}_{aire} = \dot{q}$$

Donde:

\dot{q} : flujo de agua retirada al aire sometido a secado, en g_{agua}/s

- Primera ley de la termodinámica:

(3)

$$h_7 - h_6 = h_4 - h_5$$

- Transferencia de masa: efectividad latente de la rueda desecante.

(4)

$$\varepsilon_l = \frac{q_6 - q_7}{q_6 - q_4}$$

- Transferencia de calor: efectividad sensible de la rueda desecante.

(5)

$$\varepsilon_s = \frac{T_7 - T_6}{T_4 - T_6}$$

La ecuación 2 está basada en la cinética de la adsorción, donde:

$$\frac{\partial q}{\partial t} = K(q - q_a)$$
$$K = 15 \frac{D_D}{R_p^2} \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right)$$

Donde:

D_D : difusividad intrapartícula de referencia, en m^2/s

E_a : energía de activación, en J/mol

K : coeficiente global de transferencia, en s^{-1}

q : carga adsorbida en condiciones de equilibrio, en $g_{\text{agua}}/Kg_{\text{desecante}}$

q_a : carga actual adsorbida, en $g_{\text{agua}}/Kg_{\text{desecante}}$

R_p : radio de partículas, en m

T : temperatura, en K

El diámetro de partícula de la gel de sílice es de $0,004 [m]$ (por lo tanto, $R_p=0,002 [m]$) y, según Wang y Chua¹⁷, los coeficientes son los siguientes:

Tabla 7. Coeficientes cinética adsorción agua-gel de sílice.

$D_D [m^2/s]$	$2,54 \times 10^{-4}$
$E_a [J/mol]$	$4,2 \times 10^4$

De lo anterior y, aplicando el método de la diferencia media logarítmica, puede obtenerse el flujo de agua retirada durante el secado:

$$\dot{q} = m_D K \frac{(q_6 - q_5) - (q_7 - q_4)}{\ln \left(\frac{q_6 - q_5}{q_7 - q_4} \right)}$$

Donde:

m_D es la masa de material desecante, en Kg .

\dot{q} es el flujo de agua retirada al aire, en g/s

¹⁷ WANG, X. y CHUA, H. Two Bed Silica Gel –Water adsorption chillers: An effectual lumped parameter model. En: International Journal of Refrigeration. Vol. 30 (2007); p.1422

Para el cálculo de las capacidades de adsorción en condiciones de equilibrio (necesario para el modelamiento de la cinética de la transferencia de masa) del par gel de sílice – agua, se emplea el modelo de Tóth¹⁸:

$$q = m_m q_s \frac{b_t p_v}{(1 + (b_t p_v)^{t_\tau})^{1/t_\tau}}$$

$$b_t = b_{t_0} \exp\left(-\frac{\Delta H}{RT}\right)$$

Donde:

b_t y b_{t_0} : parámetros característicos del par agua-gel de sílice, en Pa^{-1}

m_m : masa molar del agua, en Kg/Kmol

q_s : capacidad de adsorción de monocapa, en $\text{mol}_{\text{agua}}/\text{Kg}_{\text{desecante}}$

t_τ : constante adimensional de Tóth para el par agua-gel de sílice

p_v : presión de vapor, en Pa

T : temperatura, en K

ΔH : calor de adsorción, en J/mol

Se conoce que $m_m=18,02$ [Kg/Kmol] y que $R=8,314$ [J/mol K], los demás parámetros se conocen según Wang, *et al.*¹⁹ y se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 8. Parámetros del modelo de Tóth para el par agua-gel de sílice.

b_{t_0} [Pa^{-1}]	1,409x10 ⁻¹²
q_s [$\text{mol}_{\text{agua}}/\text{Kg}_{\text{desecante}}$]	22,222
t_τ	10
ΔH [J/mol]	-48777

¹⁸ WANG, X. *et al.* Investigation on the isotherm of silica gel+water systems TG and volumetric methods. En: Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. Vol. 76 (2004); p. 661-669

¹⁹ Ibid.

De Ruivo *et al.*²⁰ se conoce que la efectividad latente de las ruedas desecantes es cercana al 100%. Para el caso, se toma un valor de $\varepsilon_l=90\%$, buscando tomar un valor conservativo.

La rueda funciona también como un intercambiador de calor y, según Suyono *et al.*²¹, la efectividad sensible presenta un valor de entre 57-80%, sin embargo, ya que esta rueda no presenta un sustrato que favorezca la transferencia de calor sino simplemente el material desecante, se asume que: $\varepsilon_s=50\%$.

Resolviendo las 5 ecuaciones numeradas (y conociendo de antemano el valor de ω_7), se obtiene:

Tabla 9. Parámetros encontrados durante el cálculo de la rueda desecante.

m_a [Kg/s]	0,051
m_D [Kg]	17
T_5 °C	47
Φ_5	30,4%
T_7 °C	47
Φ_7	13,6%

3.1.5 Modelamiento del preenfriador de aire (por refrigeración evaporativa indirecta). Para el enfriamiento del aire seco (proveniente de la rueda desecante)

²⁰ RUIVO, Celestino; COSTA, José y RUI FIGUEREIDO, António. Heat and mass transfer in desiccant wheels. *En*: EL-AMIN, Mohamed (Ed.). Advanced topics in mass transfer. InTech, 2011. p 531-532. ISBN: 978-953-307-333-0. Disponible en: <<http://www.intechopen.com/books/advanced-topics-in-mass-transfer/heat-and-mass-transfer-in-desiccant-wheels>>

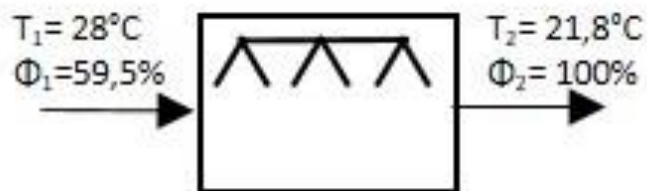
²¹ SUYONO, Tri *et al.* Theoretical and Experimental Analysis of Desiccant Wheel Performance for Low Humidity Drying System. *En*: WSEAS International Conference on System science and simulation in engineering (10^o: 2011: Penang, Malasia). Recent Researches in Power Systems & Systems Science. Penang: Zaharim *et al.*, 2011. p. 134

se utiliza aire tomado del ambiente que se humedece hasta su saturación, de modo que T_3 corresponde con la temperatura de bulbo húmedo del ambiente (estado 1) y es de 21,8°C.

El enfriamiento puede dividirse en dos partes, la humidificación del aire ambiente y el intercambio de calor sensible entre ambas corrientes de aire.

- **Humidificación del aire.** Para lograr la disminución de la temperatura del flujo de aire se humedece el aire ambiente hasta alcanzar la saturación. Se puede determinar el flujo de agua a vaporizar (\dot{m}_{w1}) para obtener la saturación, también se analiza la conservación de la energía, lo que rige el enfriamiento del aire a partir de la vaporización del agua, esto con el fin de determinar la cantidad de módulos vaporizadores a usar en la etapa de enfriamiento.

Figura 26. Esquema de la humidificación del aire ambiente.



Del principio de conservación de la masa, se tiene que:

$$\dot{m}_{w1} = (\omega_2 - \omega_1)\dot{m}_{aire}$$

De la primera ley de la termodinámica se tiene:

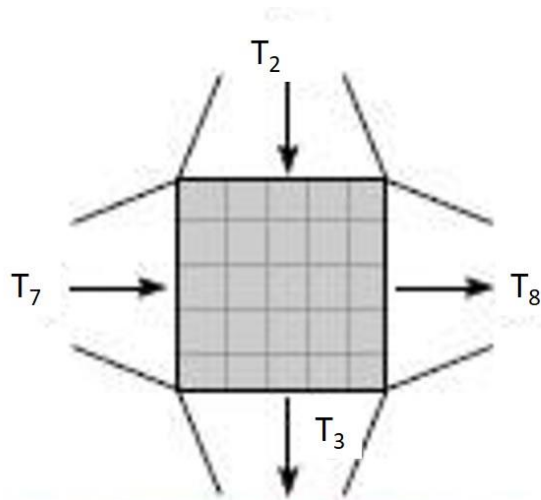
$$\dot{m}_{w1}h_{fg} = \dot{m}_a(h_1 - h_2)$$

Y se obtiene que: $m_{w1}=474$ [ml/h].

- **Intercambio de calor sensible.** A través de un intercambiador de calor, se preenfria el aire de proceso y, simultáneamente, se precalienta el aire de regeneración (lo que permite mitigar el calor que debe suministrarse).

Conociendo las temperaturas de los flujos al ingreso al intercambiador (T_2 y T_7) y también la temperatura del aire en el estado 8, es posible también encontrar la temperatura en el estado 3 y conocer la efectividad requerida por el intercambiador de calor (ϵ).

Figura 27. Esquema del intercambiador de calor de preenfriamiento.



Según la primera ley de la termodinámica:

$$h_7 - h_8 = h_3 - h_2$$

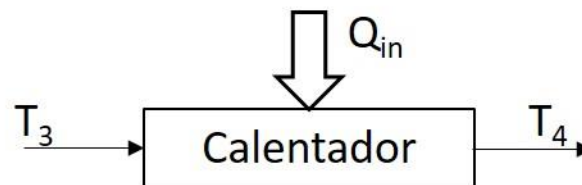
Según la transferencia de calor:

$$\epsilon = \frac{T_3 - T_2}{T_7 - T_2}$$

De lo anterior, se encuentra que $T_3 = 39,8^\circ\text{C}$ y que la efectividad requerida es de 71,4%.

3.1.6 Modelamiento del calentador de aire. Conociendo las temperaturas del aire de regeneración a la salida del intercambiador y el requerimiento de ingreso a la rueda desecante (T_3 y T_4 , respectivamente), puede determinarse el flujo de calor requerido para el calentamiento del aire.

Figura 28. Esquema del calentador para la corriente de regeneración.



De la primera ley de a termodinamica, se tiene que:

$$\dot{Q}_{in} = (h_4 - h_3)\dot{m}_{aire}$$

De lo anterior, se obtiene que: $Q_{in} = 1,54 \text{ [KW]}$.

3.1.7 Simulación. Pueden resolverse las ecuaciones que modelan el sistema en función de la temperatura de regeneración (T_4).

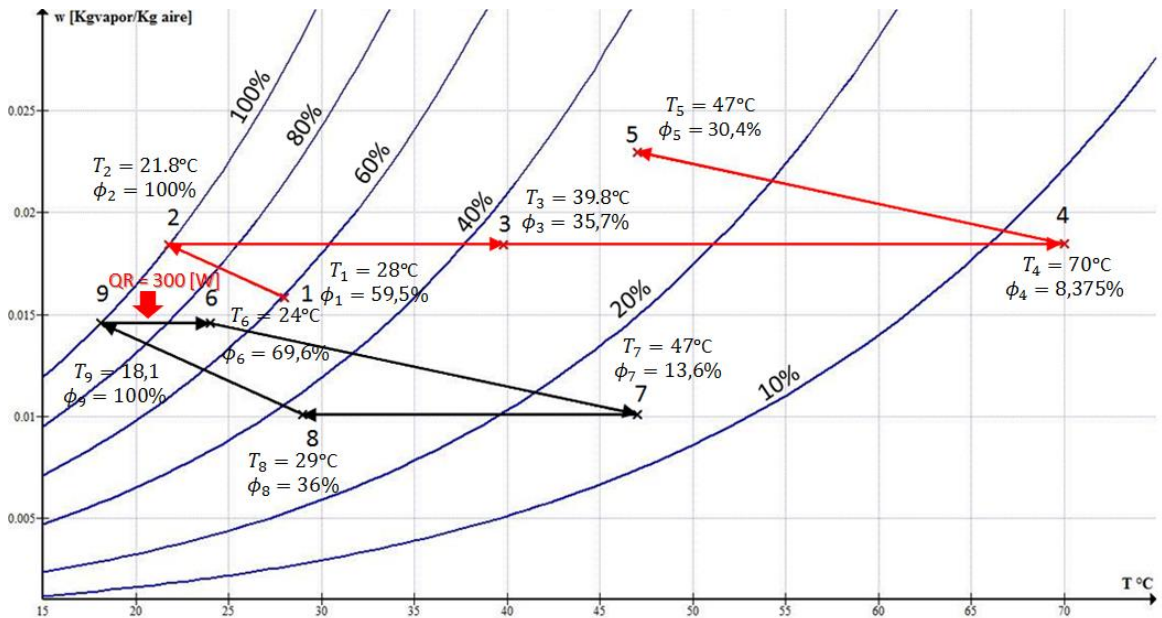
Tabla 10. Datos de los estados presentados en el ciclo.

Punto	$T_4 = 70^\circ\text{C}$		$T_4 = 60^\circ\text{C}$	
	Temperatura $^\circ\text{C}$	Humedad relativa	Temperatura $^\circ\text{C}$	Humedad relativa
1	28	59,5%	28	59,5%
2	21,8	100%	21,8	100%
3	39,8	35,7%	34,8	46,9%
4	70	8,375%	60	13,1%
5	47	30,4%	42	39,4%
6	24	69,6%	24	69,1%
7	47	13,6%	42	17,3%
8	29	36,0%	29	35,5%
9	18,1	100%	16,15	100%

Tabla 11. Parámetros de procesos del ciclo.

$T_{\text{reg}} = 70^\circ\text{C}$		$T_{\text{reg}} = 60^\circ\text{C}$	
m_{w1} [ml/h]	474	m_{w1} [ml/h]	465
m_{w2} [ml/h]	824	m_{w2} [ml/h]	816
m_D [Kg]	17	m_D [Kg]	27
Q_{in} [KW]	1,54	Q_{in} [KW]	1,26
Q_R [W]	300	Q_R [W]	300
m_{aire} [Kg/s]	0,05	m_{aire} [Kg/s]	0,05
q_w [g _{agua} /s]	0,229	q_w [g _{agua} /s]	0,227
ϵ	71,4%	ϵ	64,3%

Figura 29. Carta psicrométrica del ciclo modelado, para una presión atmosférica de 90,7 [KPa] y una temperatura de regeneración de 70°C.



3.2 DISEÑO EN DETALLE Y CONTRUCCIÓN

Con base en los resultados de las condiciones de temperatura y de humedad, se procede al diseño y selección en detalle de cada uno de los subsistemas requeridos para el acondicionamiento de aire. En la Figura 30 puede observarse la distribución de todos los equipos manejados en el diseño del prototipo elaborado en *SolidWorks*, mientras que en la Figura 31 se puede observar una fotografía del prototipo.

Figura 30. Diseño en *Solid Works* de la distribución de los equipos utilizados. a) rueda desecante b) intercambiador de calor c) humidificador d) cámara simuladora del local e) calentador f) ventiladores

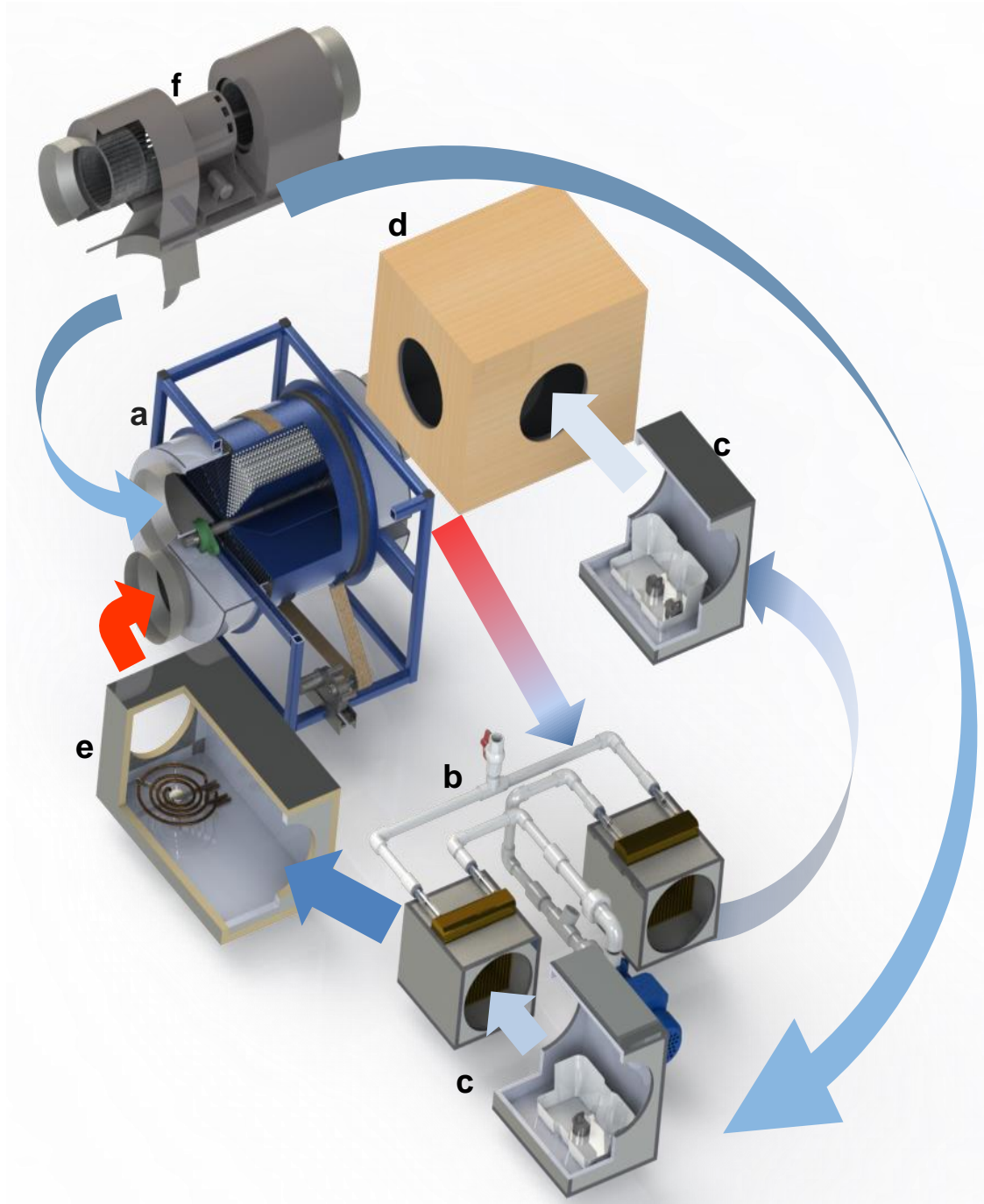


Figura 31. Fotografía del montaje final del prototipo.



3.2.1 Rueda desecante. Según los resultados obtenidos, se procede al cálculo de volumen y de velocidad de giro de la rueda.

Según lo calculado, se requieren 17 [Kg] de gel de sílice, sin embargo, debido a que a la presentación de venta del fabricante (CHEMICAL PHARMA SAS) es de 20 [Kg], se utiliza esta cantidad, permitiendo sobredimensionar el equipo.

Para la elaboración de la rueda, se diferencian las partes móvil (rotor con material desecante) y fija (estructura soporte), además del motor necesario para generar el movimiento.

3.2.1.1 Parte móvil. Se trata de un tambor hecho a partir de lámina metálica doblada, con una camisa en su parte central, dispuesta para el acoplamiento de la rueda a un eje que permita su apoyo sobre la estructura fija.

Las dimensiones del tambor se seleccionan buscando que la rueda quede casi totalmente llena de material desecante para que el aire se mantenga en contacto con este. El espesor de ruedas desecantes suele ser de 200 [mm] (ver anexo A). Para el caso, se elige un espesor de 250 [mm], un 25% mayor, dado que no puede elaborarse una matriz desecante y que se tiene en cuenta la menor superficie de contacto.

Se conoce que la densidad aparente del gel de sílice es de 730 [Kg/m³]²², por lo que puede determinarse el volumen necesario para los 20 [Kg] de gel de sílice:

$$V = \frac{m_D}{\rho_{ap.}}$$

De lo anterior, se obtiene que se requiere un volumen de 0,0274 [m³] y, dado que ya se conoce la profundidad del rotor, puede determinarse su diámetro, con lo que se obtiene un valor de 373 [mm].

Finalmente, se elige para la construcción del rotor, un diámetro de 400 [mm], buscando que este quede lleno casi en su totalidad para que el aire que pase esté mayormente en contacto con la superficie del gel de sílice.

²² RIVERA, Andrés; BEJARANO, Pedro y RODRÍGUEZ, Gerardo. Modelado de curvas de ruptura en la adsorción de agua sobre sílica gel y zeolita 4A. En: Revista facultad de ingeniería.

Para la unión entre el tambor y la camisa, en el centro, y la separación de las mitades de la rueda que se encuentren en desecación y en regeneración; se requerirían láminas, sin embargo, se busca también la distribución del material desecante en la rueda para lo que se plantea dividir la rueda en el mayor número posible de secciones mediante láminas metálicas. Debido a limitaciones físicas durante la manufactura (acomodación y soldado de partes), la rueda se divide en 12 secciones uniformemente distribuidas, como puede observarse en la Figura 32.

Figura 32. Elaboración del rotor para albergar el material desecante.



Al rotor debe añadirse en partes iguales el material desecante en cada sección y, en ambos extremos, se ubica malla en aluminio para mantener la gel de sílice en el rotor y permitir el paso de aire.

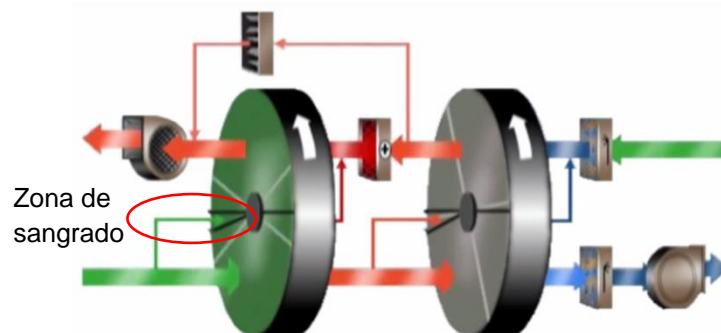
Como camisa, se utiliza un tubo de acero que permite el uso de un eje de 1" acoplado mediante tornillos prisioneros.

3.2.1.2 Parte fija. Estructura soporte para la rueda. Sus medidas corresponden al tamaño de la rueda (para detalles, ver el anexo B) y está hecha a partir de perfilera metálica y un tubo rectangular en el que se ubican cojinetes para soportar la rueda.

Se sitúan sellos en las zonas que se conmutan con la parte móvil y para la separación de partes de la rueda dispuestas en secado y en regeneración.

En la estructura se contempla también una zona de *sangrado*, en la que, para evitar arrastre de aire caliente y húmedo junto con el aire que se somete a secado, se contempla una zona de aire de desperdicio como se observa en la Figura 33 que es realizado en un sistema fabricado por la compañía *Munters AB*.

Figura 33. Esquema de un sistema por desecación y refrigeración evaporativa donde puede observarse la zona de *sangrado*.



Fuente: MUNTERS AB. DesiCool Explanation [vídeo en línea]. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=2U14idajKYI> [citado en 19 de julio de 2017]

Figura 34. Parte fija de la rueda desecante, incluyendo la zona de *sangrado*.



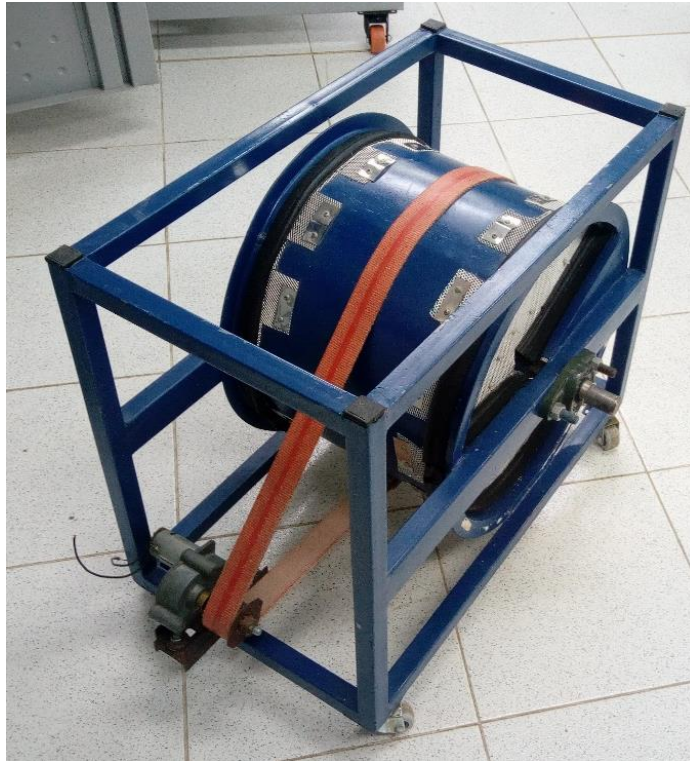
3.2.1.3 Sistema motriz. Se conoce que la velocidad de giro de las ruedas desecantes debe ser bastante baja, entre 6 y 10 RPH²³, de modo que se plantea el aprovechamiento de la rueda como polea conducida mediante una banda plana acoplada también a una polea de menor tamaño conectada al motor.

Se dispone de una polea motriz de 50 [mm] de diámetro (la de menor tamaño disponible en el mercado local), permitiendo realizar una reducción en la velocidad de 8:1.

Se selecciona un sistema motorreductor, de baja potencia, con velocidad de giro de 13 RPM a 12 [V] y libre de carga, sin embargo, se encuentra experimentalmente que es viable el movimiento del sistema a menor voltaje: $\approx 3,6$ [V], permitiendo obtener finalmente una velocidad de giro de alrededor de 10 RPH.

²³ WANG, Shan. Air Conditioning Systems: Packaged Systems and Desiccant-Based Systems Regenerators. En: Handbook of air conditioning and refrigeration. 2 ed. New York: McGraw-Hill. p. 29.27

Figura 35. Construcción final de la rueda desecante.



3.2.2 Enfriador por refrigeración evaporativa indirecta. Tal como se observa anteriormente, se requiere de una etapa de humidificación y otra de intercambio de calor.

3.2.2.1 Etapa de humidificación. Para la etapa de humidificación de la corriente de aire de enfriamiento, se dispone de vaporizadores ultrasónicos, como el que se observa en la Figura 36, que permiten, mediante la vibración de una membrana, vaporizar el agua a la temperatura que se encuentre. El proceso de selección de estos dispositivos consiste en calcular el número de dispositivos necesarios para que el aire pueda saturarse durante su humidificación.

Figura 36. Vaporizador ultrasónico.

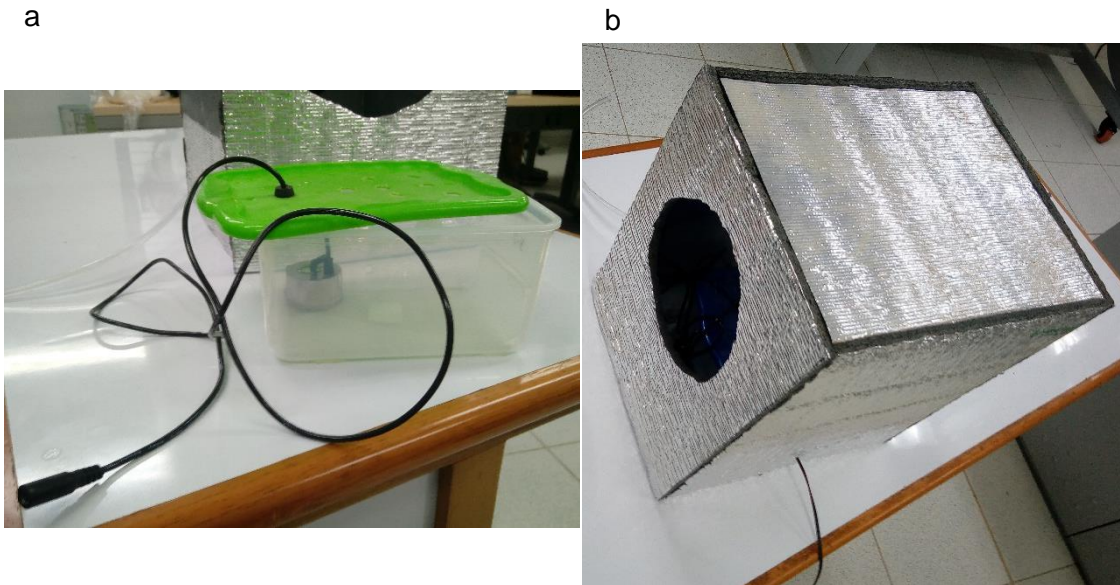


Se conoce que cada uno de los dispositivos mostrados tiene una capacidad de vaporización de 400 [ml/h] y, según el resultado obtenido, se selecciona 1 de estos dispositivos.

En cuanto a los requerimientos del dispositivo, se encuentra que su alimentación de energía debe ser a 24 [V] DC y que deben mantenerse sumergidos en agua durante su funcionamiento.

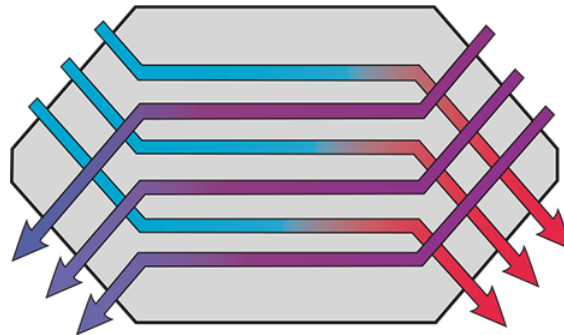
Se acondiciona un recipiente con agua y tapa (para evitar salpicaduras) para la vaporización del agua y se ubican dentro de una caja metálica, aislada térmicamente con *thermolon*, para su mezcla con el aire del proceso, como se ilustra en la Figura 37.

Figura 37. a) Recipiente contenedor de agua para vaporización b) Caja dispuesta para la mezcla del vapor de agua con el aire.



3.2.2.2 Etapa de intercambio de calor. Para el intercambio de calor se usaría idealmente un intercambiador de calor aire – aire a contraflujo como los observados en la Figura 38 y la Figura 39, sin embargo, por inconvenientes económicos y de disponibilidad de estos tipos de intercambiador de calor en el mercado local, se dispone de dos intercambiadores de calor aire – agua conectados, de modo que, el agua funciona como fluido intermediario entre ambas corrientes de aire y permite el aprovechamiento de la amplia superficie por unidad de volumen que ofrecen este tipo de intercambiadores (como se puede notar en la Figura 41). Para el movimiento del agua, se maneja tubería de PVC en un sistema cerrado y una bomba centrífuga de 40 lpm, acoplada a un motor de ½ HP.

Figura 38. Esquema del funcionamiento de un intercambiador de calor a contraflujo con cabezales a flujo cruzado.



Fuente: DWYER, Tim. Module 49: Saving energy through simple HVAC heat recovery. En: CIBSE JOURNAL. Disponible en: <<https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2013-02/>> [citado en 13 de noviembre de 2017]

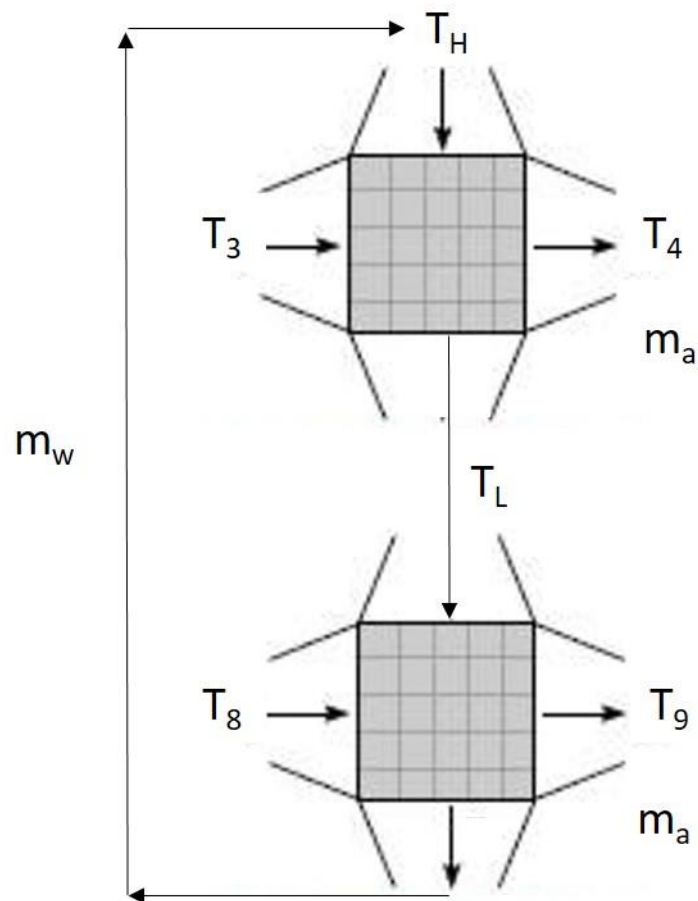
Figura 39. Ejemplo de intercambiador de calor aire – aire a contraflujo con cabezales a flujo cruzado.



Fuente: XIAMEN AIR-ERV TECHNOLOGY CO., LTD. Counterflow Heat Exchanger. Disponible en: <https://www.alibaba.com/product-detail/Counterflow-Heat-Exchanger_347172412.html> [citado en 13 de noviembre de 2017]

Se conocen las temperaturas de entrada y de salida de aire del sistema de intercambio de calor (como se ve en la Tabla 10) y, suponiendo dos intercambiadores iguales (y dado que los flujos de aire y agua son iguales), ambos presentarían la misma efectividad.

Figura 40. Esquema del montaje propuesto para el intercambio de calor.



Según lo descrito anteriormente, se tiene que:

$$\varepsilon' = \frac{T_4 - T_3}{T_H - T_3}$$

$$\varepsilon' = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_L}$$

Resolviendo lo anterior, puede determinarse que cada intercambiador de calor requiere una efectividad del 90%. Según la curva de efectividad para intercambiadores de calor de flujo cruzado, con ambos fluidos no mezclados²⁴, se conoce que es necesario que $NTU \approx 2$, donde:

$$NTU = \frac{UA_S}{C_{\min}}$$

Donde:

U: coeficiente global de transferencia de calor, en $KW/m^2 \text{ } ^\circ C$

A_S : área superficial del intercambiador de calor, en m^2

C_{\min} : capacidad calorífica menor entre ambos fluidos, $KW/^\circ C$

Según Çengel²⁵, puede tomarse que $U=50 [W/m^2 \text{ } ^\circ C]$ (basado en el lado aire), mientras que el valor de capacidad calorífica del aire (corresponde a la capacidad calorífica mínima entre ambos fluidos) corresponde a:

$$C = C_p \dot{m}_a$$

Conociendo las propiedades del aire, su flujo másico y el coeficiente global de transferencia de calor, puede calcularse el área requerida por cada intercambiador, la cual es de $2 [m^2]$.

Se conoce que la densidad de área (β), para estos equipos, es de alrededor de $1000 [m^2/m^3]$ ²⁶, así que puede determinarse el volumen mínimo necesario para cada intercambiador de calor, que es de $0,002 [m^3]$.

²⁴ Çengel, Yunus. Transferencia de calor y masa: Intercambiadores de calor. 3ª edición. Ciudad de México: McGraw-Hill, 2007. p. 637

²⁵ Ibid., p. 615

Las medidas de cada uno de los intercambiadores seleccionados son: 21 x 20 x 7,5 [cm], lo que da un volumen de 0,00315 [m³], dando cumplimiento al requerimiento calculado.

Figura 41. Intercambiador de calor aire – agua utilizado.



Figura 42. Montaje de intercambiadores de calor acoplados.



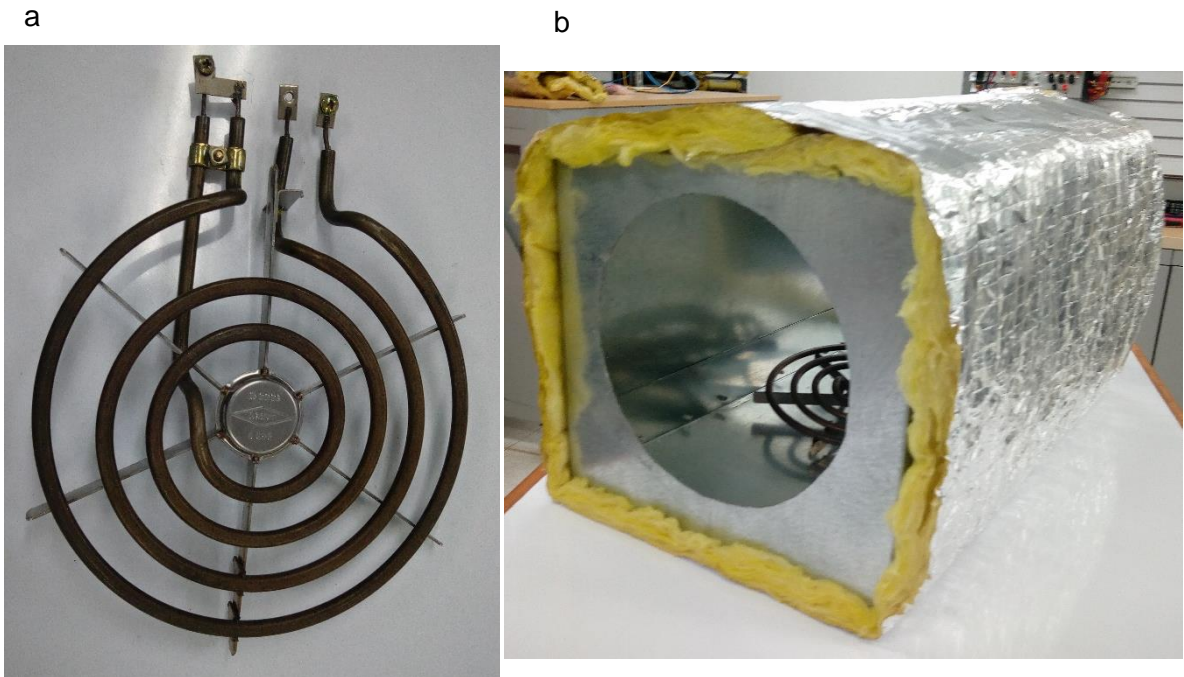
²⁶ Ibid., p. 610

3.2.3 Humidificación (refrigeración evaporativa directa). Se dispone de un sistema idéntico al del ítem anterior, sin embargo, según los cálculos realizados con anterioridad, se seleccionan 2 dispositivos para obtener las condiciones deseadas.

3.2.4 Calentamiento del aire. Se espera el uso de calor residual como el que proviene de los gases de combustión de una caldera que suelen liberarse al ambiente. Dichos gases se haría pasar a través de un intercambiador de calor que permitiese el calentamiento de la corriente de reactivación. Para el prototipo, el calor residual es simulado mediante resistencias eléctricas, por lo cual es necesario seleccionar una de la capacidad adecuada para el calentamiento del aire.

Se conoce que se requiere un flujo de calor de 1,54 [KW], para lo cual se maneja una resistencia eléctrica para aire a 220 [V] AC y de 1,8 [KW] y se introduce en una caja metálica aislada térmicamente con fibra de vidrio, donde se realiza el calentamiento del aire.

Figura 43. a) Resistencia eléctrica de 1800 [W] utilizada en el montaje b) Caja utilizada para el calentamiento del aire.



3.2.5 Impulsión de aire. Se selecciona un sistema de dos ventiladores centrífugos, dado el hecho de que este tipo de ventiladores tienen alta capacidad de responder a caídas de presión como la ofrecida principalmente en la rueda desecante. Ambos ventiladores son impulsados por un mismo motor y dicho motor es de 1/3 [HP] y trabaja a 220 [V] AC.

El flujo de aire ofrecido por cada ventilador libre de carga es de alrededor de 0,08 [m³/s].

Figura 44. Sistema de impulsión de aire seleccionado.



3.2.6 Local. Se construye una caja de madera forrada (internamente) con aislante térmico donde se simula la carga térmica del local (300 [W]) mediante una resistencia eléctrica.

Se selecciona una resistencia eléctrica a 110 [V] AC y de 1 [KW], la cual se regula para mantener en su interior una temperatura de 24 °C.

Figura 45. Caja utilizada como local a climatizar.



4. CONTROL DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

4.1 CONTROL DE TEMPERATURA

Se manejan controles de temperatura en los subsistemas de calentamiento de aire y de local. En el caso del calentamiento de aire, se puede ajustar la temperatura de regeneración según lo deseado (inicialmente 70 °C); mientras en el caso del local, se mantiene en 24 °C, según lo definido en los objetivos.

Para lo mencionado anteriormente se requieren los siguientes elementos:

- **Sensor de temperatura.** Para obtener el dato de la temperatura del aire y permitir la retroalimentación para dar una respuesta. Se dispone, para el subsistema de calentamiento, de un sensor DS18B20 encapsulado que se ubica a la salida de la caja de calentamiento. Se trata de un termistor con salida digital y una precisión de 0,5 °C en el rango entre -10 y 85 °C; mientras en el local se maneja de un sensor *DHT21* con salida digital que permite realizar mediciones entre 0 y 100% de humedad relativa y entre -40 y 80 °C, con una precisión de 3-5 % para humedad relativa y 1 °C para temperatura. Se maneja, para el local, un sensor para medir ambas: temperatura y humedad, para mantener un registro de estos parámetros en el local.

Figura 46. Sensor DS18B20 encapsulado.



Fuente: MAKERLAB ELECTRONICS. Waterproof Temperature Sensor DS18B20 [en línea]. Disponible en: <https://www.makerlab-electronics.com/product/waterproof-temperature-sensor-ds18b20/> [citado en 21 de julio de 2017].

Figura 47. Sensor DHT21.



Fuente: DIGIBAY. DHT21 AM2301 Digital Temperature & Humidity Sensor [en línea]. Disponible en: <https://www.digibay.in/427-dht21-am2301-digital-temperature-and-humidity-sensor> [citado en 21 de julio de 2017].

- **Preactuador.** Medio de conexión entre el controlador y el actuador (resistencia eléctrica). Se dispone de un relé de estado sólido que permite un control continuo sobre la resistencia eléctrica.

- **Controlador.** Se dispone de un *Arduino uno* para ejercer el control sobre la resistencia eléctrica. Se requiere una entrada digital para el recibimiento de la señal del sensor de temperatura y de una salida análoga que, mediante la modulación de ancho de banda permite regular la energía eléctrica suministrada a la resistencia eléctrica.

El control programado en el *Arduino* es proporcional, integral (PI) y las variables de control fueron ajustadas empíricamente.

4.2 VERIFICACIÓN DE PARÁMETROS

Para la verificación de parámetros durante el funcionamiento del sistema, se dispone de un sensor para temperatura y humedad relativa: un *DHT21* que incluye un termistor y un sensor capacitivo de humedad relativa y ambos datos se obtienen mediante una señal digital. Permite realizar mediciones entre 0 y 100% de humedad relativa y entre -40 y 80 °C, con una precisión de 3-5 % para humedad relativa y 1 °C para temperatura; lo que lo hace idóneo para la verificación del funcionamiento del sistema.

5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

Se plantea como prueba del funcionamiento del sistema su puesta en marcha comprobando las condiciones en cada punto y calculando el COP real del sistema, definiendo este como:

$$COP = \frac{\text{Carga local}}{\text{Calor calentador}} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}_{in}}$$

El cálculo, de este modo, del COP es equivalente al realizado en un sistema convencional de refrigeración por compresión de vapor, en el que corresponde a la razón entre el calor retirado y el trabajo de compresión, que representa la energía que se debe ingresar al sistema para que este opere y obtener así el efecto refrigerante (despreciando la energía requerida por los ventiladores).

En el presente proyecto, la energía que debe suministrarse al sistema para su funcionamiento (despreciando la energía requerida por los ventiladores y para el motor de la rueda desecante) es el calor necesario para la regeneración del material desecante.

Adicional al término de COP, se plantea como variable de comparación el calor que es posible retirar del local (Q_R), mientras que la variable a controlar para realizar la comparación es la temperatura de regeneración (T_4) que se evalúa entre 55 y 70 °C y cuyos resultados teóricos se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 12. Desempeño teórico del sistema para diferentes temperaturas de regeneración y rueda con 20 [Kg] de material desecante.

Temperatura de regeneración °C	Carga térmica del local [W]	COP del sistema
55	267	0,23
60	296	0,22
65	323	0,21
70	349	0,20

Nótese que el incremento de la temperatura de regeneración, conlleva un incremento en la capacidad del sistema debido a que es posible obtener una mayor capacidad de adsorción en el material desecante y, por tanto, un mayor enfriamiento al momento de humedecer el aire, sin embargo, también ocurre una disminución en el COP del sistema debido a que se requiere más calor para poder obtener una mayor temperatura.

Tanto el calor suministrado para la regeneración del material desecante como la carga térmica (emulada), se dan debido a resistencias eléctricas, por lo que corresponden al consumo de potencia eléctrica por parte de las resistencias y puede calcularse como el producto de la tensión eléctrica de la fuente y la corriente eléctrica consumida por la resistencia.

La medición de la tensión eléctrica (que teóricamente es 220 [V] y de 110 [V]) se realiza mediante un voltímetro y la medición de la corriente eléctrica se realiza mediante una pinza amperimétrica.

Cabe resaltar que la medición debe realizarse una vez se alcance el estado estable en el sistema, una vez las variables (como temperatura, humedad relativa, corriente eléctrica) se estabilicen.

Los resultados de las pruebas se presentan en las siguientes tablas:

Tabla 13. Datos tomados de tensión eléctrica y consumos de corriente resistencias eléctricas en función de la temperatura de regeneración.

	Tensión eléctrica de resistencia del local: 167 [V]	Tensión eléctrica de resistencia de regeneración: 296 [V]
Temperatura de regeneración °C	Corriente [A]	Corriente [A]
55	1,5	4,4
60	1,7	5,0
65	1,8	5,7
70	1,9	6,3

Tabla 14. Datos calculados de potencia requerida por resistencias eléctricas en función de la temperatura de regeneración. Condiciones ambiente: 26,2°C, humedad relativa del 63,7%.

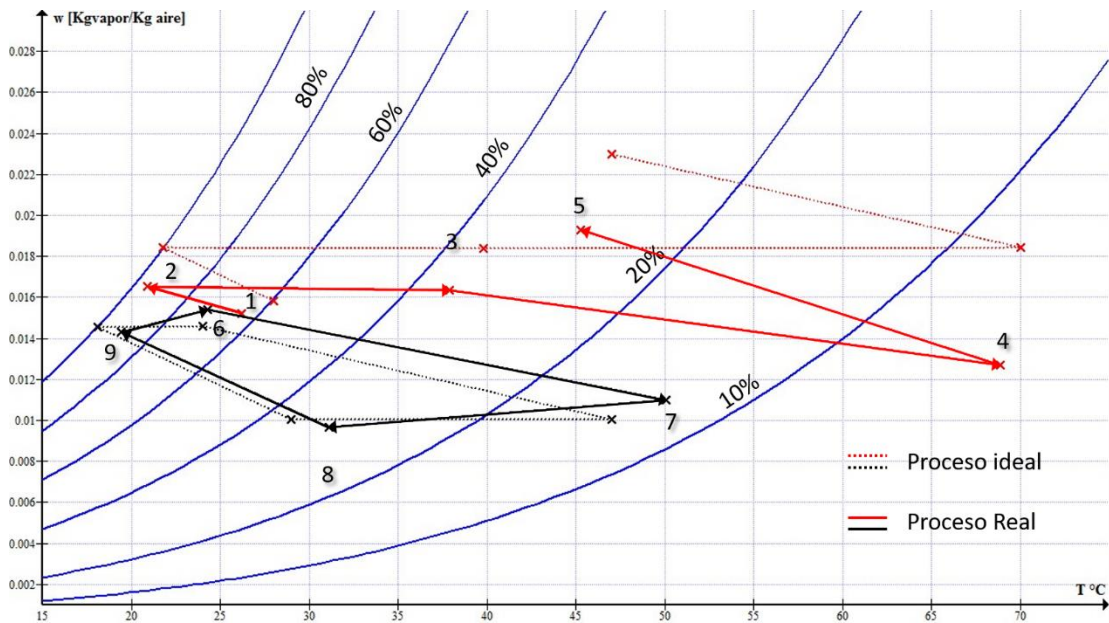
Temperatura de regeneración °C	Potencia resistencia del local [W]	Potencia resistencia de regeneración [KW]
55	251	1,30
60	284	1,48
65	301	1,69
70	317	1,86

Tabla 15. COP real del sistema.

Temperatura de regeneración °C	COP
55	0,19
60	0,19
65	0,18
70	0,17

Adicionalmente, pueden ser comparados los estados teóricos modelados en el capítulo 3 y los realmente obtenidos por el sistema según el sensor utilizado. Dicha información puede encontrarse en la siguiente figura:

Figura 48. Resultados obtenidos con una temperatura de regeneración de 70°C.

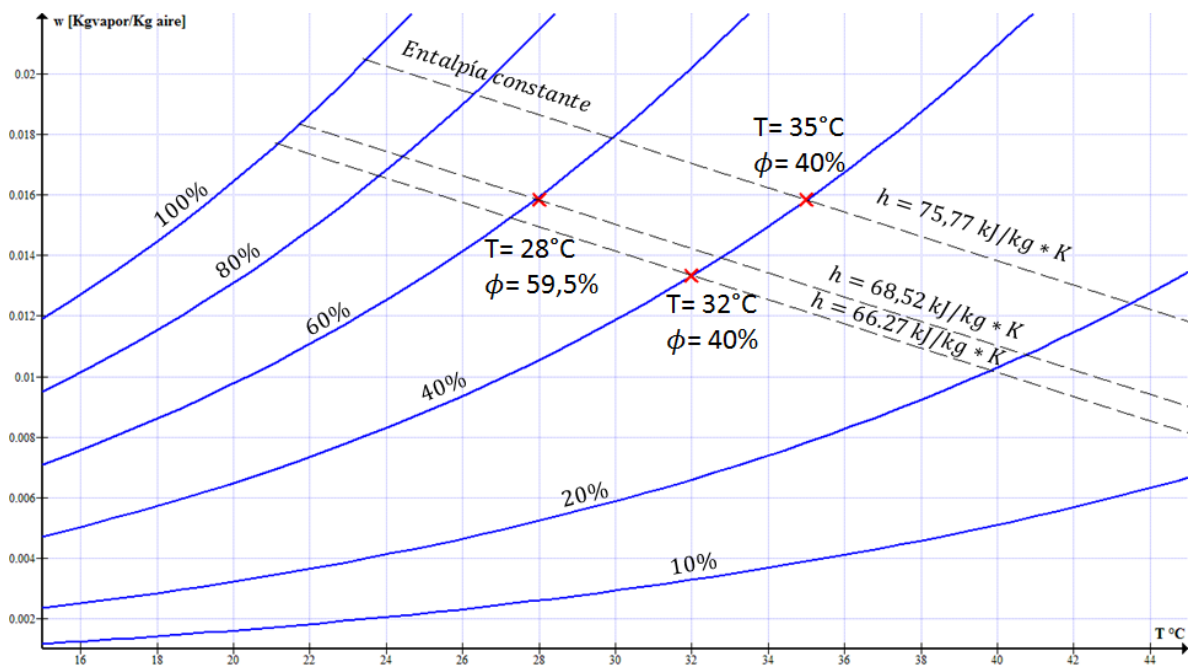


Las diferencias obtenidas entre los procesos ideal y real se atribuyen a la dificultad para modelar el comportamiento de la rueda desecante y, por tanto, su menor capacidad desecante en el prototipo; la imposibilidad para obtener saturación en los procesos de humidificación y, por lo tanto, un menor enfriamiento que el esperado y del error de precisión de los sensores utilizados, lo que se refuerza observando en la Figura 48 la variación de humedad en procesos netamente sensibles, como los procesos: 7-8, 9-6, 2-3 y 5-4 (especialmente en este), y que probablemente se deba a la variación de precisión que sufre el sensor con los cambios de temperatura.

6. ANÁLISIS COMPARATIVO

Se comparan los resultados con el diseño mismo del enfriador evaporativo con un sistema convencional por compresión de vapor y con un sistema simple de enfriamiento evaporativo (sin desecación o preenfriamiento). La comparación se realiza en 3 escenarios: para condición ambiente en Bucaramanga, para 35°C y 40% de humedad relativa (entalpía mayor que la de del aire en Bucaramanga) y para 32°C y 40% de humedad relativa (entalpía menor que la del aire en Bucaramanga).

Figura 49. Diferentes condiciones atmosféricas tomadas en cuenta para el análisis comparativo.



Los datos del sistema por compresión de vapor son obtenidos de un catálogo y pueden encontrarse en el anexo C. Dicha unidad presenta los siguientes parámetros de operación:

- Capacidad nominal (mín – máx) [KW]: 2,05 (0,75 – 2,40)
- COP nominal (mín – máx): 4,56 (3,13 – 4,32)
- Volumen de aire [m³/min] ([m³/s]): 10 (0,167)

La comparación entre sistemas puede resumirse en la siguiente tabla:

Tabla 16. Comparación entre sistemas de aire acondicionado para las condiciones ambiente de Bucaramanga.

	Sistema por compresión de vapor	Sistema por enfriamiento evaporativo simple	Sistema por enfriamiento evaporativo mejorado
Desempeño (COP)	4,56	-	0,2
Peso [Kg]	39	-	200
Volumen ocupado [m ³]	0,175	-	0,273
Flujo de aire [m ³ /s]	0,167	0,91	0,34
Costo del equipo [\$]	3'500.000	1'000.000	8'000.000
Control de humedad	Bueno	Nulo	Presenta dificultad*

* Para mantener también control sobre la humedad, se requeriría disminuir el humedecimiento del aire, disminuyendo la capacidad del sistema.

Tabla 16. (continuación)

Tipo de energía requerida	Eléctrica	-	Térmica
Costo de la energía	361,9 [\$/KWh]	-	-

Tabla 17. Comparación entre sistemas por enfriamiento evaporativo simple y mejorado para diferentes condiciones ambiente.

	Sistema por enfriamiento evaporativo simple			Sistema por enfriamiento evaporativo mejorado		
	28°C	32	35	28°C	32	35
T_{amb} °C	28°C	32	35	28°C	32	35
Φ_{amb}	59,5%	40%	40%	59,5%	40%	40%
m_{w1} [ml/h]	-	-	-	3238	6953	10540
m_{w2} [ml/h]	8400	11664	75037	5626	8840	14039
m_D [Kg]	-	-	-	116	179	303
Q_{in} [KW]	-	-	-	10,5	15,1	21,8
Q_R [KW]	-	-	-	2,05	2,05	2,05
m_{aire} [Kg/s]	0,91	0,73	4,42	0,35	0,43	0,61

Como se observa en la Tabla 17, para todos los escenarios planteados se mantienen las tendencias: el requerimiento de vaporización de agua es similar tanto para el sistema por enfriamiento evaporativo simple como para el sistema por enfriamiento evaporativo mejorado, sin embargo, con el sistema por enfriamiento evaporativo simple se requiere un flujo de aire considerablemente mayor y, a medida que la temperatura ambiente aumenta, el incremento en el flujo de aire también lo hace, por lo que se interpreta que para en cierto punto, el sistema no podrá obtener de ningún modo la temperatura deseada para el local (debido a que esta sería menor que la temperatura de bulbo húmedo del

ambiente); mientras que para el sistema por refrigeración evaporativa mejorado, el incremento del flujo de aire requerido a medida que se incrementa la temperatura ambiente no crece tan marcadamente.

6.1 EVALUACIÓN PARA CONDICIONES AMBIENTE DE BUCARAMANGA

6.1.1 Sistema por refrigeración evaporativa mejorada. Para una comparación entre sistemas equivalentes, se diseña un sistema de aire acondicionado por enfriamiento evaporativo con la misma capacidad nominal que tiene el sistema por compresión de vapor (2,05 [KW]), sabiendo que las temperaturas y humedades serían las mismas pero no los parámetros de los procesos involucrados. Los datos se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 18. Parámetros de procesos del ciclo de refrigeración evaporativa para una capacidad de 2,05 [KW] y una temperatura de regeneración de 70 °C.

1-2 , humidificador 1 (enfriamiento evaporativo indirecto)	m_{w1} [ml/h]	3238
8-9 , humidificador 2 (enfriamiento evaporativo directo)	m_{w2} [ml/h]	5626
Masa de elemento desecante (silica gel)	m_D [Kg]	116
3-4 , calentador	Q_{in} [KW]	10,5
9-6 , local a climatizar	Q_R [KW]	2,05
Flujo másico de aire	m_{aire} [Kg/s]	0,35

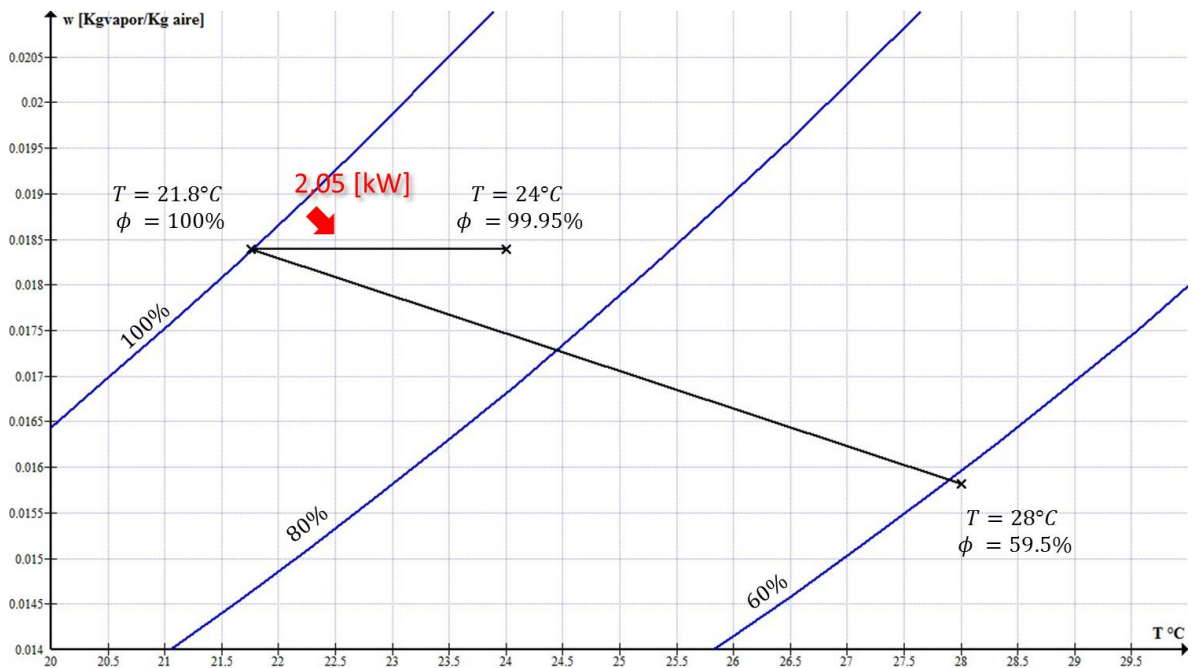
6.1.2 Sistema por refrigeración evaporativa simple. Se diseña un sistema de enfriamiento evaporativo simple para las condiciones ambientales planteadas en el capítulo 3 (28 °C y 59,5% de humedad relativa), para 2,05 [KW] y temperatura de local de 24 °C, de modo que sea comparable con los demás sistemas.

Se asume condición de saturación posterior al proceso de humidificación y se encuentra:

Tabla 19. Datos de diseño para un sistema de enfriamiento evaporativo simple, con capacidad de 2,05 [KW] y para temperatura de local de 24°C.

Flujo másico de aire	m_a [Kg/s]	0,91
Humidificador	m_w [ml/h]	8400

Figura 50. Diagrama para el sistema por refrigeración evaporativa simple con condiciones ambiente de Bucaramanga.



6.2 EVALUACIÓN PARA AIRE CON ENTALPÍA MENOR QUE LA DEL AIRE EN BUCARAMANGA

Se realiza el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire por refrigeración evaporativa simple y mejorado para condiciones ambiente de 32°C y humedad relativa de 40%.

6.2.1 Sistema por refrigeración evaporativa mejorada. Los datos involucrados se presentan en la Tabla 20 y las condiciones del proceso en la siguiente figura:

Figura 51. Diagrama para el sistema por refrigeración evaporativa mejorado con aire con menor entalpía que el de Bucaramanga. P=90,7 [KPa]

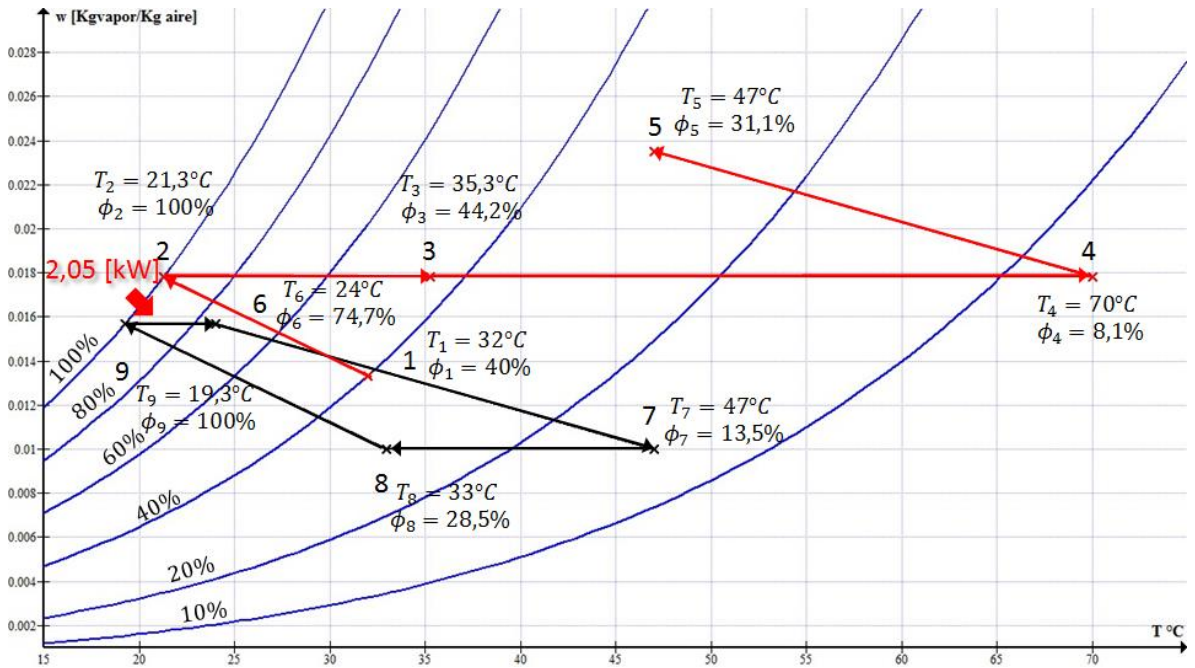


Tabla 20. Parámetros de procesos del ciclo de refrigeración evaporativa para una capacidad de 2,05 [KW] y una temperatura de regeneración de 70 °C.

1-2, humidificador 1 (enfriamiento evaporativo indirecto)	m_{w1} [ml/h]	6953
8-9, humidificador 2 (enfriamiento evaporativo directo)	m_{w2} [ml/h]	8840
Masa de elemento desecante (silica gel)	m_D [Kg]	179
3-4, calentador	Q_{in} [KW]	15,1
9-6, local a climatizar	Q_R [KW]	2,05
Flujo másico de aire	m_{aire} [Kg/s]	0,43

6.2.2 Sistema por refrigeración evaporativa simple. Los datos involucrados se presentan en la Tabla 21 y las condiciones del proceso en la siguiente figura:

Figura 52. Diagrama para el sistema por refrigeración evaporativa simple con aire con menor entalpía que el de Bucaramanga. P=90,7 [KPa]

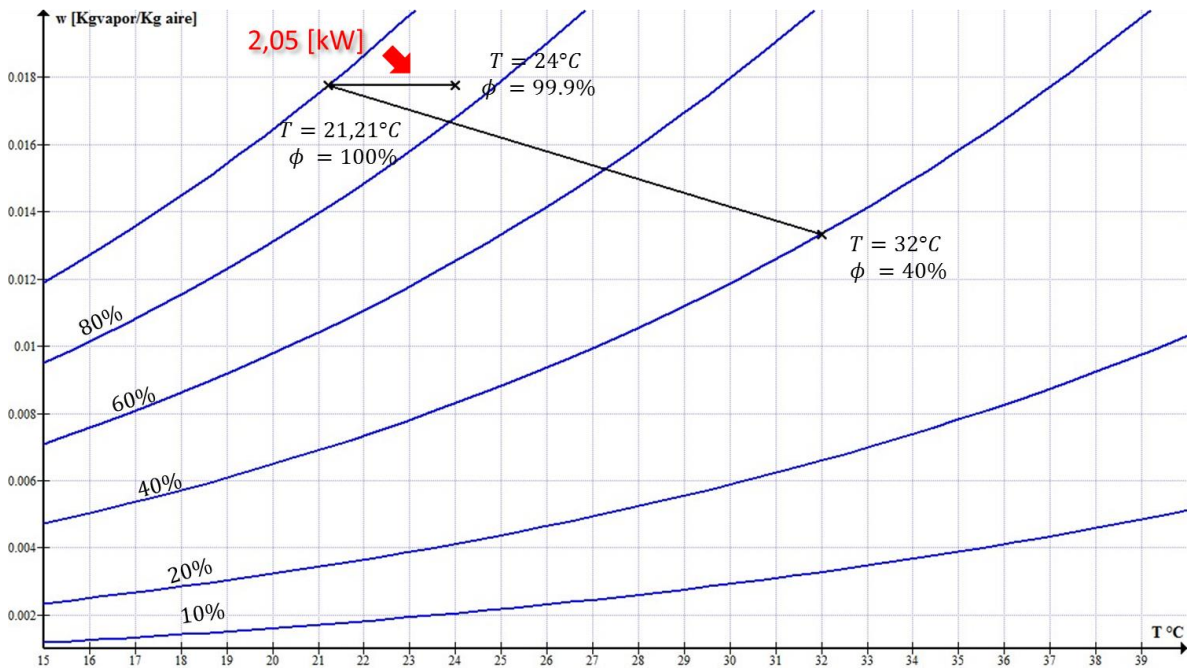


Tabla 21. Datos de diseño para un sistema de enfriamiento evaporativo simple, con capacidad de 2,05 [KW] y para temperatura de local de 24°C.

Flujo másico de aire	m_a [Kg/s]	0,73
Humidificador	m_w [ml/h]	11664

6.3 EVALUACIÓN PARA AIRE CON ENTALPÍA MAYOR QUE LA DEL AIRE EN BUCARAMANGA

Se realiza el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire por refrigeración evaporativa simple y mejorado para condiciones ambiente de 35°C y humedad relativa de 40%.

6.3.1 Sistema por refrigeración evaporativa mejorada. Los datos involucrados se presentan en la Tabla 22 y las condiciones del proceso en la siguiente figura:

Figura 53. Diagrama para el sistema por refrigeración evaporativa mejorado con aire con mayor entalpía que el de Bucaramanga. $P=90,7$ [KPa]

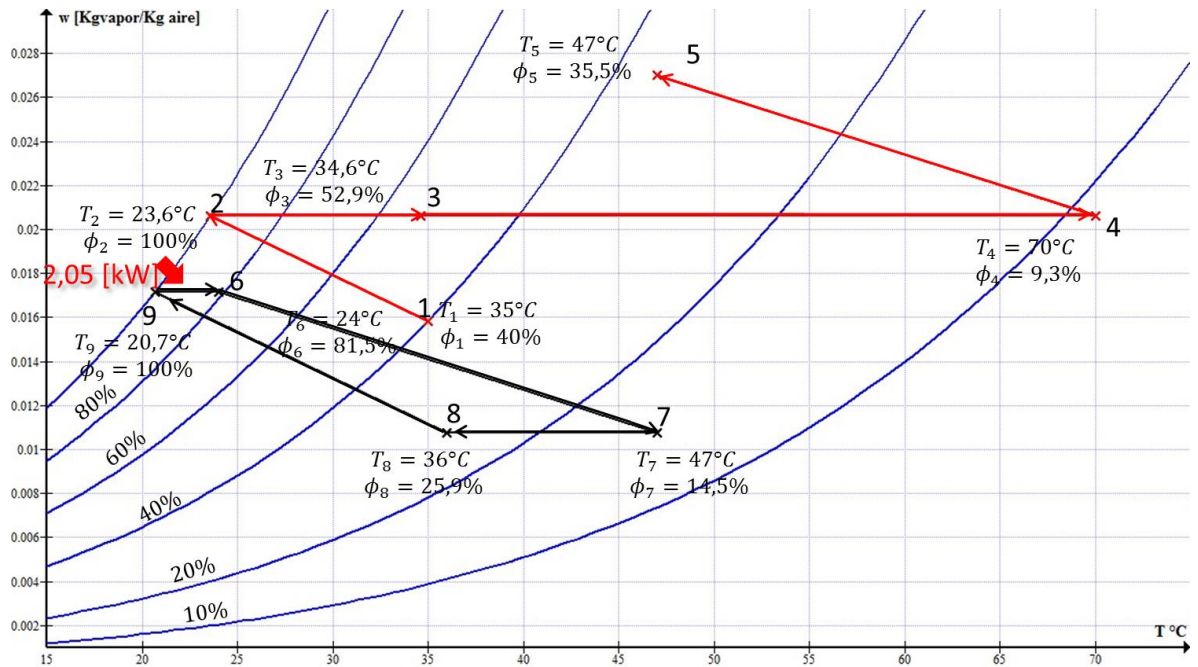


Tabla 22. Parámetros de procesos del ciclo de refrigeración evaporativa para una capacidad de 2,05 [KW] y una temperatura de regeneración de 70 °C.

1-2, humidificador 1 (enfriamiento evaporativo indirecto)	m_{w1} [ml/h]	10540
8-9, humidificador 2 (enfriamiento evaporativo directo)	m_{w2} [ml/h]	14039
Masa de elemento desecante (silica gel)	m_D [Kg]	303
3-4, calentador	Q_{in} [KW]	21,8
9-6, local a climatizar	Q_R [KW]	2,05
Flujo másico de aire	m_{aire} [Kg/s]	0,61

6.3.2 Sistema por refrigeración evaporativa simple. Los datos involucrados se presentan en la Tabla 23 y las condiciones del proceso en la siguiente figura:

Figura 54. Diagrama para el sistema por refrigeración evaporativa simple con aire con mayor entalpía que el de Bucaramanga. P=90,7 [KPa]

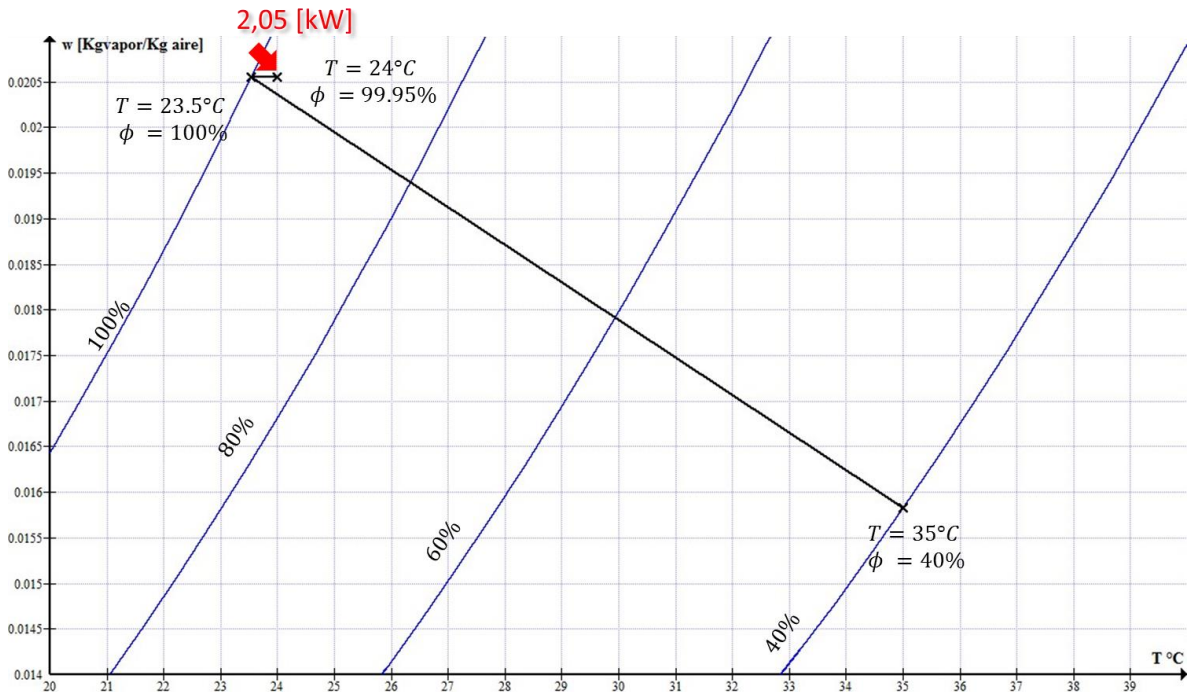


Tabla 23. Datos de diseño para un sistema de enfriamiento evaporativo simple, con capacidad de 2,05 [KW] y para temperatura de local de 24°C.

Flujo másico de aire	$m_a \text{ [Kg/s]}$	4,42
Humidificador	$m_w \text{ [ml/h]}$	75037

6.4 ANÁLISIS DE DESEMPEÑO

El COP alcanzado por el sistema es de alrededor de 0,2, no alcanza siquiera la unidad y, de hecho, esta tendencia puede encontrarse en otros documentos sobre este tipo de sistemas²⁷²⁸.

²⁷ JAIN, S. y DHAR, P. L. Op. cit.

El desempeño de un sistema similar por compresión de vapor, control continuo (tecnología INVERTER), es de 4,56.

Como puede observarse, el desempeño de un sistema convencional, es muy superior al de un sistema por refrigeración evaporativa (con previa desecación).

6.5 ANÁLISIS ECONÓMICO

6.5.1 Análisis del costo de operación. El desempeño de un sistema por compresión de vapor es muy superior, no obstante, puede plantearse una comparación de costos asociados a la energía requerida para la operación de los sistemas.

Se conoce que la energía eléctrica para el sector industrial tuvo un costo, en promedio, de 361,9 [\$/KWh]²⁹ (11,98ctv. \$USD/KWh), durante el primer trimestre de 2015, por lo que puede calcularse que el costo de operación del equipo de acondicionamiento de aire (por compresión de vapor) sería de 79,36 [\$/KWh] o de 0,092 [\$/Kcal] (precio por unidad de calor extraído del local).

Por otra parte, si se supone como fuente de calor el gas natural (como es usual), puede determinarse un costo asociado a la energía térmica requerida por el sistema por enfriamiento evaporativo. El costo del gas natural en Colombia durante el primer semestre del 2015 puede encontrarse en el anexo D (dato encontrado en la página web de ECOPELROL) y es de 14,73 [\$/MJ] (5,1447

²⁸ WANG, R. y OLIVEIRA, R. Adsorption refrigeration –an efficient way to make good use of waste heat and solar energy. En: INTERNATIONAL SORPTION HEAT PUMP CONFERENCE (2005: Denver, CO, USA). Denver: 2005. 22 p.

²⁹ ¿Por qué es tan cara la energía eléctrica en Colombia? / Revista Dinero (agosto de 2015). Disponible en: <<http://www.dinero.com/pais/articulo/costos-energia-colombia/212216>> [citado en julio 26 de 2017]

[\$USD/MBTU]), por lo que puede calcularse que el costo de operación del equipo, para un COP de 0,2, sería de 0,308 [\$COP/Kcal].

Puede observarse que, aun considerando el menor costo de la energía térmica comparada con la energía eléctrica, el sistema evaporativo mejorado presenta un mayor costo por unidad de carga térmica respecto de un sistema convencional por compresión de vapor, por lo que se deduce que el sistema por enfriamiento evaporativo solo presenta una ventaja mediante el uso de calor residual como fuente de energía.

Tabla 24. Comparación de costos de operación.

	Sistema por compresión de vapor	Sistema por enfriamiento evaporativo mejorado
Tipo de energía utilizada	Eléctrica	Térmica
Costo de la energía	361,9 [\$/KWh]	14,73 [\$/MJ] (gas natural)
Costo de operación [\$/Kcal] (por unidad de calor retirado)	0,092	0,308

6.5.2 Análisis del costo de la inversión. Los datos sobre el costo de fabricación del proyecto se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 25. Costos de fabricación del acondicionador de aire por refrigeración evaporativa.

Concepto	Valor
Equipos adquiridos	\$ 320.000
Materiales	\$ 700.000
Mano de obra	\$150.000
Total	\$1'170.000

Comparando los datos de la Tabla 11 y la Tabla 18, se nota que la razón entre las masas de material desecante es idéntica a la razón entre las capacidades térmicas de los sistemas ($2,05/0,3=6,83$), por lo que, asumiendo una relación proporcional en los costos, un sistema de la misma capacidad que el de compresión de vapor presentado, tendría un costo aproximado de 8 millones de pesos colombianos.

Por otra parte, el costo encontrado para el sistema por compresión de vapor es de alrededor de \$ 3'500.000, un valor considerablemente inferior al del sistema presentado en el proyecto.

Para el caso del sistema por enfriamiento evaporativo simple, se calcula el número de dispositivos ultrasónicos que se requeriría para el aporte de vapor necesario para obtener la saturación. Sabiendo que cada uno tiene una capacidad de vaporización de 400 [ml/h], se obtiene que se requerirían 21 unidades. Cada unidad tiene un costo de alrededor de 50.000 [\$], por lo que el costo del equipo sería de alrededor de un millón de pesos colombianos.

6.6 ANÁLISIS DE DIMENSIONES

Para los 116 [Kg] de gel de sílice necesarios para un sistema por ciclo mejorado de refrigeración evaporativa para 2,05 [KW] de carga térmica, correspondería un volumen de 0,155 [m³]. Adicionalmente se requeriría un volumen de intercambiadores 6,83 veces mayor (asumiendo la misma densidad de área) al construido (0,004 [m³]), lo que correspondería a alrededor de 0,027 [m³]. Tomando un volumen un 50% mayor al ocupado por la rueda y por el intercambiador (equipos más voluminosos), se requeriría un espacio de 0,273 [m³] y se espera un peso aproximado de 200 [Kg].

Por otra parte, el sistema por compresión de vapor presenta dimensiones de 29,5 x 91,9 x 19,4 [cm] (0,053 [m³]) y un peso de 9 [Kg], en la unidad interna, y de 54,2 x 78 x 28,9 [cm] (0,122 [m³]) y 30 [Kg] para la unidad externa; para un total de espacio requerido de 0,175 [m³] y un peso total de 39 [Kg].

Según lo anterior, puede observarse que se requiere de un espacio mayor en el caso del sistema con enfriamiento evaporativo mejorado, además de que requiere un soporte de mayor resistencia; una desventaja considerable frente a sistemas de refrigeración convencionales. Una de las razones para el gran espacio requerido es la dificultad para la construcción de la rueda desecante, debido al uso de material desecante en forma de partículas.

Tabla 26. Comparación de dimensiones

	Sistema por compresión de vapor	Sistema por enfriamiento evaporativo mejorado
Volumen requerido [m ³]	0,175	0,273
Peso del sistema [Kg]	39	200

7. CONCLUSIONES

Se diseñó y construyó un prototipo de acondicionador de aire que opera bajo el principio de refrigeración evaporativa, añadiendo etapas de desecación y de preenfriamiento para el aumento de la capacidad del sistema y que permite el aprovechamiento de calor de baja calidad.

Los desempeños (COP) presentados por los sistemas convencional y el estudiado durante el proyecto son de: alrededor de 0.2 para el sistema por desecación y refrigeración evaporativa y de alrededor de 4.5 para un sistema convencional por compresión de vapor. Lo anterior también conlleva también una diferencia en costo de energía, para retirar 1 [Kcal] de calor en un local se requerirían: 0.092 [\$] para el sistema convencional por compresión de vapor (energía eléctrica) y de 0.308 [\$] para el sistema por enfriamiento evaporativo mejorado (gas natural); por lo que el sistema por desecación y refrigeración evaporativa solo presenta una ventaja frente al sistema convencional bajo la condición de aprovechamiento de calor residual como fuente de calor.

El aumento de temperatura de regeneración del material desecante supone un aumento en el potencial de enfriamiento del sistema al lograr retirar una mayor cantidad de agua del material desecante: un aumento de 5°C en la temperatura de regeneración implica un aumento de entre 5 y 13% de la capacidad del sistema, no obstante, dicho aumento de capacidad decae a medida que se incrementa la temperatura de regeneración debido al mayor calentamiento del aire durante la etapa de secado. Además, el aumento de la temperatura implica un aumento del calor requerido lo que conlleva una disminución del desempeño del sistema (COP) de alrededor de 0,01 cada 5°C.

El sistema por desecación y refrigeración evaporativa permite obtener una temperatura entre 2 y 4°C menor que la obtenida en un sistema simple por refrigeración evaporativa (bajo condición de saturación), además de que permite obtener la temperatura deseada aunque esta sea menor que la temperatura de bulbo húmedo del ambiente aunque sea a costa de una gran cantidad de material desecante. Adicionalmente, para las condiciones de Bucaramanga, el sistema por refrigeración evaporativa simple requiere un flujo de aire 2,6 mayor que el sistema mejorado por refrigeración evaporativa y dicha diferencia se hace mayor para ambientes con mayor humedad (lo que implica una mayor temperatura de bulbo húmedo).

8. OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

Se recomienda el uso de una rueda desecante industrial debido a que por inconvenientes de construcción dado el modo manual de construcción empleado, se contó con una menor área de contacto entre el aire y el material desecante y fugas de aire.

Se recomienda la implementación de una segunda etapa de desecación mediante otro tipo de material (como zeolita) que permita obtener una más baja humedad relativa y con un interenfriamiento entre etapas de desecación, para incrementar la capacidad del sistema.

Se sugiere la evaluación de otro tipo de ciclo que incluya otra etapa de preenfriamiento en pro de un aumento en la capacidad del sistema, como es el caso del ciclo *Dunkle*.

Se plantea la posibilidad de modificar el control del sistema permitiendo la regulación no solo de la temperatura del local sino también de su humedad relativa (sistema MIMO) para lo cual el humedecimiento del aire no podría llegar a la saturación, lo que implicaría una disminución en la capacidad del sistema.

Dado el bajo requerimiento de la temperatura de regeneración, se propone la prueba del funcionamiento del equipo mediante energía solar.

BIBLIOGRAFÍA

DELORME, Marc *et al.* Guía de refrigeración solar. Disponible en: <<http://www.accion-solar.org/accion-solar/adjuntos/contenido-565-archivo.pdf>>

JAIN, S. y DHAR, P. L. Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycles for tropical hot and humid climates. En: International Journal of Refrigeration. Volumen 18, entrega No. 5, (1995), p. 287–296. ISSN 0140-7007.

RIVERA, Andrés; BEJARANO, Pedro y RODRÍGUEZ, Gerardo. Modelado de curvas de ruptura en la adsorción de agua sobre sílica gel y zeolita 4A. En: Revista facultad de ingeniería. No. 71 (Jun., 2014). Medellín: Universidad de Antioquia, 2014. p. 179-190.

RUIVO, Celestino; COSTA, José y RUI FIGUEREIDO, António. Heat and mass transfer in desiccant wheels. En: EL-AMIN, Mohamed (Ed.). Advanced topics in mass transfer. InTech, 2011. p 513-534. ISBN: 978-953-307-333-0. Disponible en: <<http://www.intechopen.com/books/advanced-topics-in-mass-transfer/heat-and-mass-transfer-in-desiccant-wheels>>

SUYONO, Tri *et al.* Theoretical and Experimental Analysis of Desiccant Wheel Performance for Low Humidity Drying System. En: WSEAS International Conference on System science and simulation in engineering (10°: 2011: Penang,

Malasia). Recent Researches in Power Systems & Systems Science. Penang: Zaharim *et al.*, 2011. p. 132-137

THULUKKANAM, Kuppan. Regenerators. En: Heat exchanger design handbook. 2 ed. Boca Ratón, Florida: CRC Press. p. 337-391.

WANG, R. y OLIVEIRA, R. Adsorption refrigeration –an efficient way to make good use of waste heat and solar energy. En: INTERNATIONAL SORPTION HEAT PUMP CONFERENCE (2005: Denver, CO, USA). Denver: 2005. 22 p.