



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA – DISEÑO BIOCLIMATICO

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA CUASI-PASIVO PARA LA
DESHUMIDIFICACIÓN DE ESPACIOS

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA
ENERGÍA – DISEÑO BIOCLIMATICO

P R E S E N T A:

EZEQUIEL RÍOS GARCÍA

TUTOR:

DAVID MORILLÓN GÁLVEZ
INSTITUTO DE INGENIERÍA

MÉXICO, D. F. AGOSTO 2013



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. José Diego Morales Ramírez

Secretario: Dr. David Morillón Gálvez

Vocal: Dr. Víctor Hugo Hernández Gómez

1^{er}. Suplente: Dr. Arturo Reinking Cejudo

2^d o. Suplente: Ing. Augusto Sánchez Cifuentes

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

MEXICO, DF. INSTITUTO DE INGENIERÍA, UNAM.
POZA RICA DE HIDALGO, VERACRUZ.

TUTOR DE TESIS:

DR. DAVID MORILLÓN GÁLVEZ

FIRMA

A mis padres Blanca y Ezequiel

A g r a d e c i m i e n t o s

Agradezco a mis padres, Blanca y Ezequiel, por darme siempre su cariño, guiarme en toda mi vida, apoyándome y dándome aliento. Les agradezco la oportunidad que me brindaron para conseguir otra de mis grandes metas.

A mi tutor el Dr. David Morillón Gálvez, por su amistad, su confianza, consejos, enseñanza, paciencia y sobre todo por su invaluable ayuda en el desarrollo de esta tesis.

A mis profesores, por su enseñanza y apoyo a lo largo del desarrollo de esta etapa, sobre todo a los doctores William Vicente y Rodríguez y Federico Méndez Lavielle por su inigualable ayuda brindada para la elaboración de este trabajo.

A Diana Velásquez Huerta, por tu ayuda, por tus consejos, por escucharme siempre, por tu amistad y por todos los momentos que hemos compartido.

A mis muy buenos amigos Ian Monsivais, Rubén Liévano, Marco Mora y Carlos Mercadillo, gracias a ustedes por ser un gran apoyo para mí durante esta etapa y brindarme su muy bonita amistad.

A mis padrinos Alma García Tejeda y Roberto Vázquez por todo su apoyo.

A Dios por todas sus bendiciones y por permitirme llegar hasta aquí.

Índice general

Nomenclatura	1
Resumen	4
Abstract	5
Introducción	6
Objetivo General	6
Objetivos particulares	6
I. Antecedentes	8
1.1. Estudios de los sistemas de deshumidificación con desecantes sólidos, aplicaciones y comparación de los diferentes tipos de desecante.....	8
1.2. Análisis de los antecedentes.....	12
II. Sistemas de deshumidificación	13
2.1A. Psicrometría.....	13
2.1A1. Conceptos y ecuaciones fundamentales de la psicrometría.....	13
2.1B. Ecuaciones de transporte.....	18
2.1B.1. Ecuación de la energía.....	18
2.1B.2. Ecuación del balance de masa para el transporte de una especie.....	20
2.1C. Termodinámica de la adsorción.....	22
2.1C.1. Ecuación de la Termodinámica de la adsorción.....	24
2.1C.1.1. Isoterma de Adsorción.....	24
2.1C.1.2. Transferencia de masa del fluido hacia las partículas sólidas...25	
2.1C.1.3. Equilibrio del contenido de agua en el desecante.....	25
2.1C.1.4. Calor generado por la adsorción de agua.....	26
2.2. Deshumidificación.....	27
2.2.1. Psicrometría.....	27
2.2.2. Deshumidificación por incremento de la presión.....	28
2.2.3. Deshumidificación por desecantes.....	28
III. Sistema deshumidificador propuesto	36
3.1. Consideraciones de diseño.....	37
3.1.1 Consideraciones para el diseño de la placa desecante.....	38

3.1.2	Consideraciones para el diseño del regenerador modelo.....	38
3.1.3	Efectos del aire de entrada sobre el desecante.....	38
3.1.4	Daños mecánicos ocasionados en la estructura debido al flujo de aire.....	39
3.2.	Componentes principales del sistema deshumidificador propuesto.....	40
3.3.	Descripción de los proceso del sistema deshumidificador propuesto.....	40
3.3.1	Proceso de deshumidificación.....	40
3.3.2	Proceso de regeneración del sistema.....	41
IV.	Análisis teórico	42
4.1.	Modelo matemático descriptivo de los cambios de humedad presentes en un espacio considerando el sistema desecante propuesto.....	42
4.1.1	Transporte de especie (humedad absoluta) en la habitación.....	43
4.1.2	Balance de energía en la habitación.....	46
V.	Validación del sistema deshumidificador propuesto; análisis experimental y numérico, caso de estudio: Poza Rica, Veracruz	49
5.1.	Clima de la localidad (Poza Rica, Veracruz).....	49
5.2.	Estudio experimental del prototipo del sistema deshumidificador	54
5.2.1.	Obtención de la cantidad necesaria de sílica gel para el prototipo experimental.....	54
5.2.2.	Planos del prototipo experimental.....	57
5.2.3.	Componentes y materiales constructivos del prototipo experimental..	60
5.2.4.	Equipo de medición.....	63
5.2.4.1.	Equipo de medición para el proceso de adsorción.....	63
5.2.4.2.	Equipo de medición para el proceso de desorción.....	64
5.2.5.	Resultados de la medición.....	65
5.2.5A.	Resultados de la medición en el proceso de adsorción.....	65
5.2.5B.	Resultados de la medición en el proceso de desorción.....	69
5.3.	Análisis numérico del prototipo experimental	71
5.4.	Comparación del análisis numérico y experimental.....	78
5.5.	Análisis numérico del sistema desecante instalado en una habitación de dimensiones reales.....	80
5.5.1.	Obtención de la cantidad necesaria de sílica gel para la habitación	81
5.5.2.	Diseño del colector solar.....	84
5.5.3.	Planos y materiales de la habitación con el sistema deshumidificador....	86
5.5.4.	Análisis numérico del proceso de adsorción.....	89

5.3.2.4. Análisis numérico del proceso de desorción.....	94
VI. Conclusiones y recomendaciones	97
Referencias	99
Índice de figuras	103
Índice de tablas	105

Nomenclatura

Lista de símbolos

A_D	Área libre del ducto [$A_D = L_{D1} * W_D$]	$[m^2]$
C_i	Concentración del vapor de agua en el aire (Humedad absoluta)	$[\frac{kg_{Agua}}{kg_{Aire}}]$
C_{inf}	Humedad absoluta horaria infiltrada del exterior hacia el espacio interior	$[\frac{kg_{Agua}}{kg_{Aire} * hr}]$
C_h	Humedad absoluta horaria producida por los ocupantes	$[\frac{kg_{Agua}}{kg_{Aire} * hr}]$
C_{ven}	Humedad absoluta horaria que ingresa hacia el espacio interior por medio de la ventilación	$[\frac{kg_{Agua}}{kg_{Aire} * hr}]$
C_∞	Humedad absoluta horaria del medio ambiente	$[\frac{kg_{Agua}}{kg_{Aire} * hr}]$
\dot{C}	Humedad horaria producida por los ocupantes	$[0.06 \frac{kg_{Agua}}{hr}]$
c_{pa}	Calor específico a presión constante del aire	$[1.005 \frac{kJ}{kgK}]$
D_{ia}	Coefficiente de difusión del vapor de agua en el aire	$[\frac{m^2}{s}]$
$E_{0,1}, E_{0,2}, W_{0,1}, W_{0,2}$	Parámetros multi-temperatura	$[-]$
G	Sumas de flujos y ganancias de calor horarios por unidad de volumen en la habitación	$[\frac{kJ}{m^3 hr}]$
\dot{G}	Flujo volumétrico de aire que fluye por encima de la placa desecante	$[\frac{m^3}{hr}]$
H_T	Altura total del prototipo experimental y de una habitación	$[m]$
H_h	Altura del espacio interior del prototipo experimental y de la habitación	$[m]$
h	Coefficiente convectivo de transferencia de calor	$[\frac{W}{m^2K}]$
h_{ah}	Entalpía del aire húmedo	$[\frac{kJ}{kg_{Aire}}]$
h_a	Entalpía del aire seco	$[\frac{kJ}{kg_{aire seco}}]$
h_g	Entalpía del vapor de agua	$[\frac{kJ}{kg_{vapor de agua}}]$
h_{masa}	Coefficiente convectivo de transferencia de masa	$[\frac{m}{s}]$
\bar{h}	Calor de adsorción por unidad de masa adsorbida	$[\frac{kJ}{kg_{vapor de agua}}]$
J_i	Término de difusión de Fick	$[\frac{kg_{especie}}{m * s}]$

K	Conductividad térmica	$\left[\frac{W}{m * K}\right]$
L_c	Longitud característica de la placa de sílica gel	$[m]$
L_{D1}	Altura del ducto $[W_D + W_p]$	$[m]$
L_{D2}	Ancho del ducto	$[m]$
L_h	Longitud del espacio interior del prototipo experimental y de la habitación	$[m]$
L_p	Longitud de la placa de sílica gel $[L_p = L_c]$	$[m]$
m_a	Masa del aire seco	$[kg]$
m_g	Cantidad máxima de humedad que el aire puede contener	$[kg]$
m_v	Masa del vapor de agua	$[kg]$
\dot{m}	Flujo másico	$\left[\frac{kg}{hr}\right]$
P	Presión total del aire húmedo	$[kPa]$
P_a	Presión del aire seco	$[kPa]$
P_v	Presión del vapor de agua	$[kPa]$
Q_i	Flujo de calor por infiltración	$\left[\frac{kJ}{m^3 hr}\right]$
Q_{is}	Flujo de calor sensible por infiltración	$\left[\frac{kJ}{m^3 hr}\right]$
Q_{iL}	Flujo de calor latente por infiltración	$\left[\frac{kJ}{m^3 hr}\right]$
Q_{iso}	Generación de calor por adsorción	$\left[\frac{kJ}{m^3 hr}\right]$
Q_H	Generación de calor de los ocupantes	$\left[\frac{kJ}{m^3 hr}\right]$
Q_P	Flujo de calor en las paredes	$\left[\frac{kJ}{m^3 hr}\right]$
Q_v	Flujo de calor por ventilación	$\left[\frac{kJ}{m^3 hr}\right]$
Q_{vs}	Flujo de calor sensible por ventilación	$\left[\frac{kJ}{m^3 hr}\right]$
Q_{vL}	Flujo de calor latente por ventilación	$\left[\frac{kJ}{m^3 hr}\right]$
R_a	Constante R del aire	$\left[0.287 \frac{kJ}{kgK}\right]$
R_i	Reacción química que genera o destruye la especie i -ésima	$\left[\frac{kg_{Agua}}{kg_{Aire} * hr}\right]$
R_{eL}	Numero de Reynolds	$[-]$
R_v	Constante R del vapor de agua	$\left[0.4615 \frac{kJ}{kgK}\right]$
S_i	Fuente de producción de la especie i -ésima	$\left[\frac{kg_{Agua}}{kg_{Aire} * hr}\right]$

Sc	Número de Schmidt del vapor de agua en aire	[0.6]
Sh	Número de Sherwood	[-]
T	Temperatura del aire húmedo	[K]
T_{∞}	Temperatura ambiente	[K]
t	Tiempo	[Horas]
t_c	Espesor del cristal en el prototipo experimental	3[mm]
t_u	Espesor de las paredes de unicel en el prototipo experimental	2.54[cm]
\dot{V}	Flujo volumétrico del ventilador o de la ventilación en una ventana	$\frac{m^3}{hr}$
$Vol_{Habitación}$	Volumen de la habitación	$[m^3]$
$Vol_{Prototipo}$	Volumen del prototipo	$[m^3]$
Vol_p	Volumen de la pared	$[m^3]$
V_p	Volumen del poro	$[cm^3/g]$
\bar{v}	Velocidad media en el ducto	$\frac{m}{s}$
W	Contenido de agua en la sílica gel	$\frac{kg_{Agua}}{kg_{Sólido}}$
W^*	Máximo contenido de agua en la sílica gel	$\frac{kg_{Agua}}{kg_{Sólido}}$
W_D	Altura libre del ducto	[m]
W_h	Longitud de fondo del espacio interior del prototipo y habitación	[m]
W_p	Altura de la placa de sílica gel	[m]
Letras griegas		
α	Difusividad térmica	$\frac{m^2}{s}$
ϵ	Fracción vacía de la cama desecante	[-]
ℓ	Trabajo isotérmico	$\frac{kJ}{kg_{agua}}$
ρ	Densidad del aire	$[1.165 \frac{kg}{m^3}]$
ρ_b	Densidad aparente de la sílica gel	$[721 \frac{kg}{m^3}]$
μ	Viscosidad absoluta del aire	$[1.86 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}]$
ϕ	Humedad relativa	[%]
ω	Humedad absoluta	$\frac{kg_{Agua}}{kg_{Aire}}$
ω_i	Fracción i-ésima de una especie	$\frac{kg_{especie}}{kg_{Disolvente}}$
ω_{ext}	Humedad absoluta promedio del exterior	$\frac{kg_{Agua}}{kg_{Aire}}$

Resumen

Este trabajo de investigación, inicia con la descripción de los sistemas desecantes actuales, así como también la descripción de los materiales desecantes más importantes, enfocándose en los sistemas que utilizan desecantes sólidos.

Se propone el diseño de un sistema cuasi-pasivo de deshumidificación el cual podrá ser usado en espacios interiores ubicados en regiones muy húmedas, trayendo como consecuencia un aumento en el confort y una disminución de la carga de enfriamiento o calentamiento al haber una reducción de la cantidad de humedad en el aire. La propuesta de diseño, se basa en consideraciones para lechos desecantes en torres de secado de gas, tanto en su proceso de adsorción como de regeneración.

Una vez obtenido el diseño del sistema desecante, se recurren a las ecuaciones generales de transporte de energía, conservación de especie y las ecuaciones constitutivas de la termodinámica de la adsorción. Esto con el fin de obtener un modelo matemático que describa el comportamiento de las variables humedad y temperatura del aire dentro de la habitación una vez instalado el sistema desecante.

Posteriormente, se construye un prototipo experimental a escala del sistema desecante, esto con dos propósitos; el primero para observar la eficacia del mismo y el segundo para validar el modelo matemático propuesto con los datos medidos. Las pruebas experimentales y analíticas, son realizadas en la ciudad de Poza Rica, Veracruz, región cálida-húmeda.

Los resultados experimentales muestran una gran eficacia del sistema, la medición de humedad relativa interior con respecto a la exterior tiene una diferencia promedio de 18% aproximadamente con una diferencia promedio de menos de 2°C. Siendo la diferencia más grande de humedad relativa entre el interior y exterior en el periodo de adsorción de 23.2%. Con respecto a la humedad relativa de confort, (50% de acuerdo a la ASHRAE), la diferencia promedio es del 13% por encima de está, por lo que se puede decir que el uso del sistema aproxima de manera apreciable las condiciones de humedad relativa a las de confort.

Sobre el modelo matemático, se valida a partir de la comparación cuantitativa de los resultados experimentales y numéricos. Y se determinó que el modelo matemático predice con bastante confiabilidad el comportamiento de la temperatura (Error promediado comparado con los datos experimentales 1.454%) y la humedad relativa (Error promediado 4%). Al haber validado el modelo analítico propuesto, este se emplea para evaluar una habitación de dimensiones reales con diseño aleatorio ubicada en la ciudad de Poza Rica, Veracruz. Se obtuvieron humedades relativas en el interior de la habitación a lo largo del periodo de análisis que se acercan con un promedio de 4% encima del valor de confort y una diferencia promedio de humedades relativas entre el interior y exterior de poco más del 20%.

Abstract

This research begins with a description of current desiccant systems, as well as the description of the most important desiccant materials, focusing on systems that use solid desiccants.

It is proposed to the design of a quasi-passive dehumidification which can be used indoors located in very humid region, consequently resulting in increased comfort and a decline in cooling or heating load to be a reduction in the amount of moisture in the air. The proposed design is based on desiccant beds considerations for gas drying towers, both in the process of adsorption and regeneration.

Once obtained the desiccant system design, will resort to general transport equations of energy, conservation of species and the constitutive equations of thermodynamics of adsorption. This in order to obtain a mathematical model that describes the behavior of the variables of air temperature and humidity inside the room after installing the desiccant system.

Subsequently, it is constructed an experimental prototype desiccant system at this for two purposes, the first to observe the effectiveness of it and the second to validate the proposed mathematical model with the measured data. Experimental and analytical tests are performed in the city of Poza Rica, Veracruz, warm-humid region.

The experimental results show a high efficiency of the system, measurement of relative humidity inside with respect to the outside has an average difference of about 18% with an average difference of less than 2 ° C. Being the largest difference in relative humidity between the inside and outside in the adsorption period 23.2%. With regard to the relative humidity of comfort, (50% according to ASHRAE), the average difference of 13% is over, so it can be said that use of the system appreciably closer moisture conditions concerning comfort.

About the mathematical model, it is validated from the quantitative comparison of experimental and numerical results. And it is determined that the mathematical model predicts fairly reliable temperature behavior (error averaged compared to experimental data 1.454%) and relative humidity (Error averaged 4%). Having validated the proposed analytical model, this is used to evaluate an actual dimensions room with a design randomized located in the city of Poza Rica, Veracruz. Were obtained relative humidities inside the room throughout the period of analysis approach with an average of 4% above the value of comfort and average difference of relative humidities between the inside and outside of just over 20%.

Introducción

Una humedad relativa alta influye negativamente en el confort y en la salud, pero también, perjudica la conservación de las estancias y de los bienes que en ellas se encuentran.

En lo referente a la salud, un exceso de humedad origina la aparición de hongos, moho, y la proliferación de microorganismos y gérmenes perjudiciales. Además contribuye a agravar dolencias como el asma, el reumatismo o la artritis. También, este exceso, puede llegar a causar grandes desperfectos en interiores de casas y centros de trabajo: alteración de estructuras y muebles, desprendimiento de pintura, oxidación de aparatos electrónicos, etc.

Por todos estos motivos, el uso de un deshumidificador en circunstancias de humedad excesiva, se convierte en imprescindible más allá de la sensación de confort que por supuesto proporcionan (eliminación de humedad, malos olores, mejor sensación térmica, etc.).

La forma más común de deshumidificar un espacio es con la utilización de sistemas de acondicionamiento de aire mecánico que son parte esencial de la demanda de energía eléctrica en los edificios. La instalación de estos equipos trae como consecuencia un costo económico, energético e impacto ambiental, debido al origen de la energía que consumen. Aproximadamente el 80% de la energía consumida en México proviene de la quema de hidrocarburos¹, por tal motivo es necesario buscar alternativas que provean al hombre de un confort higrotérmico sin necesidad de utilizar la energía convencional. Por ello el uso de sistemas pasivos (Cuasi-pasivos, híbridos) se vuelve útil y necesario para intentar alcanzar dicho confort utilizando al mínimo los recursos energéticos no renovables.

Objetivo general

- Diseñar y evaluar un sistema para deshumidificar de forma cuasi-pasiva el aire para la climatización de espacios.

Objetivos particulares

- Estudiar y revisar los diferentes sistemas desecantes utilizados para la climatización de espacios, así como también los materiales desecantes sólidos.
- Diseñar un sistema de deshumidificación pasiva utilizando desecantes sólidos.
- Desarrollar un modelo matemático que describa el comportamiento del sistema desecante propuesto una vez instalado para el acondicionamiento de aire en el interior de un espacio.
- Construir un prototipo experimental para simular el comportamiento del sistema desecante propuesto y así, demostrar la funcionalidad y efectividad del mismo.
- Validar el modelo matemático desarrollado, comparando los datos medidos del prototipo experimental contra los obtenidos del modelo matemático aplicado al mismo prototipo bajo las mismas condiciones.

¹ Balance Nacional de Energía 2010

Hipótesis

Mediante el uso del sistema deshumidificador propuesto, se tratará al aire de manera que se logre así un acercamiento a las condiciones de confort higrotérmico en el interior del espacio de forma cuasi-pasiva.

Justificación

En el caso del acondicionamiento de aire para espacios donde el hombre hace uso de ellos el control de la humedad es necesario debido a que esta afecta de numerosas maneras, directa e indirectamente. Es un factor importante en nuestro balance de energía, sensación térmica, disconfort, sensación táctil de la ropa, salud y la calidad de percepción del aire.² Por tales motivos el presente trabajo propone el diseño de un sistema cuasi-pasivo de deshumidificación el cual podrá ser usado en ambientes muy húmedos trayendo como consecuencia un aumento en el confort y una disminución de la carga de enfriamiento o calentamiento al haber una reducción de la cantidad de humedad en el aire.

² Berglund, G .*Comfort and humidity, ASHRAE Journal; 40, 8, (1998).*

CAPÍTULO I

Antecedentes

Se tomó en cuenta para los antecedentes, trabajos sobre estudios teóricos y experimentales de la interacción del aire a través de materiales desecantes sólidos, así como también trabajos sobre el comportamiento de los mismos materiales (regeneración y potencial de adsorción debido a condiciones de temperatura y humedad).

1.1 Estudios de los sistemas de deshumidificación con desecantes sólidos, aplicaciones y comparación de los diferentes tipos de sistemas desecantes

Yavad y Bajpai (2012) Desarrollaron el estudio de la regeneración y la adsorción de diferentes desecantes como la sílica gel, la alúmina activa y el carbón vegetal para producir aire seco. El aire necesitado para la regeneración fue calentado en un tubo colector solar con una área superficial de 4.44 m². Los desecantes fueron regenerados a temperaturas en el rango de 54.3-68.3°C. El desempeño de la regeneración fue altamente afectada por la temperatura pero dependiente del contenido de humedad inicial, la temperatura de los desecantes, y la relación de flujo de la regeneración del aire. La comparación de los desempeños mostró que el aire caliente a una alta relación de flujo el tiempo de regeneración y el tiempo de adsorción fueron más cortos que aquellos desecantes que tuvieron relaciones de flujos bajos. Se observó que el sílica gel tiene un mejor desempeño para la regeneración y adsorción que la alúmina activa y el carbón vegetal.

Janetti y Ochs (2012) Realizaron una simulación 3D de la difusión del calor y la humedad a través de la envolvente de un edificio, considerando diferentes materiales constructivos, así como también materiales desecantes sólidos. Compararon los resultados de la simulación para distintos software comerciales. Plantearon un modelo matemático para describir temporalmente las condiciones dentro de la edificación pero, sin resolver dicho modelo.

Nastaj y Ambrozek (2009) Modelaron el comportamiento del secado de gases usando desecantes sólidos. Ellos plantean un sistema compuesto de dos "camas" de sílica gel en las cuales entra una cantidad de masa de gas húmedo y sale deshidratado. Para regenerar la adsorbencia del sistema, inyectan aire caliente con alto potencial de absorber humedad para después enfriarlo y, condensar ese aire húmedo para hacer la separación donde el aire sin humedad volverá a entrar al sistema. En su análisis solo atienden la etapa de adsorción de la sílica gel con respecto al gas húmedo y la etapa de regeneración que causa el aire caliente al entrar a las camas del desecante. En este análisis se

encontró que la temperatura y la humedad del aire que entra tienen un considerable impacto en el desempeño efectivo de la adsorción y la absorción.

Schijndel y Schellen (2009) presentaron un trabajo que describe a detalle el uso del paquete comercial COMSOL para mostrar el modelado del transporte de calor y humedad en la envolvente de edificaciones para su investigación.

Areemit N. y Sakamoto Y. (2007) estudiaron el comportamiento de un sistema pasivo que funciona para deshumidificar y enfriar utilizando parte de la estructura de la envolvente, su material (madera) como material desecante bajo condiciones de clima cálido-húmedo, ventilación óptima y energía solar para la operación del sistema. Junto con los cálculos numéricos del modelo se hicieron pruebas en una casa en Japón en verano del 2003 y 2004 bajo las condiciones climáticas antes mencionadas. El sistema funciona de la siguiente manera: por la noche el ático construido de madera absorbe la humedad del aire y la producida por el ocupante, el calor lo descarga hacia el exterior por irradiación nocturna, durante el día la radiación solar calienta el aire dentro del ático disminuyendo su humedad relativa lo que permite una mayor absorción de la humedad que la madera adquirió durante la noche al mismo tiempo que un ventilador expulsa el aire, regenerando así la capacidad de la madera de absorber la humedad durante la noche. El sistema operando a su capacidad nominal puede bajar la humedad de forma pasiva durante la noche de 4 a 5 g/kg de aire seco.

Hirunlabh et al (2007) desarrolló un estudio de la factibilidad de un sistema de aire acondicionado con desecantes en Tailandia. Condujeron el experimento a un cuarto con un volumen de 76.8m³ en el cual fue instalado el sistema de enfriamiento. Bajo las condiciones de la prueba, se recomienda 95 cm de espesor con una máxima relación de adsorción de 473g/h. Las tasas de porcentaje óptimas del aire fueron las siguientes: 70% de aire interior mezclado a 30% aire seco del cual la mitad es aire exterior. El ahorro de energía utilizando el desecante en el sistema comparado con el sistema sin el desecante fue aproximadamente del 24%.

Daou et al (2006) presentaron la factibilidad del sistema de enfriamiento con desecantes en diferentes climas, se dan las ventajas que ofrece en términos de ahorro de energía y costos. Se presenta como la adaptación de los desecantes en sistemas de enfriamiento como el tradicional sistema de compresión de vapor o el enfriamiento evaporativo resulta en mejoras en cuanto al desempeño y ahorro de energía.

Chui et al (2005) hizo la comparación de adsorbentes sólidos para un sistema de enfriamiento deshumidificante, los desecantes fueron 13X, el sílica gel, DH-5 y DH-7. Los resultados mostraron que las propiedades adsorbentes del DH-5 y DH-7 como desecantes son superiores a aquellos comúnmente usados (Sílica gel y Tamiz molecular 13X) y también encontró que la máxima capacidad de adsorción del agua en el DH-5 y DH-7 es de 0.72 y 0.73 Kg/Kg respectivamente.

Alpuche Cruz (2004) analizó estrategias de diseño bioclimático en zonas cálido-húmedo para alcanzar el confort térmico, observo que estas estrategias no eran suficientes y aplico equipo de aire acondicionado para alcanzar dicho punto, al hacerlo comparó tres tipos de sistemas (PSZ, PSZ mejorado y PTGSD usando desecantes), demostrando que los sistemas con desecantes tienen un mejor desempeño para el acondicionamiento del aire en lugares de alto contenido de humedad.

Camargo et al (2003) Presentaron un método de análisis termo-económico fundamentado en la primera y segunda ley de la termodinámica y aplicado a un sistema de enfriamiento evaporativo acoplado con un desecante sólido. El objetivo principal fue el uso del método llamado costo de manufactura exergético (EMC) aplicado a sistemas que operan en tres diferentes condiciones para minimizar costos de operación. Los parámetros básicos son la temperatura de reactivación y la relación R/P (Aire de reactivación/Aire del proceso). Los resultados comprobaron lo esperado, que la temperatura mínima de reactivación y la mínima relación R/P corresponden al más pequeño EMC en un sistema de este tipo.

Miller et al (2002) evaluó el desempeño de un sistema de aire acondicionado basado en desecantes el cual fue instalado en una escuela en Florida, donde se tiene un clima cálido-húmedo, encontró que el sistema es capaz de entregar altos volúmenes de aire a la escuela, mientras que se mantienen las condiciones de confort en el salón, reduciendo la carga del aire acondicionado debido a la reducción de humedad en el aire a enfriar.

Cruz Osnaya A. et al (2002) Propusieron un sistema de climatización pasiva para enfriamiento y deshumidificación. Proponen una modificación del muro Trombe, al cual se le añadirán desecantes sólidos. El diseño cuenta con una toma de aire la cual está instalada por debajo del suelo, para poder obtener una menor temperatura hasta llegar a la parte donde se encuentre la sección del muro donde se le retirara la humedad por medio de charolas que contiene desecantes sólidos. En la etapa de deshumidificación del aire es requerida una protección en la primer cara de vidrio del muro Trombe, ya que de entrar los rayos solares se calentaría el aire y esto alteraría la temperatura originando calentamiento. Para regenerar el sistema de adsorción se retira la protección calentando las charolas para después volverse a usar.

Henderson et al (2002) analizó el impacto de la deshumidificación por medio de desecantes en los niveles de humedad en el salón de clases.

Zhang y Niu (2002) compararon el desempeño de varios tipos de ruedas desecantes y dibujaron los diferentes procesos en la carta psicrométrica.

Pilatowsky Figueroa I. (2002) Describe los principios de la Psicrometría, y aplicaciones de los métodos de humidificación y deshumidificación para ser utilizados en el diseño arquitectónico. En su trabajo describe el funcionamiento de los desecantes sólidos y de su utilización en los sistemas de enfriamiento dando ejemplos de sistemas como el de ventilación, recirculación y el ciclo Dunkle.

Dai et al (2002) estudiaron un sistema híbrido de enfriamiento solar y lo compararon contra un sistema de refrigeración con solo adsorbentes sólidos y encontraron que el nuevo sistema híbrido se desempeña mejor. Usando condiciones estándar el COP del nuevo sistema fue más grande que 0.4 y la temperatura a la salida del sistema fue de menos de 20°C.

Andersson et al (2001) Instaló un sistema de enfriamiento con desecantes en un edificio en una oficina en Suiza y encontró que la eficiencia del sistema depende de las condiciones del clima local, el desempeño de los componentes y las condiciones de operación. La dependencia del desempeño del sistema en estas tres variables es presentada como las líneas límite en las cartas psicrométricas para dar un entendimiento más fácil de las limitaciones y potenciales del sistema.

Neti y Wolfe (2000) compararon la información obtenida de desecantes por medio de dos métodos teóricos, estos son: el método de caracterización y la aproximación numérica. En el método de caracterización resultó ser bueno para un rango muy pequeño de las condiciones. Y la aproximación numérica resultó predecir bien las tendencias de comportamiento aunque después de un tiempo del fenómeno presentaba grandes errores.

Jain et al (1995) propusieron varios sistemas de desecantes sólidos para el clima cálido-húmedo y también evaluaron el potencial para obtener condiciones de confort de 16 ciudades de la India. Ellos encontraron que entre el ciclo de ventilación, recirculación y el ciclo Dunkle, el Dunkle es el mejor para amplios rangos de condiciones exteriores. También compararon valores de COP del ciclo en condiciones de clima de la India contra condiciones de refrigeración americanas (ARI). Debido al hecho de que el contenido de humedad en la India es mucho más alto (25g/Kg en la India contra 15g/Kg en condiciones ARI)

Dhar et a (1995) hicieron el análisis termodinámico de ciclos de desecantes sólidos para diversos ciclos de enfriamiento. Analizaron los diferentes ciclos y sugirieron cual es el más eficiente para las condiciones en la India.

Morillón Gálvez D. (1993) Describe dos sistemas de deshumidificación pasiva para el confort humano en la vivienda para climas cálido-húmedo. Estos sistemas (sistema de lecho dual por deshumidificación de Moore y deshumidificación solar pasiva) hacen uso de desecantes sólidos y la energía solar para su regeneración.

1.2 Análisis de los antecedentes

Se puede apreciar que a nivel mundial como nacional existen vastos trabajos sobre desecantes sólidos, estudios propios de los diferentes tipos de desecantes y su estudio en aplicaciones, generalmente procesos de deshumidificación, pero, es escaso el estudio formal que se tiene para la climatización de espacios en cuanto a deshumidificación de forma pasiva se refiere.

Se ha estudiado como disminuye la humedad de un flujo de gas a través de un desecante sólido de forma analítica y experimental, se han obtenido las tasas de adsorción a diferentes humedades relativas y temperaturas del gas a la entrada del desecante, incluso, se ha estudiado como es el proceso de saturación y regeneración del propio desecante, pero no se ha evaluado analíticamente cómo se comporta el aire de forma temporal dentro de un espacio al hacer uso de estos desecantes.

En los trabajos encontrados sobre modelos analíticos para la deshumidificación de espacios, consideran una tasa de adsorción de humedad fija para todo tiempo, esto cae en un gran error debido a la pérdida de potencial de adsorción con el tiempo y por lo tanto una tasa de adsorción variable.

Los trabajos más a detalle en cuanto al estudio analítico de la transferencia de calor y de humedad en edificaciones, sólo se limitan a la transferencia de energía y masa en su envolvente, considerando materiales constructivos típicos y desecantes sólidos, pero, sin atender el cambio de temperatura y humedad del aire dentro de la edificación, aunque si proponen modelos matemáticos para el cambio dentro de la misma sin resolverlos.

Por otro lado, los estudios experimentales que obtienen datos de humedades en habitaciones que tienen materiales con afinidad al agua tales como la madera, pero no son considerados desecantes.

CAPÍTULO II

Sistemas de deshumidificación

Existen dos procesos para el control de la humedad en el aire, la humidificación que es el proceso de incrementar la razón de humedad el cual es relativamente fácil de lograrse con un costo de energía equivalente al calor de vaporización del agua adicionada, y la deshumidificación, el cual es el proceso contrario que es la reducción de la razón de humedad el cual es un proceso complejo.

Este trabajo se centra en la parte de deshumidificación del aire en el interior de las edificaciones, para llevar a cabo el proceso existen varios métodos los cuales son: el proceso de deshumidificación por enfriamiento, incremento de presión y deshumidificación por desecantes. De este último es el de particular interés en este trabajo de investigación.

Para estudiar y entender todos los procesos de deshumidificación se requiere utilizar la psicrometría la cual es la encargada de estudiar las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica en el confort humano. También es necesario recurrir a las ecuaciones de conservación (energía y balance de masa) de forma diferencial, para poder analizar dichos procesos de forma transitoria (dependientes del tiempo y posición). Uno de los términos de la ecuación de la energía (generación de calor), y de la ecuación de masa (aumento o disminución de una especie) es el calor isostérico y la producción de masa en la fase sólida respectivamente, los cuales son determinados en este caso con la Termodinámica de la adsorción.

2.1A Psicrometría

2.1A.1 Conceptos y ecuaciones fundamentales de la psicrometría

Aire atmosférico: El aire atmosférico que rodea a la tierra es una mezcla relativamente constante, está compuesta de nitrógeno, con el 78%, oxígeno, con el 21%, y el restante 1% por: dióxido de carbono y pequeñas cantidades de hidrógeno, helio, neón, argón, kriptón, xenón y ozono, el cual contiene una cierta cantidad de vapor de agua (humedad). La cantidad de vapor de agua en el aire varía de un lugar a otro y de acuerdo a las condiciones atmosféricas locales.

Aire seco: El aire que no contiene vapor de agua se denomina “aire seco”

Temperatura de bulbo seco: La temperatura de bulbo seco del aire es la temperatura que se mide con un termómetro ordinario, este puede ser un termómetro de vidrio con mercurio, con el bulbo seco. Cuando se hace esta medición es necesario cubrir al termómetro de la radiación directa producida por el sol para no afectar la lectura de la temperatura.

Temperatura de bulbo húmedo: La temperatura de bulbo húmedo del aire es aquella que se mide con un termómetro ordinario con el bulbo cubierto por una mecha húmeda, haciéndole circular aire. El aire circulado evaporará parte del agua de la mecha para tratar de saturarse; el calor necesario

para que se evapore el agua es tomado del agua restante del pabilo que al permanecer húmeda, disminuirá su temperatura hasta un límite. A este límite se le llama temperatura de “bulbo húmedo”. Si la temperatura del bulbo húmedo y la del bulbo seco son igual, quiere decir que el aire está saturado.

Temperatura de punto de rocío: Se define como la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante. En otras palabras es la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor.

Presión atmosférica estándar: La presión atmosférica es la suma de la presión del aire seco y la presión del vapor de agua contenida en el aire. La presión atmosférica estándar es de 101.325 kPa (1.01325 bar) en el sistema internacional y de 14.69 psi en el sistema inglés. El valor de la presión atmosférica disminuye conforme se eleva sobre el nivel del mar. Esto se debe a que la atmósfera esta menos densa y pesa menos por lo que se reduce su presión.

$$P = P_a + P_v \quad (1)$$

Presión de vapor: Es la presión parcial del vapor de agua que está contenido en cierta cantidad de aire. En otras palabras es la presión que el vapor ejercería si existiera sólo a la temperatura y volumen del aire atmosférico.

Humedad específica: Se puede definir como la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2)$$

La humedad específica también se expresa como:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{VP_v/R_vT}{VP_a/R_aT} = \frac{P_v/R_v}{P_a/R_a} = 0.662 \frac{P_v}{P_a} \quad (3)$$

o

$$\omega = 0.662 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (4)$$

Humedad Relativa: La humedad relativa es la relación entre la presión parcial ejercida por el vapor de agua en cualquier volumen de aire y la presión parcial que ejercería el vapor de agua, si este estuviera saturado a la temperatura del bulbo seco del aire.

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{VP_v/R_vT}{VP_g/R_vT} = \frac{P_v}{P_g} \quad (5)$$

Si se combinan las ecuaciones (4) y (5) se puede expresar la humedad relativa y específica como:

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.662 - \omega)P_g} \quad (6)$$

$$\omega = \frac{0.662\phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (7)$$

Entalpia del vapor de agua: Es la energía contenida en la parte de vapor de agua contenida en el aire.

$$h_a \cong 2500.9 + 1.82T \quad (8)$$

Entalpia del aire húmedo: Es la energía contenida en el aire atmosférico.

$$h_{ah} = h_a + \omega h_g \quad (9)$$

Diagrama psicrométrico: El estado del aire atmosférico a una presión específica se establece por completo mediante dos propiedades intensivas independientes. El resto de las propiedades se calcula fácilmente a partir de las relaciones anteriores. El dimensionamiento de un sistema común de acondicionamiento de aire implica un gran número de esos cálculos, lo que con el tiempo se vuelve impráctico. Por lo tanto, hay una clara motivación para efectuar esos cálculos una vez y presentar los datos en gráficas que sean fáciles de leer. Dichas cartas reciben el nombre de cartas psicrométricas, y se utilizan en trabajos de acondicionamiento de aire. Las cartas psicrométricas se presentan para diferentes presiones atmosféricas.

Las características más importantes de la carta psicrométrica se presentan en la figura 1. Las temperaturas de bulbo seco se muestran sobre el eje horizontal y la humedad específica sobre el eje vertical. (Algunas cartas también muestran la presión de vapor sobre el eje vertical ya que para una presión fija P existe una correspondencia de uno a uno entre la humedad específica ω y la presión de vapor P_v , como se observa en la ecuación (4).) En el extremo izquierdo de la carta se observa una curva (Llamada línea de saturación) en lugar de una línea recta. Todos los estados de aire saturado se localizan en esta curva. Por lo tanto, es también la curva de un 100% de humedad relativa. Otras

curvas de humedad relativa constantes tiene la misma forma general. Las líneas de temperatura de bulbo húmedo tienen una apariencia descendente hacia la derecha. Las líneas de volumen específico constante (en m^3/kg de aire seco) parecen similares, salvo que son más inclinadas. Las líneas de entalpía constante (en kJ/kg de aire seco) están casi paralelas a líneas de temperatura de bulbo húmedo constante. Por consiguiente, las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante en algunas gráficas se emplean como líneas de entalpía constante.

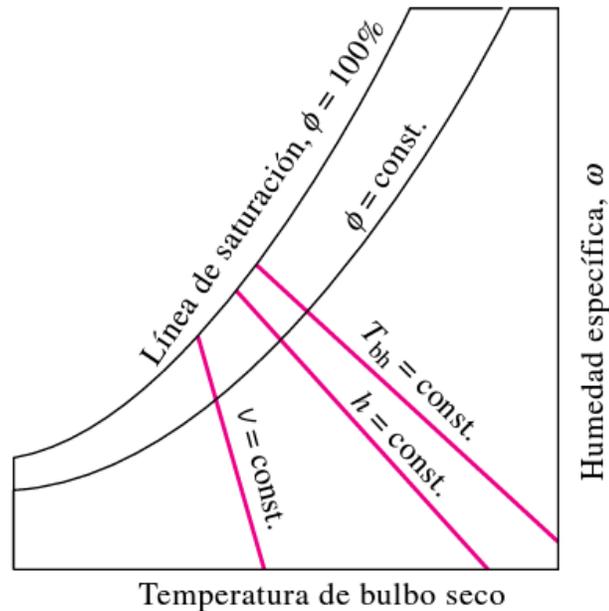


Figura. 1 Esquema de una carta psicrométrica

Para aire saturado, las temperaturas de bulbo seco, de bulbo húmedo y de punto de rocío son idénticas (Fig. 2), Por ende, la temperatura de punto de rocío del aire atmosférico en cualquier punto sobre la gráfica se determina al dibujar una línea horizontal desde el punto hasta la curva saturada. El vapor de la temperatura en el punto de intersección es la temperatura de punto de rocío.

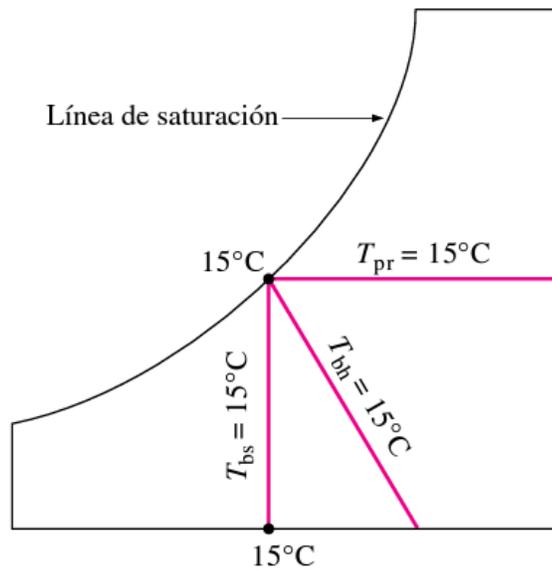


Figura 2. Ejemplo de aire saturado, las temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo y de punto de rocío son idénticas

La carta psicrométrica también es una valiosa ayuda en la visualización de los procesos de acondicionamiento de aire. Un proceso de calentamiento o enfriamiento ordinario, por ejemplo, aparecerá como una línea horizontal en esta gráfica si no se incluye humidificación (es decir $\omega = \text{constante}$). Cualquier desviación de la línea horizontal indica que durante el proceso se añade o se extrae humedad al o del aire.³

³ Cengel Yunus A. y Boles Michael A., *Termodinámica*, 2006, México, D.F. : McGraw-Hill Interamericana.

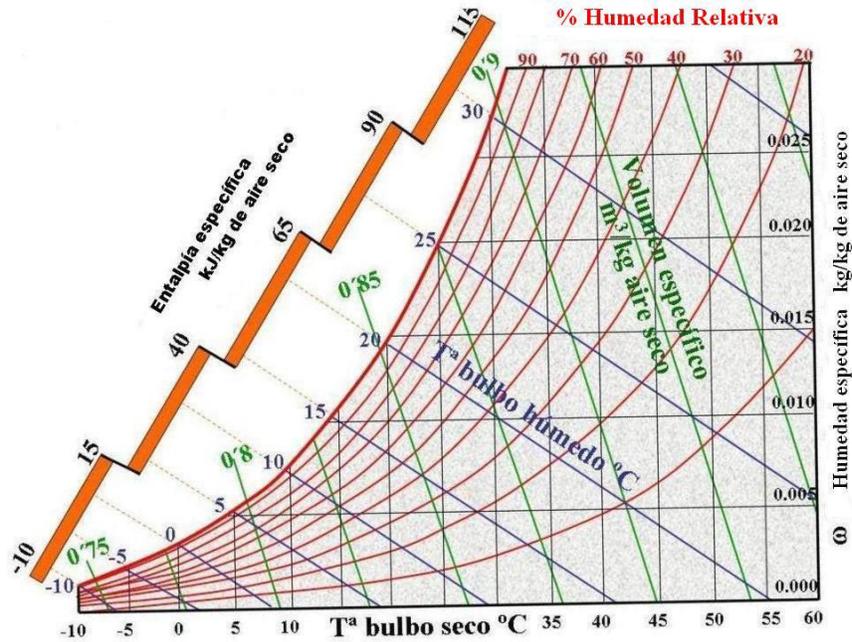


Figura 3. Carta psicrométrica para una presión de 1 atm⁴

2.1B Ecuaciones de transporte⁵

2.1B.1 Ecuación de la energía

La ecuación diferencial de la energía o de calor, se deduce a partir de la ecuación del teorema de transporte diferencial de Reynolds (10)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\eta) + \nabla \cdot (\rho\eta\mathbf{v}) = \frac{dn}{dt} \quad (10)$$

De la ecuación (10), η se define como el contenido de calor por unidad de masa Tc_p . La ecuación (10) entonces se transforma en

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \nabla \cdot (\rho c_p T \mathbf{v}) = \frac{dn}{dt} \quad (11)$$

Considerando que c_p y ρ no se ven afectados por la temperatura ni la presión se tiene

$$\rho c_p \left[\frac{\partial}{\partial t}(T) + \nabla \cdot (T \mathbf{v}) \right] = \frac{dn}{dt} \quad (12)$$

⁴http://ocw.upm.es/produccion-animal/produccion-avicola/contenidos/TEMA_3/3-2-condiciones-ambientales-ta-y-hr?set_language=en

⁵ Streeter, L., Victor. (2000). *Mecánica de Fluidos*. McGraw-Hill. Santafé de Bogotá, Colombia.

El término fuente-sumidero $\frac{dn}{dt}$ para la ecuación de calor se compone de cuatro componentes, conducción de calor, radiación, y generación de calor a través de esfuerzo cortante e intercambio de calor debido a reacciones químicas; por consiguiente la ecuación (12) puede reescribirse

$$\frac{\partial}{\partial t}(T) + \nabla \cdot (T\mathbf{v}) = \frac{1}{\rho c_p} \left[\frac{dq}{dt} + R^* + S_\tau^* + S_c^* \right] \quad (13)$$

El término de conducción de calor $\frac{dq}{dt}$ utiliza la ley de conducción de Fourier [Ecuación (14)]

$$\mathbf{N}_{cx} = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (14)$$

Luego se reconoce que \mathbf{N}_c es un vector de la forma

$$\mathbf{N}_c = N_{cx}\mathbf{i} + N_{cy}\mathbf{j} + N_{cz}\mathbf{k} = -k \frac{\partial T}{\partial x}\mathbf{i} - k \frac{\partial T}{\partial y}\mathbf{j} - k \frac{\partial T}{\partial z}\mathbf{k} \quad (15)$$

Esta ecuación se puede escribir en forma vectorial como

$$\mathbf{N}_c = -k\nabla T$$

Por lo tanto se tiene que

$$\frac{dq}{dt} = \nabla \cdot \mathbf{N}_c = \nabla \cdot (k\nabla T) = k\nabla^2 T = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (16)$$

Sustituyendo (16) en (13) se obtiene

$$\frac{\partial}{\partial t}(T) + \nabla \cdot (T\mathbf{v}) = \frac{k\nabla^2 T}{\rho c_p} + \frac{R^*}{\rho c_p} + \frac{S_\tau^*}{\rho c_p} + \frac{S_c^*}{\rho c_p} \quad (17)$$

Haciendo que los términos de radiación, reacción química y calor debido a esfuerzo cortante se hagan un solo término llamado generación de calor (G) se tiene

$$\frac{\partial}{\partial t}(T) + \nabla \cdot (T\mathbf{v}) = \frac{k\nabla^2 T}{\rho c_p} + \frac{G}{\rho c_p} \quad (18)$$

En forma completa se tiene

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial T}{\partial x}\mathbf{u} + \frac{\partial T}{\partial y}\mathbf{v} + \frac{\partial T}{\partial z}\mathbf{w} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{G}{\rho c_p} \quad (19)$$

En lo concerniente a la metodología, el término $\alpha\nabla^2 T$, es el término de conducción de calor. El término $\mathbf{v} \cdot \nabla T$ es el transporte debido a convección o advección.

2.1B.2 Ecuación del balance de masa para el transporte de una especie

Esta ecuación presenta el transporte para cada uno de los componentes de masa de una mezcla.

De igual manera como con la ecuación diferencial de calor, se recurre a la ecuación del teorema diferencial de Reynolds (10). A partir de esta ecuación se encuentra una ecuación para cada fracción i de una mezcla como sigue. En primer lugar, η se define como la masa de la i -ésima fracción ω_i por la densidad ρ , por consiguiente la ecuación de Reynolds se convierte en

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega_i) + \nabla \cdot (\rho\omega_i\mathbf{v}) = \frac{dn}{dt} \quad (20)$$

Aquí \mathbf{v}_i es el vector velocidad de la especie i -ésima. Recordando que la fracción de masa se da por

$$\omega_i = \frac{C_i}{\rho}$$

Entonces, la ecuación (20) se convierte en

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{v}C_i) = \frac{dn}{dt} \quad (21)$$

Donde $\frac{dn}{dt}$ es la tasa neta de producción (+ o -) de C_i por agentes no transportadores. Este término se conoce como fuente-sumidero para el i -ésimo componente y se denotará como S_i .

El producto vectorial $\mathbf{v}_i C_i$ es el vector de flujo N_i de la especie i -ésima.

Sustituyendo \mathbf{N} en la ecuación (21), la siguiente restricción se aplica a una mezcla de N componentes

$$\sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial C_i}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{N} - S_i \right] = \frac{\partial C_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{v}) = 0 \quad (22)$$

Existen dos perspectivas que pueden adoptarse para seguir con el análisis del término de flujo de transporte de masa. La primera es simplemente adoptar la especificación de flujo individual, y la ecuación se convierte en

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{v}C_i) = \frac{dC_i}{dt} + \nabla \cdot (\mathbf{v}C_i) = S_i \quad (23)$$

Esta forma tiene una desventaja importante en el sentido en que es extremadamente difícil de medir y, por consiguiente, conocer el vector velocidad \mathbf{v}_i , para cada especie individual. En el mejor de los casos únicamente se puede medir la velocidad promedio de la mezcla.

La aproximación universalmente aceptada es la de utilizar la ley de difusión de Fick, la cual está basada en la definición del flujo total que tiene dos componentes: el flujo advectivo, el cual está basado en la velocidad promedio de la mezcla, \mathbf{v} , y el flujo de difusión, basado en el movimiento de

especies individuales con respecto a la velocidad promedio. Por consiguiente, el flujo relativo se define como

$$\mathbf{J}_i = C_i(\mathbf{v}_i - \mathbf{v}) \quad (24)$$

Donde \mathbf{v} es el vector velocidad promedio de la mezcla. El término de difusión de Fick se define como

$$\mathbf{J}_i = -\rho D_{ia} \nabla \omega_i \quad (25)$$

Debido a que la mayoría de las mezclas están dominadas por un fluido en particular, los coeficientes de difusión se determinan con respecto al tipo de fluido dominante. Dado que en este trabajo el fluido primario es el aire, D_{ia} se debe leer como “el coeficiente de difusión de la especie i -ésima en aire”.

Si se sustituye la ecuación (25) en la ecuación (24), y se resuelve para el flujo total entonces

$$\mathbf{N}_i = C_i \mathbf{v}_i = \mathbf{J}_i + C_i \mathbf{v} = -\rho D_{ia} \nabla \omega_i + C_i \mathbf{v} \quad (26)$$

Si se sustituye la ecuación (26) en la ecuación (23), entonces se encuentra una ecuación en términos de la velocidad promedio de la mezcla

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{v} C_i) = \nabla \cdot (D_{ia} \nabla C_i) + S_i \quad (27)$$

Finalmente, a menudo D_{ia} es constante. Esta no es una condición tan universal como el caso de difusión de calor, pero si se puede hacer esta suposición utilizando la información disponible, entonces

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{v} C_i) = (D_{ia} \nabla^2 C_i) + S_i \quad (28)$$

La cual puede escribirse en forma completa como

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} + \mathbf{u} \frac{\partial C_i}{\partial x} + \mathbf{v} \frac{\partial C_i}{\partial y} + \mathbf{w} \frac{\partial C_i}{\partial z} = D_{ia} \left(\frac{\partial^2 C_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 C_i}{\partial z^2} \right) + S_i \quad (29)$$

Al igual que en el caso de transferencia de calor, el término $\nabla \cdot (C_i \mathbf{v}_i)$ se conoce como advección o convección mientras que el término $D_{ia} \nabla^2 C_i$ se conoce como el término de difusión.

2.1C Termodinámica de la adsorción⁶

La atracción de las moléculas a la superficie de un sólido poroso (figura 4) por adsorción es un extenso tema, en este trabajo sólo se dan las bases necesarias para acoplar las ecuaciones del calor isostérico y de equilibrio de material adsorbido a las ecuaciones de conservación.

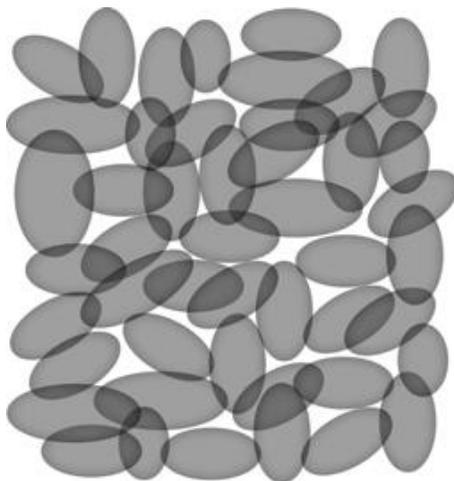


Figura 4. Esquema de un bloque de un medio poroso que está formado por sólidos y espacios porosos en medio de los granos sólidos

La base de los cálculos de la termodinámica de adsorción es la isoterma de adsorción, la cual proporciona el monto de gas adsorbido en los nanoporos como una función de la presión externa. De forma más particular una isoterma de adsorción describe el equilibrio de la adsorción de un material en una superficie a temperatura constante. Representa la cantidad de material unido a la superficie (el sorbato) como una función del material presente en la fase gas o en la disolución. Las isotermas de adsorción (Figura 5) son medidas experimentalmente o calculadas teóricamente usando simulación molecular.

⁶ Myers, A. *Thermodynamics of adsorption*. En: Letcher, T. *Chemical Thermodynamics for industry*. (2004) pp. 243-253.

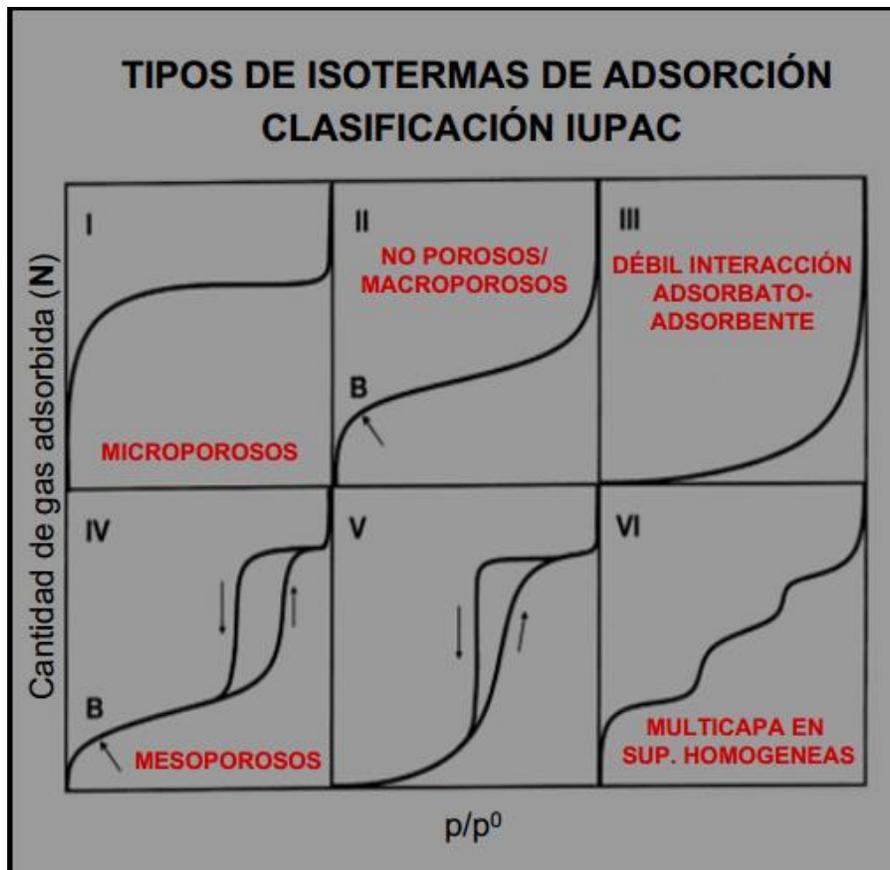


Figura 5. Tipos de Isothermas de adsorción según la IUPAC⁷

Tipo I: Formación de una monocapa. Sólo interacción adsorbato-adsorbente.

Tipo II: Formación de multicapas. Interacción adsorbato-adsorbente y adsorbato-adsorbato.

Tipo III: Formación de multicapas. Interacción débil adsorbato-adsorbente.

Tipo IV y V: Idem II y III, respectivamente, pero con ciclo de histéresis.

Tipo VI: Adsorción en superficies altamente homogéneas

⁷ www.uam.es

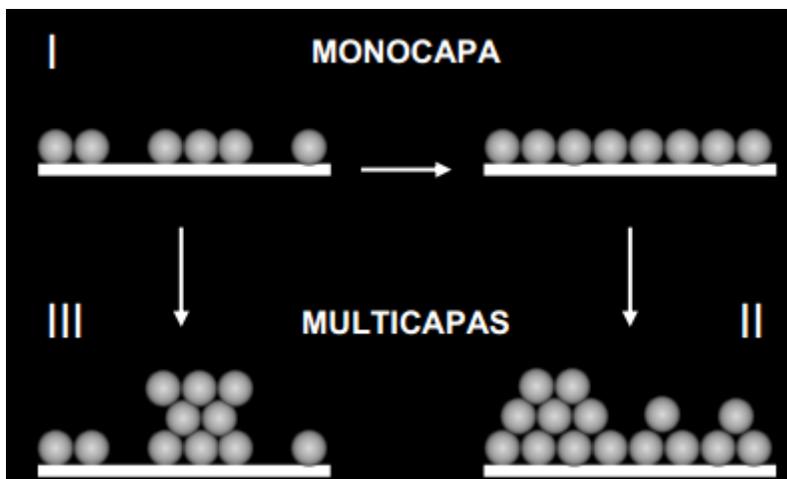


Figura 6. Ejemplo de adsorción en monocapas (I) y multicapas con adsorción (II) y adsorción débil (III)

La termodinámica sólo aplica a las isothermas de adsorción en equilibrio. El equilibrio se refiere a que cualquier punto puede ser alcanzado desde cualquier dirección por aumento (adsorción) o disminución (desorción) de la presión a temperatura constante. Si la isoterma de desorción no coincide con la isoterma de adsorción, entonces el equilibrio no ha sido alcanzado y las ecuaciones termodinámicas usuales no aplican. La falta de coincidencia de la adsorción y la desorción, la cual es llamada histéresis, no ocurre en poros más pequeños 2nm, pero se observa cuando los poros son suficientemente grandes para las moléculas adsorbentes para condensar a líquido. Para adsorción de gases supercríticos o para vapores subcríticos en nanoporos, la mayoría de los experimentos y simulaciones del equilibrio de isothermas no muestra evidencias de histéresis.

2.1C.1 Ecuaciones de la Termodinámica de la adsorción

2.1C.1.1 Isoterma de Adsorción⁸

La teoría del potencial de adsorción fue establecida por Polanyi, él establece que el potencial de adsorción para llevar a cabo un proceso de esta naturaleza está dado por el trabajo isotérmico requerido (\mathcal{E}) para comprimir el vapor de su presión de equilibrio (P_v) a su presión de saturación (P_g).

$$\mathcal{E} = R_v T \ln \left(\frac{P_v}{P_g} \right) \quad (31)$$

O también

$$\mathcal{E} = R_v T \ln(\phi)$$

⁸ Allen, T. *Particle Size Measurement Vol. 2. Surface area and pore size determination. 5ta. Ed. Wilmington, Delaware, USA. CHAPMAN & HALL. 1997, pp. 251.*

2.1C.1.2 Transferencia de masa del fluido hacia las partículas sólidas (Linear force driving)

Esta ecuación determina la cantidad de masa de la especie i -ésima que se adsorbe el desecante sólido, aparecen valores negativos de flujo de masa cuando el proceso es de desorción.

$$\frac{dW}{dt} = h_{masa}(W^* - W) \quad (32)$$

2.1C.1.3 Equilibrio del contenido de agua en el desecante⁹

Como una función de la isoterma de adsorción y de valores del material desecante (los cuales están determinados experimentalmente) se tiene el parámetro que determina el equilibrio del contenido de agua en el desecante. Este parámetro se podría considerar constante para temperaturas variables a condiciones ambiente de acuerdo a la figura 7.

$$W^* = W_{0,1}x10^{[-(\frac{E}{E_{0,1}})^2]} + W_{0,2}x10^{[-(\frac{E}{E_{0,2}})^2]} \quad (33)$$

Parámetros	Valor
Isotérmicos de Dubinin-Astakhov	
$W_{0,1}$	0.27530
$W_{0,2}$	0.07302
$E_{0,1}$	3443.4
$E_{0,2}$	10931.0

Tabla 1. Parámetros multitemperatura para Isotermas de adsorción de la sílica gel¹⁰

⁹ Stoeckli, H.F. A generalization of the Dubinin- Radushkevich equation for the filling of heterogeneous micropore systems. *Journal of Colloid and Interface Science*. 1977. 59, pp. 184-185

¹⁰ Park, I.; Knaebel, K.S. Adsorption breakthrough behavior: Unusual effects and possible causes. *American Institute of Chemical Engineers Journal* 1992, 38 (5), 660-670.

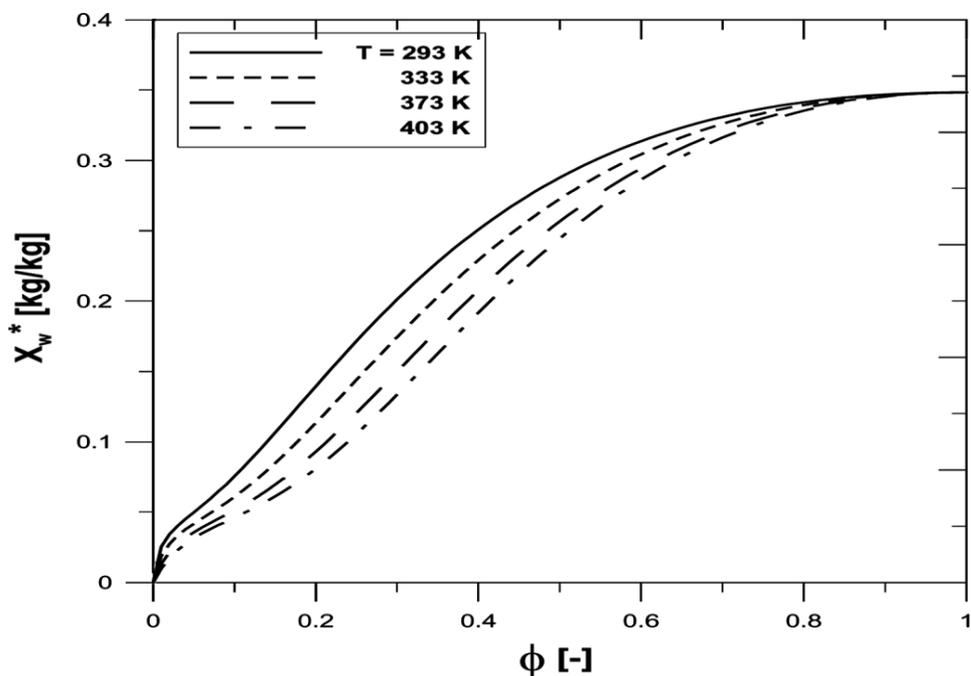


Figura 7. Potencial de adsorción de la sílica gel a diferentes temperaturas

2.1C.1.4 Calor generado por la adsorción de agua

El calor de adsorción es la magnitud termodinámica que describe desde un punto de vista cuantitativo las interacciones entre un adsorbente y el adsorbato correspondiente.

Una molécula de adsorbato en la fase vapor, posee un valor de su energía potencial distinto al que tendría sobre la superficie del adsorbente; la diferencia, depende de las interacciones que tienen lugar entre las moléculas del adsorbato y la superficie del adsorbente, al realizar el proceso de adsorción dicha diferencia de potencial se ve reflejado como el valor del calor liberado por cantidad de materia adsorbida¹¹.

$$\bar{h} = R_v T (\ln P_v) \quad (34)$$

¹¹Ross, OLIVER, J.P.: *On physical adsorption*. Edit. Inter science Publishers. New York. (1964), pág 78.

2.2 Deshumidificación

La deshumidificación es el proceso de retirar el vapor de agua contenida en el aire, llamada también humedad. Como ya se dijo, existen diferentes procesos para remover la humedad del aire, estos son: por enfriamiento, hasta alcanzar una temperatura por debajo del punto de rocío, por el incremento de la presión total, lo cual causa la condensación, y por último poner en contacto un desecante con el aire, con lo cual, la humedad del aire migra hacia el desecante, impulsado por la diferencia en las presiones de vapor entre el aire y el desecante. Siendo este último el caso de estudio de este trabajo.

2.2.1 Sistema de deshumidificación por enfriamiento

El aire puede deshumidificarse con sistemas de aire acondicionado convencionales de compresión de vapor. El procedimiento consiste en enfriar el aire hasta una temperatura inferior a la del punto de rocío; para ello se hace pasar por una batería de refrigeración, la cual está constituida por un conjunto de tubos, provistos de aletas, por el interior de los cuales circula un refrigerante, es decir, un gas o líquido a baja temperatura; el aire se hace pasar por fuera de los tubos y, al entrar en contacto con la superficie exterior de los tubos y aletas, se enfría. (Ver figura 8) Este tipo de deshumidificación es el más utilizado en los equipos de aire acondicionado comercial y residencial.

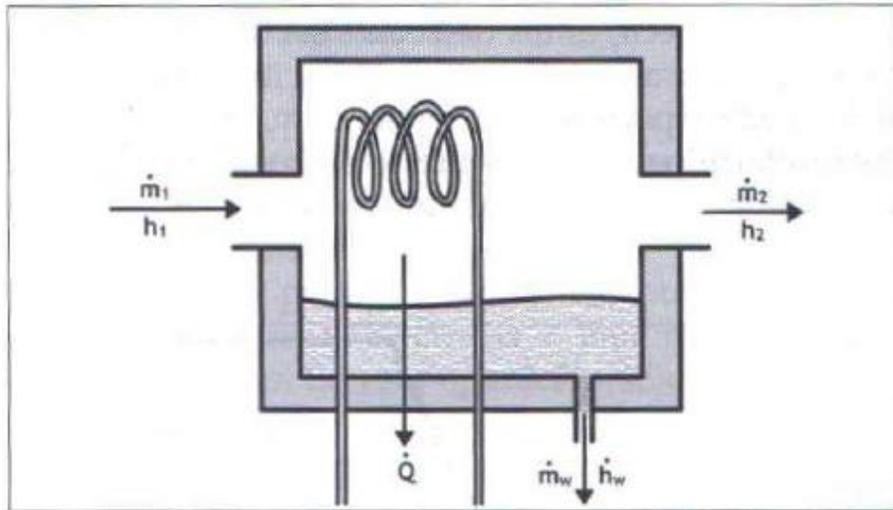


Figura 8. Proceso de deshumidificación por enfriamiento

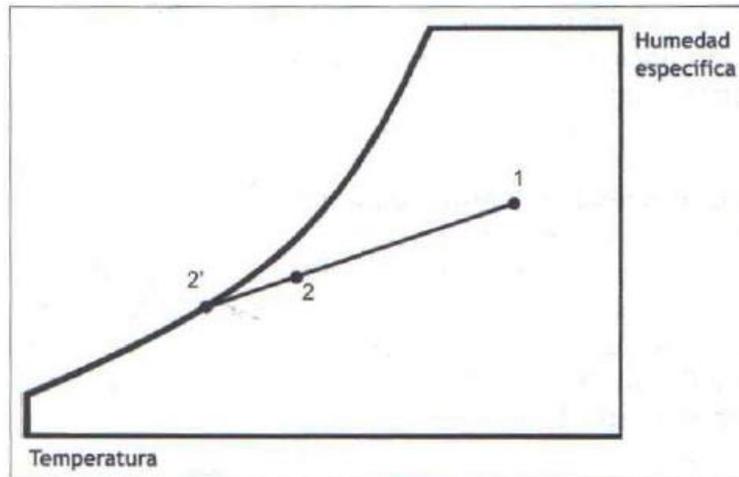


Figura 9. Representación gráfica del proceso de deshumidificación por enfriamiento

Designemos con el número 1 las condiciones de aire a la entrada de la batería, con el número 2 las condiciones de salida, y con el número 2' las condiciones que tendría el aire si saliese de la batería saturado y a la temperatura de la superficie de la batería. (Figura 9) Las condiciones de 2' no son reales, representa un estado ideal que no se alcanzará nunca. En la figura 2 se han representado estos estados en un diagrama psicrométrico. El punto 2 (estado del aire a la salida de la batería) está en la recta 1-2'. Observe que el punto 2 tiene una temperatura t_2 menor que la temperatura t_1 , y una humedad W_2 menor que la humedad W_1 .¹²

2.2.2 Deshumidificación por incremento de la presión

En este proceso la deshumidificación ocurre cuando se comprime el aire atmosférico hasta lograr la condensación del vapor de agua contenido en él. Esto se debe a que a una mayor presión la temperatura de saturación es más alta por lo tanto si la temperatura no incrementa demasiado el vapor de agua contenido en el aire tenderá a condensarse.

2.2.3 Deshumidificación por desecantes

En el caso de la deshumidificación con desecantes no es un proceso de enfriamiento propiamente dicho, se considera que es opuesto a un enfriamiento evaporativo. Antes de describir el proceso es conveniente definir ciertos conceptos que permitan entender, sin confusiones, el proceso de deshumidificación por desecantes.

¹² Carrier. *Manual de aire acondicionado*. 2009. Barcelona: Marcombo.

Desecantes y sus propiedades

Un desecante es una sustancia química que tiene una gran afinidad por la humedad, es decir, es capaz de extraer o liberar vapor de agua del aire, en cantidades relativamente grandes con relación a su peso y volumen. El proceso físico que permite la retención o liberación de la humedad es la diferencia en la presión de vapor entre la superficie del desecante y el aire ambiente. Los desecantes pueden ser clasificados como adsorbentes, los cuales adsorben la humedad sin experimentar cambios químicos o físicos, o absorbentes los cuales absorben la humedad acompañado por cambios físicos o químicos. Los desecantes pueden ser sólidos o líquidos. Varios tipos de desecantes sólidos son ampliamente usados en sistemas de enfriamiento por desecantes; por ejemplo la sílica gel, cloruro de litio y malla molecular. La sílica gel son desecantes sólidos y adsorbentes y contienen numerosos poros y capilares en la cual el agua es condensada y contenida. La sílica gel tiene una alta capacidad de adsorber la humedad y puede regenerarse si se somete a temperaturas relativamente altas.

Los absorbentes son desecantes que cuando retienen o liberan humedad experimentan cambios químicos. Los adsorbentes son desecantes que cuando retienen o liberan humedad lo hacen sin estar acompañados de cambios químicos, el único cambio es la adición de la masa de vapor de agua al desecante.

Proceso de deshumidificación con desecantes

La deshumidificación del aire con desecantes ocurre cuando la presión de vapor de la superficie del desecante es inferior a la del aire ambiente. En la figura 10 se observa que cuando la presión del vapor de agua en la superficie del desecante es más baja que en el aire entonces el desecante adsorbe vapor de agua del aire. Cuando el vapor de agua es absorbido la presión de vapor en el desecante se incrementa hasta experimentar el equilibrio.

Este se logra cuando la presión de vapor en el desecante como en el aire son iguales. Para poder re-usar el desecante es necesario regenerarlo, es decir, quitarle la humedad. Se logra la regeneración del desecante calentándolo para que incremente su presión de vapor, seguida por el contacto con una corriente de aire que tiene una presión de vapor de agua más baja.

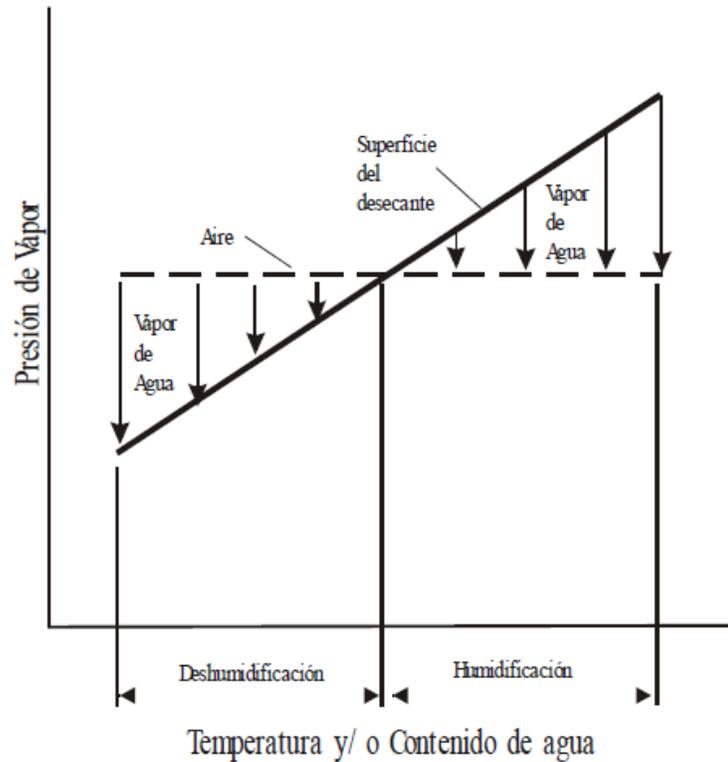


Figura 10. Presión de vapor vs temperatura y contenido de agua para los desecantes y el aire

Desecantes líquidos

Los desecantes líquidos son sustancias higroscópicas que tienen como característica principal una baja presión de vapor. Los desecantes líquidos comúnmente usados son las soluciones acuosas de: bromuro de litio, cloruro de litio, cloruro de calcio, mezclas de esas soluciones y trietilen glicol. En la figura 11 se muestra las presiones de vapor en función de la temperatura y concentración de los desecantes líquidos más usados. De la figura observamos que las soluciones salinas y el trietilen glicol tienen presiones de vapor comparables. Sin embargo, las soluciones salinas son corrosivas y su uso incrementa el costo del equipo debido a los materiales resistentes a la corrosión requeridos.

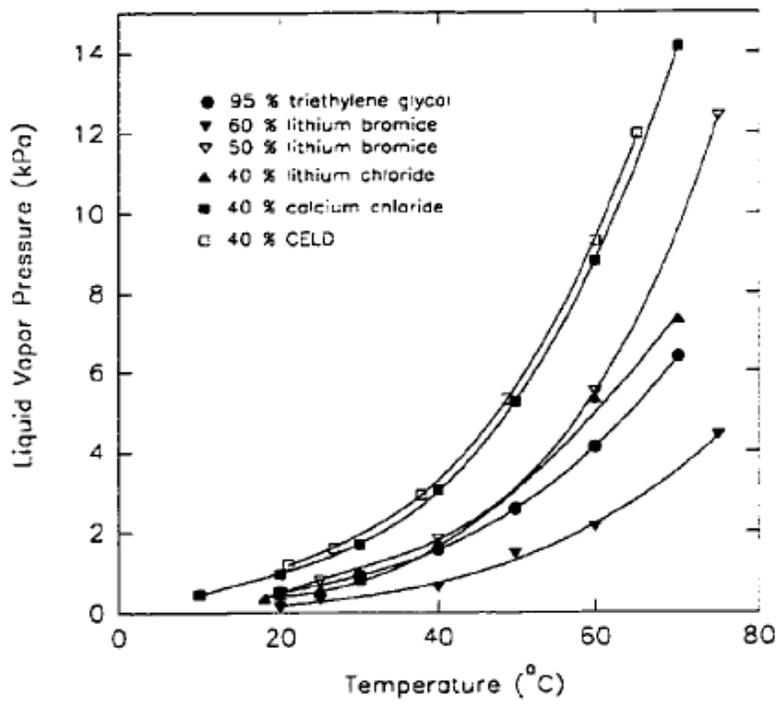


Figura 11. Presión de vapor de los desecantes líquidos

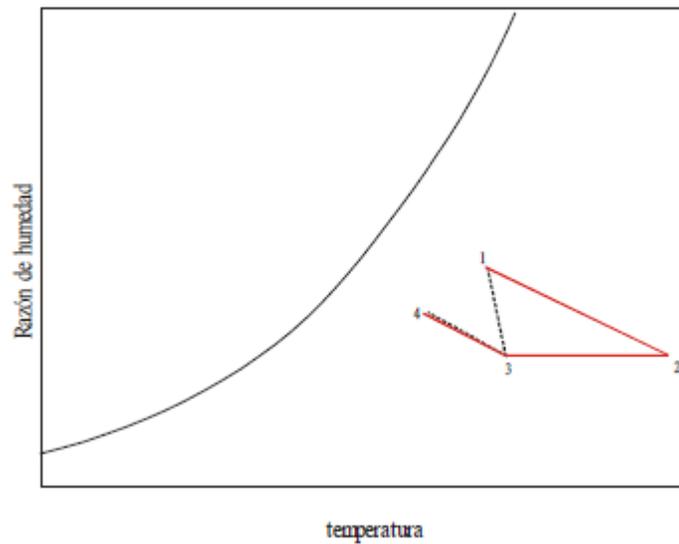


Figura 12. Procesos de un sistema de enfriamiento con desecantes líquidos

En la figura 12 se muestra el concepto básico de aire acondicionado con desecantes líquidos. En la trayectoria 1-2-3-4 se usa un desecante líquido para bajar la humedad de una corriente de aire, la cual es enfriada sensiblemente y adiabáticamente lográndose el acondicionamiento del aire. En la trayectoria 1-3-4 se usa un desecante en un proceso casi isotérmico y luego un enfriamiento adiabático.¹³

Desecantes sólidos

Los adsorbentes son materiales sólidos con una gran área de superficie por unidad de masa.

Estructuralmente los adsorbentes tienen un parecido con una esponja rígida. Los adsorbentes atraen la humedad debido al campo eléctrico en la superficie del desecante. Este campo no es uniforme en su fuerza o carga, así atrae las moléculas de agua que tienen una carga neta opuesta sobre sitios específicos de la superficie del desecante.

El comportamiento de la adsorción de los sólidos depende de los siguientes factores: el área total de su superficie, el volumen total de sus capilares y el rango en el diámetro de sus capilares. Dentro de los sólidos adsorbentes están: el gel sílice, las zeolitas, las zeolitas sintéticas, la alúmina, el carbón activado y los polímeros sintéticos.

Propiedades de los desecantes sólidos

Los requerimientos generales de los desecantes sólidos para el secado de gases son los siguientes:¹⁴¹⁵¹⁶

- Los desecantes sólidos deben tener un área superficial grande para una alta capacidad y una velocidad alta de transferencia de masa.
- Deben poseer una gran densidad aparente para que el agua pueda ser removida.
- Debe ser fácil y económica su regeneración.
- La resistencia al flujo del gas a través del lecho desecante debe ser pequeña.
- Deben tener una alta resistencia mecánica para el aplastamiento y formación de polvo y deben ser bastante baratos, no corrosivos, no tóxicos y químicamente inertes.
- No debe haber cambios de volumen apreciables durante la adsorción y desorción (regeneración del desecante) y deberán conservar resistencia cuando estén húmedos.

En secado comercial de gases, los desecantes que operan por adsorción son de importancia primaria. Los tipos de adsorbentes comúnmente más usados para este propósito son:¹⁷

1.- Adsorbentes a base de sílica: Este grupo incluye sílica gel pura activa y formulaciones especiales que contienen un pequeño porcentaje de otros componentes.

¹³ Sanchez Parrao Roger. *Deshumidificación y Enfriamiento. Curso: Sistemas de Enfriamiento Aplicados a la Vivienda.* 2002. Guadalajara, México.

¹⁴ Gandhidasan P, Al-Farayedhi A, Al-Mubarak A.A., *Dehydration of natural gas using solid desiccants. Energy*, 26 (2001), 855-868.

¹⁵ Basmadjian D. *The adsorptive drying of gases and liquids. Advances in Drying*, 3, (1984), 307-357.

¹⁶ Kidnay A.J., Parrish W. *Fundamentals of Natural Gas Processing; Taylor and Francis: Boca Raton, 2006.*

¹⁷ Aitani A.M. *Sour natural gas drying. Hydrocarbon Processing*. 72 (4) (1993), 67-74.

2.- Tamices moleculares: Esta categoría cubre una gran familia de zeolitas sintéticas caracterizadas por su diámetro del poro extremadamente uniforme.

3.- Adsorbentes basados en Alúmina.

Propiedad	Sílica Gel	Tamices moleculares (4A a 5A)	Alúmina
Área de superficie, m^2/g	750-830	650-800	210
Volumen del poro, cm^3/g	0.40-0.45	0.27	0.21
Diámetro del poro, nm	21-23	4.0	26
Densidad aparente, Kg/m^3	721	689	801-881
Densidad de partícula, Kg/m^3	1200	1650	1420
Calor específico, $KJ/(Kg K)$	0.92	0.2	0.24
Máximo calor de adsorción, KJ/Kg	3260	4190	2880

Tabla 2. Propiedades de desecantes típicos

Ejemplos de sistemas de acondicionamiento de aire con desecantes sólidos

El ciclo de ventilación o ciclo Pennington: El ciclo de ventilación fue primero patentado por Pennington en 1955, razón por la cual también se le llama ciclo Pennington. En la figura 13 se observa este ciclo. El sistema toma aire del ambiente (1) y es enviado al deshumificador rotativo que utiliza desecantes sólidos, donde se absorbe la humedad contenida en el aire. La temperatura del aire aumenta debido a la energía liberada durante el proceso de adsorción. El aire que se introduce al espacio acondicionado se enfría primero sensiblemente en un intercambiador de calor rotativo (2) y luego evaporativamente (3). El aire que sale del cuarto es enfriado evaporativamente (5), entonces pasa a través del intercambiador de calor sensible donde recupera calor de adsorción del aire de suministro (6). Luego se calienta con energía térmica de bajo grado (7) y el aire caliente resultante se usa para regenerar el desecante (8). Se esperan, comúnmente durante este ciclo, valores de COP de aproximadamente 0.8 - 1.0.

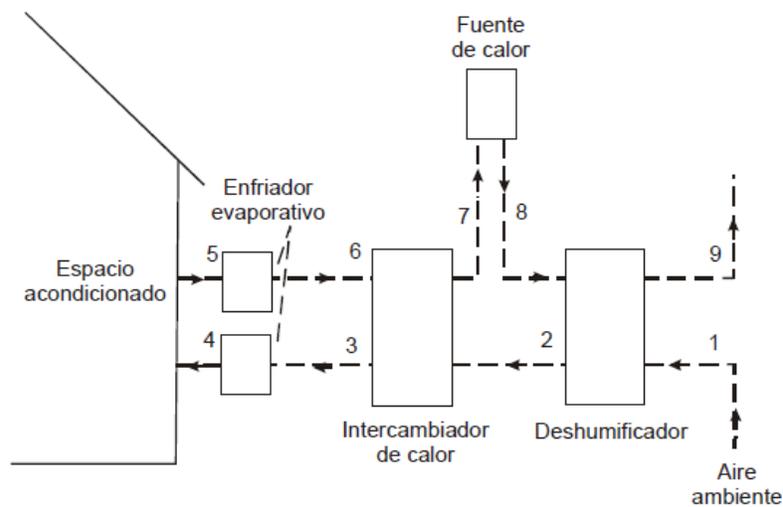


Figura 13. Ciclo de enfriamiento por desecante sólido

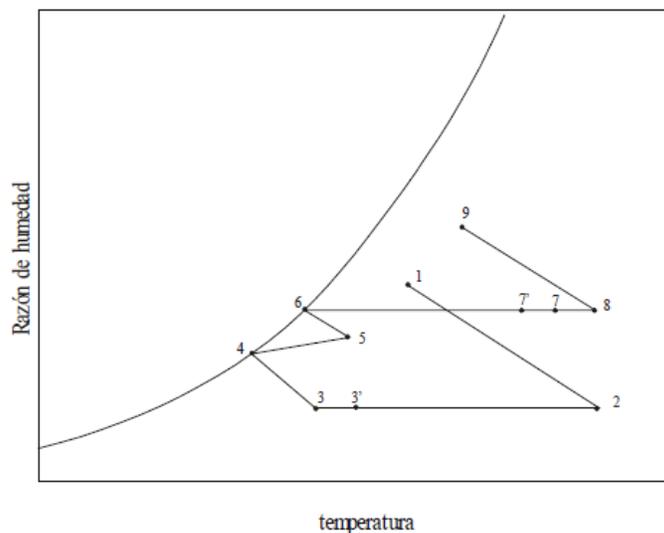


Figura 14. Representación del ciclo de ventilación en la carta psicrométrica

El ciclo de recirculación

Este ciclo es una variación del ciclo de ventilación. La diferencia que existe entre ambos es que el aire se recircula a través del deshumidificador y otros componentes. Se usa aire ambiente para la regeneración y luego es liberado. En el modo de ventilación el aire ambiente es secado y calentado por el deshumidificador, enfriado regenerativamente por el aire de descarga, el proceso puede controlarse para que la temperatura y humedad del aire del suministro sean más bajo que el de la casa, y esto permite reunirse las cargas sensibles y latentes. El aire de la descarga se enfría primero evaporativamente para mantener un sumidero de temperatura bajo la transmisión de calor del aire del suministro en el regenerador. El aire es calentado entonces por un suministro de energía que podría ser cualquiera, un combustible convencional, una fuente solar, o ambos. El paso del aire calentado a través del deshumidificador regenera el desecante y enfría el aire. El diagrama psicrométrico muestra los estados del aire para las condiciones de operación típicas. Cambio de condiciones de ambiente sobre el curso del día, con cambios resultantes en las cargas sensibles y latentes y en el diagrama psicrométrico.

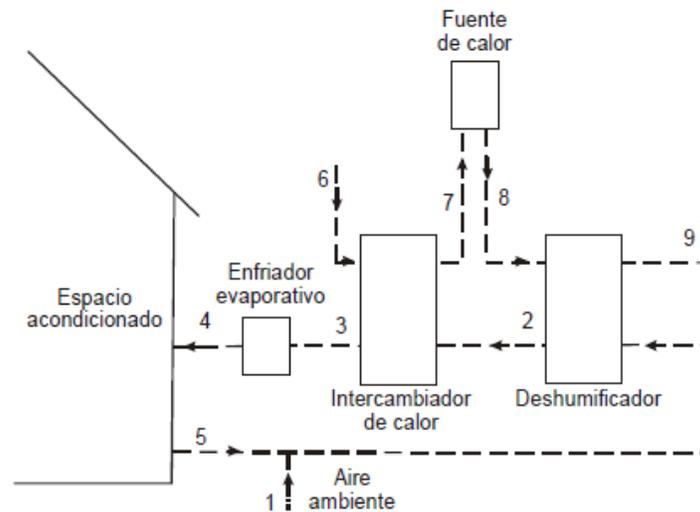


Figura 15. Ciclo de recirculación

El modo de la recirculación mostrado en la figura 15 emplea los mismos componentes que el modo de ventilación. Sin embargo, el aire del cuarto se recircula y sólo se usa aire del ambiente para la regeneración. El aire del cuarto es deshumidificado y calentado por rueda desecante, regeneradoramente enfrío, y entonces evaporativamente enfrío antes de volver a entrar el cuarto. El aire del ambiente se enfría evaporativamente, regeneradoramente se calienta, y entonces es calentado por un suministro de energía. El aire del ambiente calentado atraviesa el deshumidificador y regenera el desecante. Para ambos sistemas, se asumen el regenerador de calor sensible y deshumidificador para ser elementos rotatorios, pero podrían usarse igualmente bien intercambiadores de la transmisión directos y las ruedas desecantes fijas.

CAPITULO III

Sistema deshumidificador propuesto

El sistema deshumidificador propuesto (fig. 16) está pensado para espacios interiores localizados en regiones de clima húmedos, esto con el propósito de reducir la humedad del mismo e intentar acercar las condiciones higrotérmicas dentro de la habitación a las de confort.

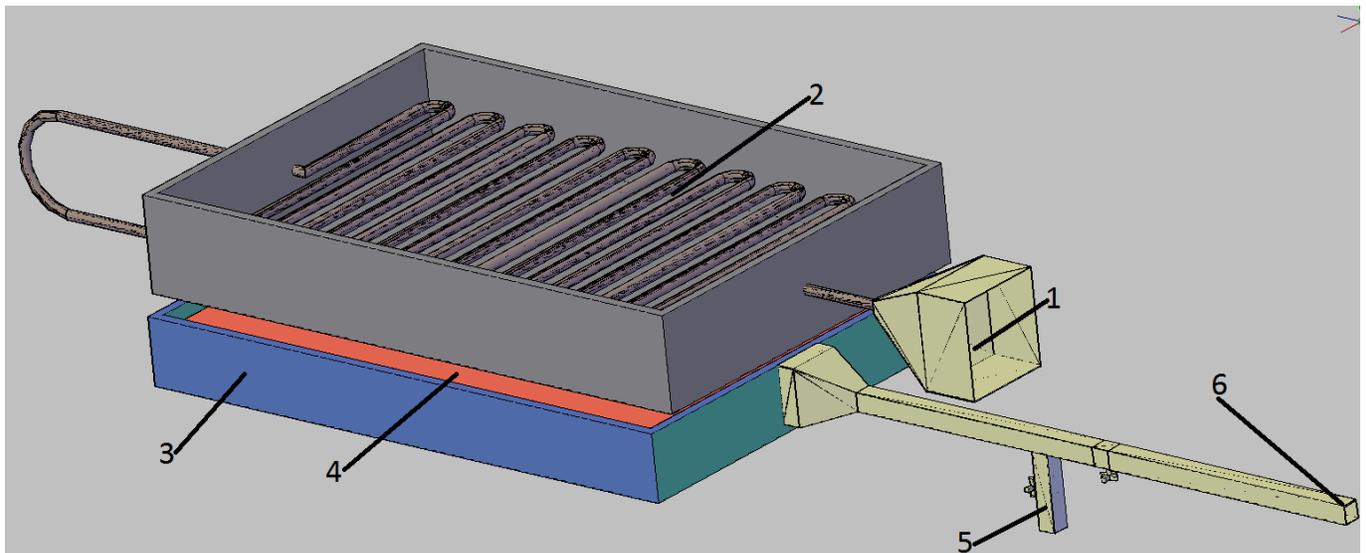


Figura 16a. Esquema del Sistema deshumidificador

- 1.- Toma de aire del exterior.
- 2.- Colector solar.
- 3.- Soporte que alberga la placa desecante (Lamina de aluminio y aislante térmico).
- 4.- Placa desecante
- 5.- Aire de recirculación a la habitación.
- 6.- Salida de aire hacia el exterior.
- 7.- Toma de aire de la habitación.
- 8.- Entrada de aire hacia la placa desecante (Aire exterior o de la habitación).

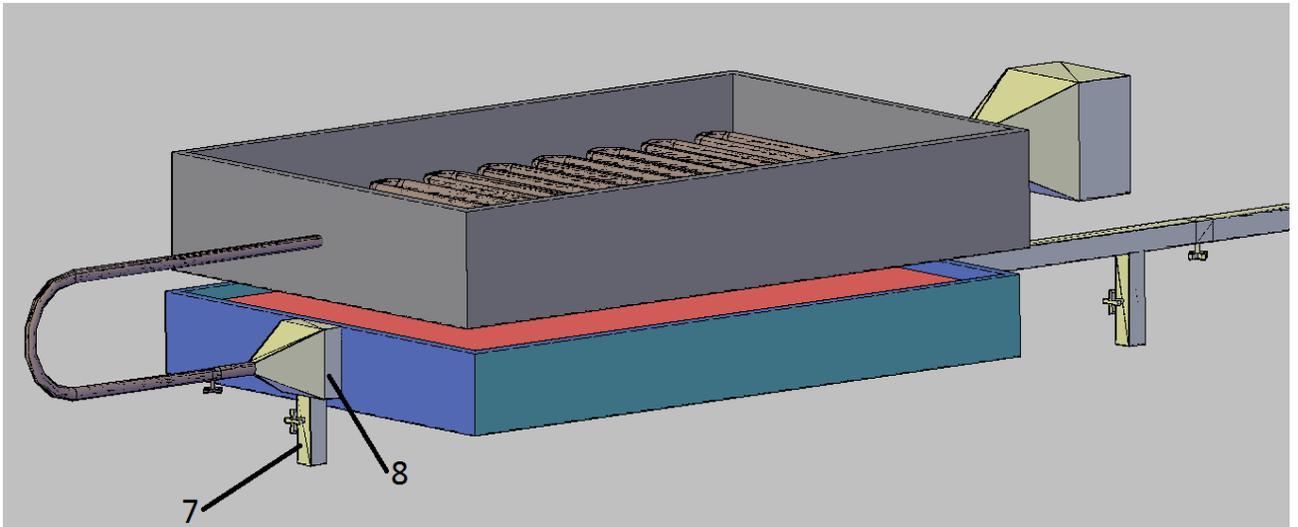


Figura 16b. Esquema del Sistema deshumidificador

3.1 Consideraciones de diseño

La metodología actual de diseño en cuanto a dimensiones espaciales para lechos desecantes considera solamente casos especiales en los cuales se tiene un flujo constante de algún gas con cierta cantidad de vapor de agua y esta es removida durante un proceso en un ciclo abierto, donde las dimensiones del bloque desecante son calculadas tomando en cuenta los parámetros de entrada como la cantidad de vapor de agua contenida en el gas, temperatura, velocidad de flujo, etc. (Siendo estos constantes todo el tiempo) así como algunos parámetros de salida deseados. Adicionalmente, hay una falta importante de información en la metodología actual de diseño¹⁸. Ya que el presente trabajo considera en su frontera de entrada a la placa desecante flujos cambiantes (Temperatura y humedad absoluta y relativa) y un aire re-circulante, la metodología antes mencionada podría decirse inválida para realizar dicha tarea, por lo que las dimensiones de la placa desecante en primera instancia serán propuestas en base a la cantidad teórica de sílica gel que se necesita para llevar la humedad relativa promedio de una habitación hasta un valor del 50 por ciento y mantenerla ahí adsorbiendo la humedad producida por los ocupantes, la infiltración a la habitación y la ventilación. Este procedimiento explicado a detalle en el capítulo 5 carece de sustento cuando uno habla de conseguir el confort en base al nivel de humedad, esto debido a que no está considerando la tasa de adsorción del desecante, lo cual indicaría como el desecante pierde su potencial de adsorción y cómo cambian las condiciones de humedad en la habitación al paso del tiempo. Este trabajo intenta explicar esto último de modo analítico y validarlo con experimentación.

¹⁸ Daud, W.R.W. A novel short-cut design method for adsorbents used in gas dryers and dehumidifiers. Proceedings of the 2nd Asian-Oceania Drying Conference; Batu, Feringhi, Malaysia, 20-22 Agosto.

3.1.1 Consideraciones para el diseño de la placa desecante¹⁹

Velocidad superficial del gas: Durante el ciclo de adsorción, la disminución de la velocidad de flujo aumenta la capacidad del desecante para deshidratar el gas.

Longitud de la placa desecante: Obtenida a partir de la cantidad de desecante que se necesita para deshumidificar un gas.

Capacidad del desecante: Razonable únicamente dentro de un rango de presión, temperatura y mecanismos de envejecimiento, composición.

3.1.2 Consideraciones para el diseño del regenerador

En el diseño del regenerador, el calentamiento debe cumplir con las siguientes características²⁰:

Calentar el desecante por lo menos a 60°C.

Calentar y después vaporizar el agua adsorbida.

Calentar el soporte.

Calentar las válvulas y la tubería en la línea entre el calentador de regeneración.

3.1.3 Efectos del aire de entrada sobre el desecante (Formación de bacterias)²¹

El problema operacional más frecuente es sin duda el acondicionamiento de la corriente de gas de entrada, el gas que va a entrar a la placa desecante debe estar libre de impurezas y otras sustancias como sólidos contenidos en el aire (o al menos reducir la concentración de estos al mínimo). Algunos desecantes sólidos están diseñados para tolerar ciertas cantidades de estos componentes pero si persisten y están en gran cantidad reduce la capacidad del desecante y ocasiona daños mecánicos al material del desecante. Se debe instalar aguas arriba de cualquier sistema de deshidratación con desecante sólido un separador apropiado para la composición de la corriente de entrada seguido por un filtro.

Lo anterior debido a que el desecante estará en contacto directo con agua (reteniéndola), aproximadamente 24 horas, lo que podría producir micelios²² que llevados con la corriente de aire de circulación posteriormente vagarían por el aire, afectando la salud de los ocupantes de la

¹⁹ CAMPBELL, Jhon. *Technical Assistance Service for the Design, Operation, and Maintenance of Gas Plants*. 2003

²⁰ Yadav Avadhesh, Bajpai V. K. *Experimental comparison of various solid desiccants for regeneration by evacuated solar air collector and air dehumidification*. *Drying Technology*. Vol. 30, No. 5, pp. 516-525, (2012).

²¹ Lao, C., *Effects of impurities in the air on gas drying processes*. *Drying Technology*. Vol. 29, Num. 16, pp 1890-1900, (2011).

²² www.humedadcontrolada.com

habitación, por lo que se recomendará la instalación de un filtro a la entrada del aire re-circulante capaz de retener agentes desconocidos a la humedad y al aire.

No es labor de este trabajo el diseño y selección del filtro para agentes contenidos en el aire húmedo capaces de generar micelios aunque si se debe enfatizar en su consideración debido al riesgo de salud que esto ocasionaría de no ser colocado dicho filtro.

3.1.4 Daños mecánicos ocasionados en la estructura debido al flujo de aire y al proceso de desorción²³

Así como la selección del filtro para la entrada del aire re-circulante no es de alta consideración ni estudio de este trabajo, tampoco lo es la consideración a detalle del mantenimiento mecánico, aunque si se mencionan los puntos que se deben tomar en cuenta para el buen diseño mecánico del sistema deshumidificador propuesto.

Tiempo de ruptura prematuro. La capacidad de los desecantes tiende a disminuir o a estabilizarse en un 55 a un 70% de la capacidad inicial debido al “envejecimiento”. Y puede ser causado por la contaminación del desecante o por una regeneración incompleta. Por lo que se tiene que tomar en cuenta un diseño que facilite desmontar el lecho desecante para su reemplazo, de acuerdo a Campbell [Ref. 19] el tiempo de vida del desecante es de 3 a 5 años limitado por contaminantes como el polvo, bacterias y el rompimiento antes mencionado.

Daño en los soportes. Una caída de presión muy brusca, un aumento en la velocidad superficial del gas o fuerte corrosión (debido a que el material seleccionado no es para esas condiciones y/o existe filtración de humedad) pueden causar el daño de los soportes y causar la aparición de fugas en el sistema.

Pobre distribución del aire dentro del sistema. Cuando los distribuidores de aire que se instalan en el desecante presentan problemas causan una pobre distribución del aire dentro del sistema, lo que puede ocasionar la canalización del aire dentro del desecante lo que puede llevar a una ruptura temprana en el lecho y además a la no utilización del lecho completo tanto en la adsorción como en la regeneración.

Dilatación del desecante debida a la adsorción del agua. Debido al propio proceso de adsorción del desecante, este se expande volumétricamente por lo cual se debe considerar cierta holgura entre la propia cama desecante y el soporte que contiene a esta, de acuerdo a Mujumdar [Ref. 23], la dilatación lineal promedio de la sílica gel por efecto de la adsorción es de 2mm, por lo cual, es de suma importancia tener en cuenta este parámetro para el diseño del contenedor del desecante.

²³ Mujumdar, Arun S., *Evaluation of structure on desiccant towers for drying natural gas. International Journal of Structural Stability and Dynamics* . 1987, Vol. 10, Num. 6, pp 1139-1161

3.2 Componentes principales del sistema deshumidificador propuesto

Placa desecante: Es una placa porosa hecha de sílica gel (Fig. 16) capaz de adsorber agua del aire (humedad) al pasar una corriente de este encima de dicho material.

Es el componente principal del sistema debido a que en el se realiza el proceso de deshumidificación.

Colector solar: Este dispositivo se encarga de absorber el calor de la radiación solar para calentar el aire tomado del exterior y hacerlo pasar por el desecante y así regenerar el sistema. El colector solar (fig. 16) tiene una cubierta de vidrio transparente que permite la entrada de radiación solar. La tubería dentro del colector solar por la cual se hace pasar el aire está fabricada de cobre. La cubierta de dicha tubería está pintada de negro mate. El dispositivo obtiene el aire del exterior por medio de un ventilador.

Ventiladores de alimentación: Son ventiladores del tipo axial, su propósito es coleccionar el aire para hacerlo pasar a través de la cama desecante y dependiendo del proceso, el aire se tomará ya sea del exterior (proceso de desorción) o de la habitación (proceso de adsorción).

3.3 Descripción de los procesos del sistema deshumidificador propuesto

El sistema deshumidificador propuesto se compone de dos principales y únicos procesos, los cuales están acoplados a un mismo dispositivo, el cual para realizar la diferencia de procesos basta cambiar ciertas condiciones en la dirección del fluido de trabajo.

3.3.1 Proceso de deshumidificación

El sistema desecante cuenta con una placa formada de sílica gel, la cual adsorbe (fisisorción) el vapor de agua del aire (fig. 17), este proceso es llevado a cabo en las noches, donde el aire de la habitación es tomado por medio de un ventilador hacia la placa desecante la cual le retirará la humedad, este aire a la salida de la placa será regresado de vuelta a la habitación con su cantidad de agua reducida para mezclarse con el aire de la habitación lo que propiciará una caída en la cantidad de humedad haciendo condiciones más cercanas a las de confort para los habitantes.

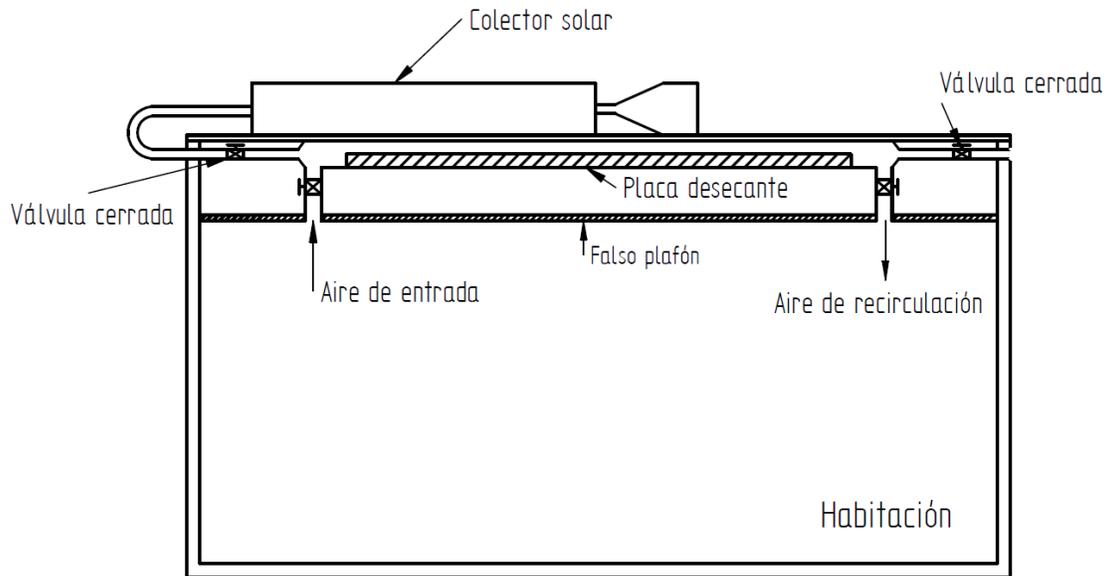


Figura 17. Proceso de adsorción (período de noche)

3.3.2. Proceso de regeneración del sistema

Este proceso es llevado a cabo durante el día, después de que en la noche se puso a funcionar la placa desecante en su proceso de adsorción de la humedad del aire dentro de la habitación, se debe retirar el agua contenida en la superficie de la placa desecante, es aquí donde el aire tomado del exterior y calentado por el sol entra a la cama desecante para absorber el agua contenida en la misma (fig. 18).

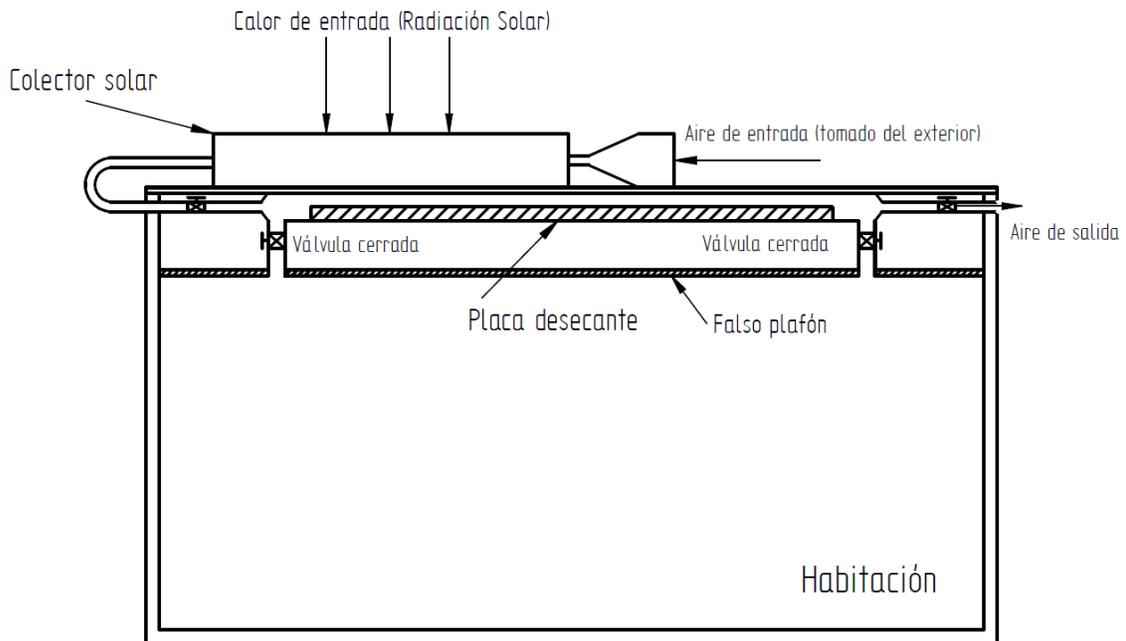


Figura 18. Proceso de desorción (Período diurno)

CAPITULO IV

Análisis teórico

En este capítulo se obtendrán los modelos matemáticos que describen el comportamiento de los cambios de la humedad y la temperatura dentro de una habitación haciendo uso del sistema desecante propuesto. Se analizan de modo separado los modelos para la temperatura y humedad absoluta en la habitación, tomando en cuenta la generación de humedad por habitante, la infiltración, ventilación y una fuente de humedad (positiva o negativa) que en este caso es el desecante sólido. Una vez obtenido dicho modelo, este se aplicará a un caso de estudio para una región con un clima cálido húmedo, en el cual se producen sensaciones de discomfort higrotérmicas, y por tal motivo se escoge aplicar el sistema desecante en este tipo de regiones. Se debe señalar que las soluciones de estos modelos se utilizan para obtener la humedad relativa y saber el grado de cercanía que se tiene con el punto de confort higrotérmico.

4.1 Modelo matemático descriptivo de los cambios de humedad presentes en un espacio considerando el sistema desecante propuesto

Para describir el comportamiento de la habitación para la temperatura y humedad se plantea un modelo matemático, en base a balances de energía y masa en función del tiempo y posición para la habitación. Las suposiciones básicas hechas para el modelo del sistema propuesto son las siguientes:

- Se consideran dos componentes en fase gaseosa, que comprenden una mezcla de gas ideal (Aire y vapor de agua).
- Sólo un componente es adsorbido con equilibrio isotérmico (agua).
- Rápido equilibrio térmico es establecido entre el fluido y las partículas adsorbentes.
- Se considera la adsorción y desorción en la cama desecante sólo afectada de forma temporal y no espacial.
- Gradientes de presión dentro de la habitación así como en el sistema son despreciables.
- Dependencia de la temperatura de las propiedades físicas es despreciable y se tomarán las condiciones estándar para dichos parámetros.
- Una aproximación LDF (del Ingles Linear driving force) representa el transporte del equilibrio entre el fluido y el desecante sólido.

- Se considera la mezcla instantánea entre el aire que sale por la cama desecante y la habitación.
- Las propiedades de estado en un punto de la habitación son exactamente iguales para todos los demás puntos de la misma.
- Las propiedades termodinámicas son del valor del aire seco, esto debido a que a condiciones atmosféricas la relación de masa entre el vapor de agua en el aire es menor al 10% y se hace la suposición de **Flujo bajo de masa**²⁴

Basado en las suposiciones anteriores, y considerando sílica gel como el material de la cama desecante. El balance de masa de la humedad contenida en el aire dentro de la habitación se escribe de la siguiente manera:

4.1.1 Transporte de especie (humedad absoluta) en la habitación

En el capítulo 2, se hace una deducción de la ecuación del transporte de especies, en este análisis no se tomará en cuenta la dispersión que existe en el medio poroso de la sílica gel debido a que no es de interés como se comporta la especie (vapor de agua) dentro del desecante, sólo se considera la tasa de adsorción o desorción presente en ella. La ecuación en su forma más general para la concentración de una especie (vapor de agua en el aire para este trabajo) es la siguiente:

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{v}C_i) = (D_{ia}\nabla^2 C_i) + S_i + R_i \quad (34)$$

Donde S_i y R_i son una fuente de producción de especie y una reacción química que genere o destruya la especie i -ésima respectivamente. El término reactivo en este trabajo no es considerado debido a que no existe en el proceso ninguna reacción que genere humedad.

La cantidad de vapor en el aire (Humedad absoluta) dentro de la habitación de forma espacial se considera igual para cada instante de tiempo debido a que, el equilibrio de la mezcla es inmediata, por lo que en ningún momento existiría una gradiente de masa entre dos puntos espaciales ocasionando así que el término difusivo y convectivo sean iguales a cero ($D_{ia}\nabla^2 C_i = 0$; $\nabla \cdot (\mathbf{v}C_i) = 0$)

De lo anterior, la ecuación (34) queda de la siguiente forma:

²⁴ Cengel Yunus A. *Transferencia de calor y masa, 3era Edición. McGraw-Hill, 2007*

$$\frac{dC_i}{dt} = S_i \quad (35)$$

El término de la derecha de la ecuación, la producción (positiva o negativa) de especie está definida en un término por una ecuación llamada **Transferencia de masa del fluido hacia las partículas sólidas (Linear force driving)** y como se dijo en el capítulo 2, esta ecuación determina la cantidad de masa de la especie *i*-ésima que se adsorbe el desecante sólido.

$$\frac{dW}{dt} = h_{masa}(W^* - W) \quad (36)$$

El coeficiente de transferencia de masa h_{masa} para este trabajo, se define por el modelo más simple de transferencia de masa (Tabla 3), convección forzada sobre una placa plana, en donde un flujo entra por encima de la placa con cierta concentración C_i , en la cual se generará una transferencia de masa desde la capa límite de concentración debido al gradiente entre el flujo libre y la superficie de la placa (Fig. 19). Este modelo es el más adecuado debido a la geometría de la placa de sílica gel.

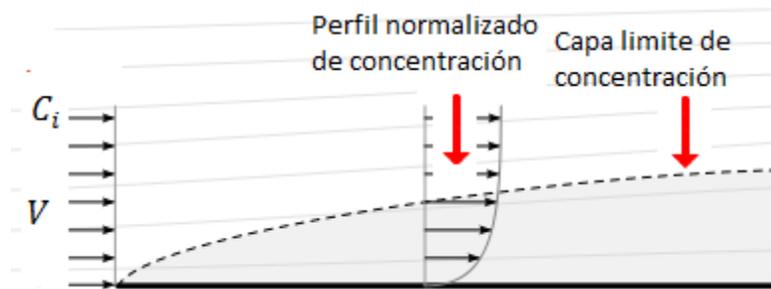


Fig.19 Perfil de la capa límite de concentración de un flujo entrando a una placa plana

1.- Convección forzada sobre una placa plana

a) Flujo laminar ($Re < 5 \times 10^5$)

$$Sh = 0.664 Re_L^{0.5} Sc^{1/3}; \quad Sc > 0.5$$

b) Flujo turbulento ($5 \times 10^5 < Re < 10^7$)

$$Sh = 0.037 Re_L^{0.8} Sc^{1/3}; \quad Sc > 0.5$$

Tabla 3. Relación del número de Sherwood en la convección de masa, para concentración especificada en la superficie.

De donde:

$$Sh = \frac{h_{masa} L_c}{D_{AB}}$$

Del trabajo de Nastaj y Ambrozek se tiene que

$$S_i = -\frac{\rho_b}{\epsilon\rho} \frac{\partial W}{\partial t}$$

Pero como en este trabajo si considera la infiltración, ventilación y la tasa de producción de humedad debido a los habitantes, la ecuación anterior se vuelve:

$$S_i = -\frac{\rho_b}{\epsilon\rho} \frac{dW}{dt} + C_h + C_{inf} + C_{ven} \quad (37)$$

El signo negativo del primer término de la ecuación (37) se debe a que en el proceso de adsorción se verá reducida la concentración de la especie i-esima.

Donde C_h , C_{inf} y C_{ven} están definidas por:

$$C_h = \frac{\dot{C}}{\rho Vol_{Habitación}}$$

$$C_{inf} = \text{Cambios de aire} * (C_\infty - C_i)$$

$$C_{ven} = \dot{V} / Vol_{Habitación} * (C_\infty - C_i)$$

Siendo C_∞ una función del tiempo (t) obtenida por datos medidos o por medio de modelos teóricos.

Por lo tanto la ecuación (35) se vuelve:

$$\frac{dC_i}{dt} = -\frac{\rho_b}{\epsilon\rho} \frac{dW}{dt} + C_h + \text{Cambios de aire} * (C_\infty - C_i) + \dot{V} / Vol_{Habitación} * (C_\infty - C_i)$$

Factorizando:

$$\frac{dC_i}{dt} = -\frac{\rho_b}{\epsilon\rho} \frac{dW}{dt} + C_h + \left(\text{Cambios de aire} + \dot{V} / Vol_{Habitación} \right) (C_\infty - C_i) \quad (38)$$

Como el sistema se trata de ecuaciones dependientes del tiempo se requieren condiciones iniciales, las cuales se escriben a continuación:

$$C_i((x, y, z), 0) = C_{i0}(x, y, z)$$

$$W((x, y, z), 0) = W_0(x, y, z)$$

$$\emptyset((x, y, z), 0) = \emptyset_0(x, y, z)$$

4.1.2 Balance de energía en la habitación

El balance de energía se expresa en términos de un modelo de transferencia de calor global.

Partiendo de la ecuación (19) deducimos el modelo que describe al sistema desecante en cuanto a términos de energía:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{u} \frac{\partial T}{\partial x} + \mathbf{v} \frac{\partial T}{\partial y} + \mathbf{w} \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + G / \rho c_p$$

Haciendo la misma suposición que para el transporte de especies, en la habitación en un instante de tiempo dado se tienen las mismas condiciones de temperatura en todo el volumen del espacio interior, por lo tanto, el cambio de T de forma espacial es despreciado, lo cual de la ecuación (19) queda:

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} = G \quad (38)$$

Definiendo a G como los flujos y ganancias de calor por m^3 en la habitación se tiene que:

$$G = Q_{Iso} + Q_H + Q_i + Q_v + Q_p \quad (39)$$

De donde Q_i, Q_v, Q_p se definen como sigue:

- a) Generación de calor por adsorción

$$Q_{Iso} = \rho_b \bar{h} \frac{dW}{dt}$$

- b) Generación de calor de los ocupantes

$$Q_H = \frac{(100W) * (\text{Numero de personas})}{\text{Volumen por Persona}}$$

c) Ganancia de calor por infiltración (Sensible y latente)

$$Q_i = Q_{is} + Q_{iL}$$

$$Q_{is} = \text{Cambios de aire} * \rho * C_{pa}(T_{\infty} - T)$$

$$Q_{iL} = \text{Cambios de aire} * \rho * h_{vap} * (C_{\infty} - C_i)$$

d) Ganancia de calor por ventilación (Sensible y latente)

$$Q_v = Q_{vens} + Q_{venL}$$

$$Q_{vens} = \frac{\dot{V}}{Vol_{Habitación}} * \rho * C_{pa}(T_{\infty} - T)$$

$$Q_{venL} = \frac{\dot{V}}{Vol_{Habitación}} * \rho * h_{vap} * (C_{\infty} - C_i)$$

e) Flujo de calor por las paredes y losa de la habitación

$$\sum_{i=1}^N Q_{pi} = \sum_{i=1}^N U_i A_i (T_{\infty} - T) / Vol_{Pi}$$

De donde el valor de T_{∞} es una función del tiempo (t) obtenida por datos medidos o por medio de modelos teóricos.

Con lo cual la ecuación (38) queda:

$$\frac{dT}{dt} = (Q_{Iso} + Q_H + Q_i + Q_v + Q_p) 1/\rho c_p \quad (40)$$

Entonces obtenemos un modelo matemático compuesto de ecuaciones diferenciales descriptivo para los cambios de temperatura y humedad dentro de una habitación haciendo uso del sistema desecante, dicho modelo se compone entonces de tres principales ecuaciones:

$$\frac{dC_i}{dt} = -\frac{\rho_b}{\epsilon\rho} \frac{dW}{dt} + C_h + \left(\text{Cambios de aire} + \dot{V}/Vol_{\text{Habitación}} \right) (C_\infty - C_i)$$

$$\frac{dW}{dt} = h_{masa}(W^* - W)$$

$$\frac{dT}{dt} = (Q_{Iso} + Q_H + Q_i + Q_v + Q_p) 1/\rho c_p$$

Como puede verse, el sistema principal de ecuaciones está compuesto de ecuaciones diferenciales que a su vez tiene variables en función del tiempo, resolver esto por medio de métodos analíticos sería un trabajo tedioso, por lo que en este trabajo se utilizará un método numérico computacional que está dentro del software Maple 15.

Para dar crédito al modelo matemático y por supuesto validar el diseño del sistema cuasi-pasivo aquí propuesto, en el siguiente capítulo se procede a realizar un estudio experimental a escala (Hacer la experimentación real requeriría altos recursos monetarios los cuales no se cuentan para dicha investigación) para después compararlo con la solución del modelo teórico resuelto en Maple, al validar dicho modelo el siguiente paso será el de modelar el sistema deshumidificador para una habitación de dimensiones reales en una región de clima húmedo.

CAPITULO V

Validación del sistema deshumidificador propuesto; análisis experimental y numérico, caso de estudio: Poza Rica, Veracruz

5.1Clima de la localidad (Poza Rica, Veracruz)

La ciudad de Poza Rica de Hidalgo se localiza al norte del estado mexicano de Veracruz, al oriente de la República Mexicana. (Figura 20). Sus coordenadas geográficas son Latitud: 20°32'27" N. Longitud: 097°28'22" W. Altura: 50.0 MSNM.



Figura 20. Localización de Poza Rica, Veracruz en un mapa de la República Mexicana.

El clima de la región es cálido, con una temperatura media anual de 26.4 °C, con abundantes lluvias en verano y principios de otoño. La precipitación media anual es de 1,103 mm.

De acuerdo con las normales climatológicas²⁵ y con ayuda del programa diseñado por Preciado²⁶ se obtuvieron las temperaturas y humedades horarias promedio para cada mes en la ciudad de Poza Rica, Veracruz [Figuras 21a, 21b, 22a y 22b]. Esto nos sirve para determinar qué tan alejadas están las condiciones climáticas de las condiciones de confort higrotérmico, como se puede ver en las figuras 23 y 24, en la mayoría del año, se tienen condiciones de temperatura y humedades relativas muy alejadas de la zona de confort para esa región. Las temperaturas máximas y mínimas (fig. 23) en prácticamente todo el año están fuera del rango de confort, así como también la temperatura media sólo está dentro del rango apenas 6 meses, los otros 6 meses que comprenden todo el verano

²⁵ Normales climatológicas, obtenidas de la página de SEMARNAT.

²⁶ Preciado, O., Ulises. Software BIOSOL. (2010)

y parte de la primavera y otoño están muy por encima de la temperatura del límite superior del rango de confort. Por otro lado (fig. 24) la humedad relativa media mensual en más de medio año supera en casi 10% la humedad de condiciones confortables (50% de humedad relativa)²⁷.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio
Temp max	21	26.5	30	32.5	35.4	35.2
Temp min	14.5	15.2	18	20.2	23	23.3
Temp med	17.8	20.9	24.0	26.4	29.2	29.3
00:00	16.2	18.1	20.9	23.0	25.6	25.8
01:00	15.9	17.5	20.3	22.4	25.1	25.3
02:00	15.6	17.1	19.9	22.0	24.7	24.9
03:00	15.4	16.7	19.5	21.6	24.4	24.6
04:00	15.2	16.4	19.2	21.4	24.1	24.3
05:00	15.1	16.2	19.0	21.1	23.9	24.1
06:00	15.0	16.0	18.8	20.2	23.2	23.6
07:00	14.6	15.5	18.7	21.5	24.9	25.4
08:00	15.4	17.3	20.9	24.1	27.7	28.1
09:00	16.9	19.9	23.8	27.0	30.5	30.9
10:00	18.4	22.5	26.4	29.5	32.9	33.0
11:00	19.6	24.5	28.3	31.2	34.4	34.4
12:00	20.5	25.8	29.5	32.2	35.2	35.1
13:00	20.9	26.4	30.0	32.5	35.3	35.1
14:00	21.0	26.4	29.8	32.2	34.9	34.6
15:00	20.8	25.9	29.2	31.4	34.1	33.8
16:00	20.3	25.2	28.3	30.5	33.1	32.8
17:00	19.8	24.2	27.3	29.4	32.0	31.8
18:00	19.2	23.2	26.2	28.2	30.8	30.7
19:00	18.6	22.1	25.1	27.1	29.7	29.6
20:00	18.0	21.1	24.0	26.1	28.7	28.6
21:00	17.5	20.2	23.1	25.1	27.8	27.8
22:00	17.0	19.4	22.2	24.3	26.9	27.0
23:00	16.6	18.7	21.5	23.6	26.2	26.3

Figura 21a. Temperaturas horarias promedio de cada mes del año. (1er semestre del año)

²⁷ ASHRAE Handbook Fundamentals. Atlanta, 1990

	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Temp max	34.3	34.5	33.4	31.3	28.2	25.2
Temp min	22.7	22.5	22.1	20.1	17.2	15.4
Temp med	28.5	28.5	27.8	25.7	22.7	20.3
00:00	25.1	25.1	24.7	22.9	20.1	18.0
01:00	24.7	24.6	24.2	22.4	19.5	17.5
02:00	24.3	24.2	23.8	21.9	19.1	17.1
03:00	24.0	23.9	23.5	21.6	18.7	16.8
04:00	23.7	23.6	23.2	21.3	18.4	16.5
05:00	23.5	23.4	23.0	21.0	18.2	16.3
06:00	22.9	22.6	22.1	20.8	18.0	16.1
07:00	24.6	24.0	23.0	20.5	17.4	15.5
08:00	27.3	26.6	25.2	22.4	18.9	16.7
09:00	29.9	29.4	27.9	25.0	21.4	18.8
10:00	32.1	31.8	30.2	27.5	23.9	21.1
11:00	33.5	33.4	32.0	29.5	26.0	23.0
12:00	34.2	34.3	33.0	30.7	27.4	24.3
13:00	34.2	34.5	33.4	31.2	28.1	25.0
14:00	33.8	34.1	33.2	31.2	28.1	25.2
15:00	33.0	33.4	32.6	30.7	27.7	24.9
16:00	32.1	32.4	31.7	29.9	27.0	24.3
17:00	31.0	31.3	30.7	28.9	26.1	23.5
18:00	29.9	30.2	29.7	27.9	25.1	22.6
19:00	28.9	29.1	28.6	26.9	24.1	21.7
20:00	27.9	28.1	27.7	25.9	23.1	20.8
21:00	27.1	27.2	26.8	25.0	22.2	20.0
22:00	26.3	26.4	26.0	24.2	21.4	19.2
23:00	25.7	25.7	25.3	23.5	20.7	18.6

Figura 21b. Temperaturas horarias promedio de cada mes del año. (2do semestre del año)

	ene	feb	mar	abr	may	jun
H R med observ	61.3	51	46.7	49.3	48	50
00:00	53	61	68	70	73	75
01:00	54	62	70	71	74	76
02:00	55	63	71	73	76	77
03:00	56	64	72	74	77	78
04:00	56	65	73	75	77	79
05:00	56	66	74	75	78	80
06:00	57	66	74	78	81	81
07:00	58	68	75	74	75	76
08:00	55	63	68	67	67	67
09:00	51	56	60	58	58	59
10:00	47	49	52	51	51	52
11:00	44	43	46	46	47	48
12:00	41	39	43	43	44	46
13:00	40	38	42	42	44	46
14:00	40	38	42	43	45	47
15:00	41	39	44	45	48	50
16:00	42	41	46	48	51	53
17:00	43	44	49	51	54	56
18:00	45	47	53	54	58	60
19:00	47	49	56	58	61	63
20:00	48	52	59	61	64	66
21:00	50	55	62	64	67	69
22:00	51	57	64	66	69	71
23:00	52	59	66	68	71	73

Figura 22a. Humedades relativas horarias promedio de cada mes del año. (1er semestre del año)

	jul	ago	sep	oct	nov	dic
H R med observ	49	53	59	60	62.3	64
00:00	71	59	54	56	54	56
01:00	73	60	55	58	56	57
02:00	74	62	56	59	57	58
03:00	75	62	56	59	58	59
04:00	76	63	57	60	59	60
05:00	76	64	58	61	59	61
06:00	78	66	60	61	60	61
07:00	73	62	58	62	61	63
08:00	65	56	53	57	57	60
09:00	57	49	46	51	51	54
10:00	51	43	41	45	45	48
11:00	47	39	37	40	40	43
12:00	44	37	35	37	37	39
13:00	44	36	34	36	35	37
14:00	46	37	34	36	35	37
15:00	48	39	36	37	36	38
16:00	51	41	38	39	37	40
17:00	54	44	40	41	40	42
18:00	57	47	42	44	42	44
19:00	60	49	45	46	45	46
20:00	63	52	47	49	47	49
21:00	65	54	49	51	49	51
22:00	68	56	51	53	51	53
23:00	70	58	52	55	53	55

Figura 22b. Humedades relativas horarias promedio de cada mes del año. (2do semestre del año)

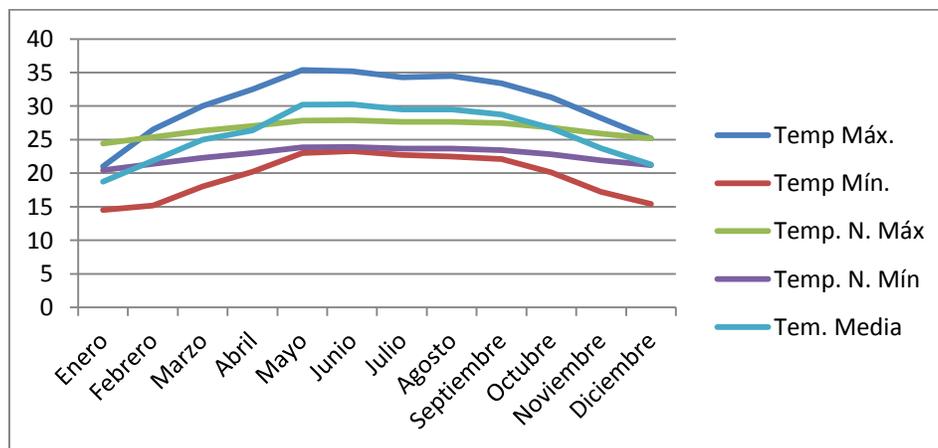


Figura 23. Temperaturas máximas, mínimas, media y límites de las temperaturas de termopreferendum para la ciudad de Poza Rica, Veracruz

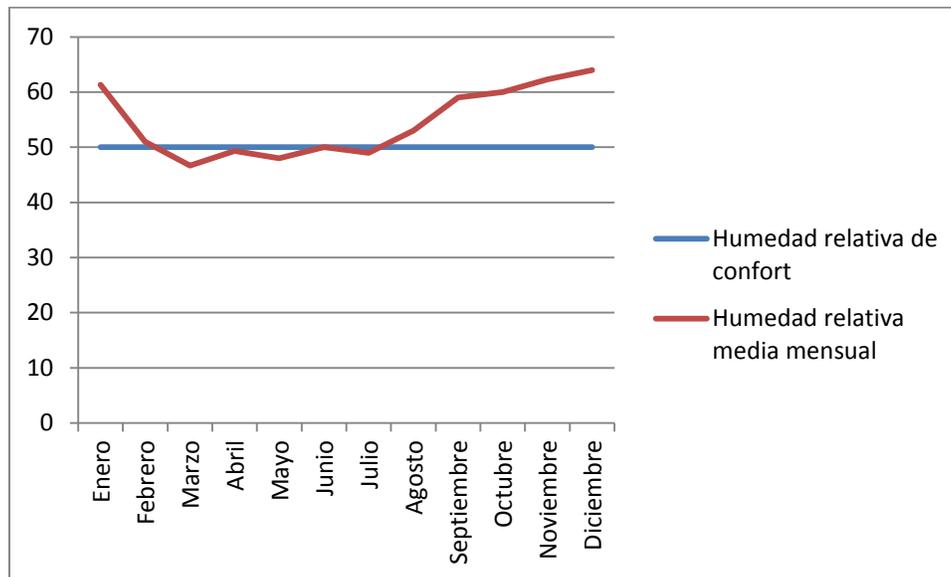


Figura 24. Comparación de la Humedad relativa de confort con la humedad media mensual

De lo anterior, es fácil notar que en la construcción de una edificación donde el hombre haga uso de ella en esta localidad, se debe prestar importante atención a los niveles altos que se tienen de temperatura y humedad, y es por ello que el sistema desecante atendiendo a controlar la humedad será aplicado a esta región.

5.2 Estudio experimental del prototipo del sistema deshumidificador

Como se mencionó en el capítulo anterior hacer la experimentación real requeriría altos recursos monetarios los cuales no se cuentan para dicha investigación, por lo que la validación cómo suele hacerse normalmente en la práctica²⁸ es una comparación de la solución del modelo matemático para ciertas condiciones entre los resultados obtenidos de una prueba experimental bajo las mismas condiciones.

Primeramente se darán detalles de las dimensiones y materiales del prototipo experimental del cual se obtendrán los datos para hacer la comparación con el modelo matemático, después se detalla el funcionamiento de los instrumentos de medición para llevar acabo la medición de dicha experimentación.

5.2.1 Obtención de la cantidad necesaria de sílica gel para el prototipo experimental

Se considera debido a la falta de información y por lo tanto de una metodología de diseño [Ref. 18] para el dimensionamiento del tamaño de una placa de sílica gel con condiciones cambiantes de entrada, un cálculo para determinar la cantidad teórica de sílica gel que se necesita para llevar la

²⁸ Patankar Suhas, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, 1980, Nueva York, Estados Unidos. 197 pp.

humedad relativa promedio de una habitación hasta un valor del 50% y mantenerla ahí, a pesar de la humedad producida por los ocupantes, infiltración y ventilación. Cabe señalar que en este cálculo no se está considerando la tasa de adsorción de humedad.

Para el cálculo, se toma el valor de la temperatura inicial y una HR inicial dadas por el programa BIOSOL [Ref. 26] a la hora que se tiene pensado iniciar las mediciones en el prototipo experimental, estos datos son tomados como los valores iniciales dentro del espacio del prototipo. El valor de la temperatura y humedad relativa exterior se toma fija como el promedio de los datos dados por BIOSOL en el periodo de medición.

El periodo de medición en el proceso de adsorción inicia a las 8:00 PM del mes de Abril, por lo que se tiene la temperatura y humedad relativa siguientes:

$$T = 26.1^{\circ}C$$

$$HR = 61.1\%$$

Dando una humedad absoluta de:

$$\omega = 0.01295 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire}}$$

Después, la humedad absoluta que resultaría de llevar a la misma temperatura inicial la HR = 50%, es:

$$\omega_{@50\%} = 0.01056 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire}}$$

Entonces la cantidad de masa de agua a remover en la habitación para ir de la HR inicial a la HR=50% es:

$$m_{agua \ a \ remover} = (\omega - \omega_{@50\%})m_{aire}$$

De donde $m_{aire} = \rho_{aire} * Vol_{prototipo}$ y $Vol_{prototipo}$ se obtiene de la figura 26.

$$Vol_{prototipo} = L_h * H_h * W_h$$

Por lo tanto el agua a remover es:

$$m_{agua \ a \ remover} = (\omega - \omega_{@50\%})(\rho_{aire})(L_h * H_h * W_h)$$

$$m_{agua \ a \ remover} = (0.01295 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire}} - 0.01056 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire}})(1.165 \frac{kg}{m^3})(0.264m^3)$$

$$m_{agua \ a \ remover} = 7.3506x10^{-4}kg_{agua}$$

No existe infiltración ni generación de humedad por ocupantes, pero si existe la entrada de humedad por ventilación del exterior hacia el interior. Esto se expresa de la manera siguiente:

$$m_{agua \ a \ remover} = \dot{m}_{aire}(\omega_{ext} - \omega_{@50\%})$$

$$\dot{m}_{aire} = \dot{V} * \rho_{aire} = (15CFM)\left(1.165 \frac{kg}{m^3}\right) = (25.35 \frac{m^3}{hr})\left(1.165 \frac{kg}{m^3}\right) = 29.53 \frac{kg}{hr}$$

$$m_{\text{agua a remover}} = (29.53 \text{ kg/hr})(\omega_{\text{ext}} - 0.01056 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}})$$

Para determinar ω_{ext} se toma la temperatura y humedad relativa promedio del periodo de medición. De acuerdo a los datos de las figuras 21a y 21b, se tiene:

$$\begin{aligned} T &= 22.8^\circ\text{C} \\ HR &= 63.28\% \end{aligned}$$

Dando una humedad absoluta de:

$$\omega_{\text{ext}} = 0.01097$$

El agua a remover por ingreso de humedad por ventilación será:

$$m_{\text{agua a remover}} = (29.53 \text{ kg/hr})(0.01097 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}} - 0.01056 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire}})$$

$$m_{\text{agua a remover}} = 0.0121 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{hr}$$

Para un periodo de 11 horas:

$$m_{\text{agua a remover}} = 0.133 \text{ kg}_{\text{agua}}$$

El agua total a remover por lo tanto será la suma de la ventilación y de llevar de un punto inicial de HR a una HR de 50%

$$m_{\text{total agua a remover}} = 0.133 \text{ kg}_{\text{agua}} + 7.3506 \times 10^{-4} \text{ kg}_{\text{agua}} = 0.1339 \text{ kg}_{\text{agua}}$$

De acuerdo a la figura 7, la sílica gel en condiciones normales de temperatura y humedad en una habitación adsorbe un promedio de $0.3 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{sílica}}$

Por lo tanto la cantidad de sílica gel requerida para el prototipo experimental será de :

$$m_{\text{sílica gel}} = \frac{0.1339 \text{ kg}_{\text{agua}}}{0.3 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{sílica}}} = 0.4464 \text{ kg}_{\text{sílica}}$$

5.2.2 Planos del prototipo experimental

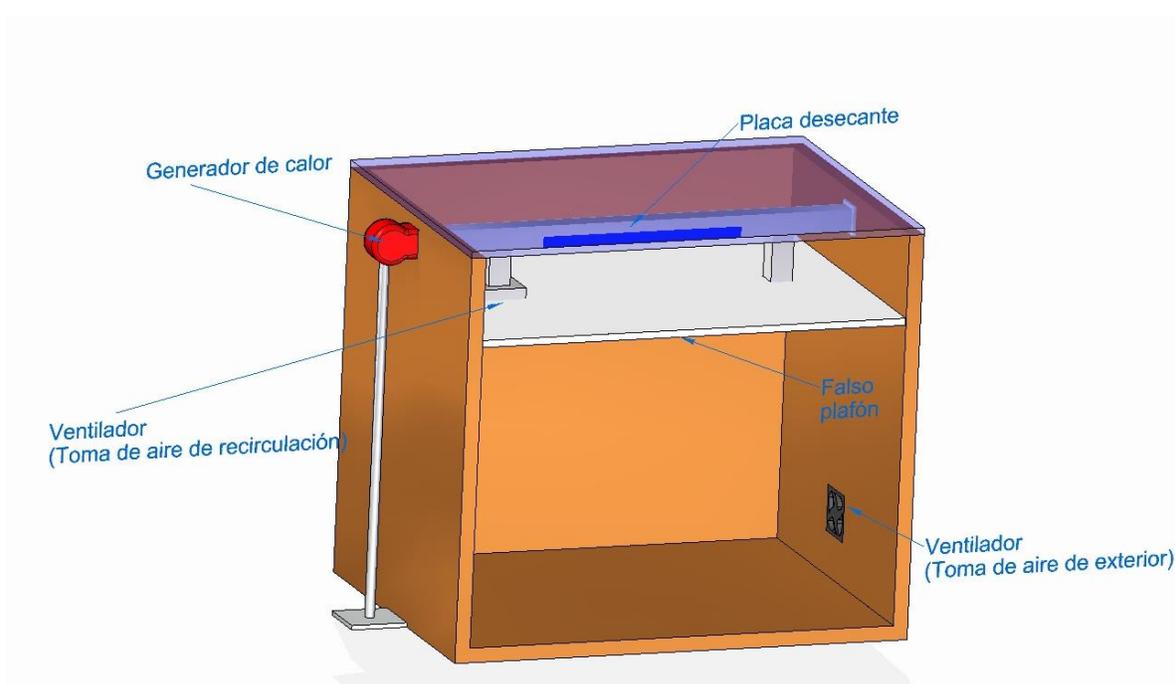


Figura 25a. Esquema del prototipo experimental

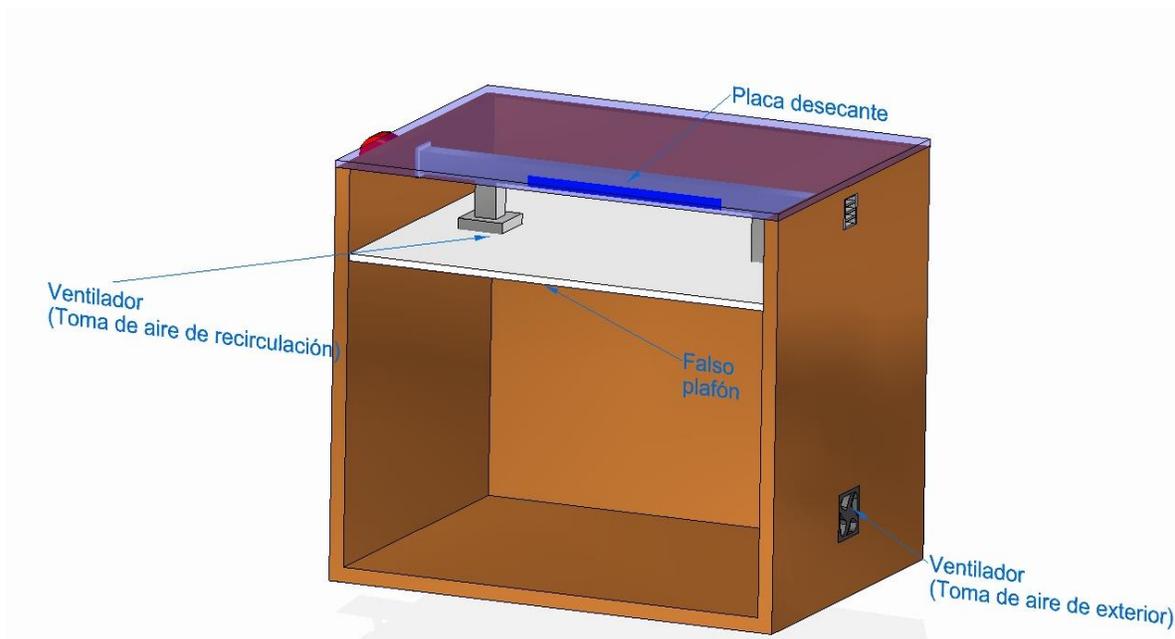


Figura 25b. Esquema del prototipo experimental

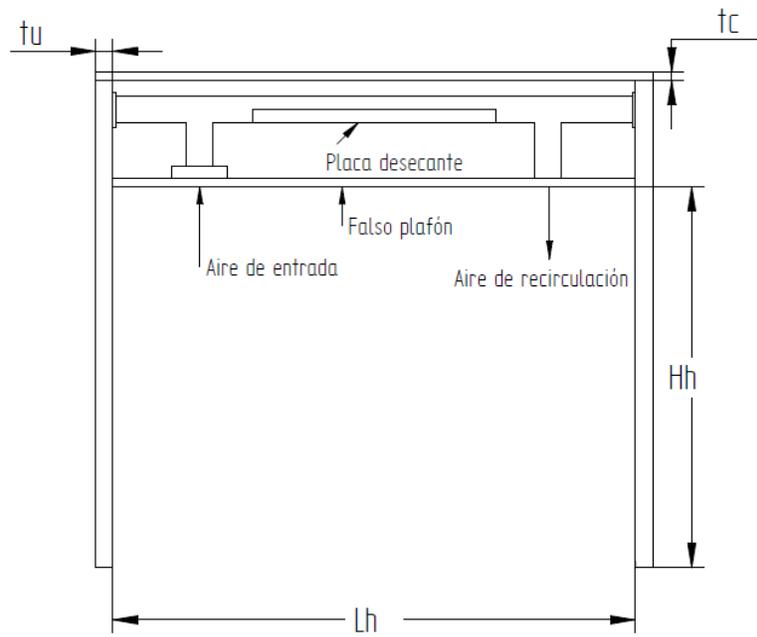


Figura 26. Vista frontal del prototipo experimental

De la figura 26, 27 y 28:

- $H_h = 0.55m$
- $H_t = 0.70m$
- $L_{D1} = 3.8cm$
- $L_{D2} = 3.8cm$
- $W_D = 1.9cm$
- $W_p = 1.9cm$
- $L_h = 0.8m$
- $t_c = 3mm$
- $t_u = 2.54cm$
- $W_h = 0.6m$

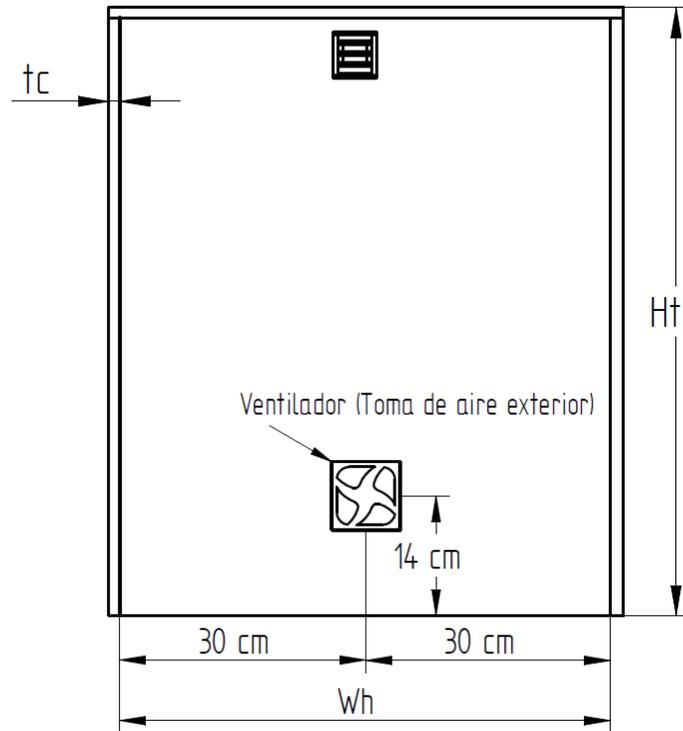


Figura 27. Vista lateral del prototipo experimental

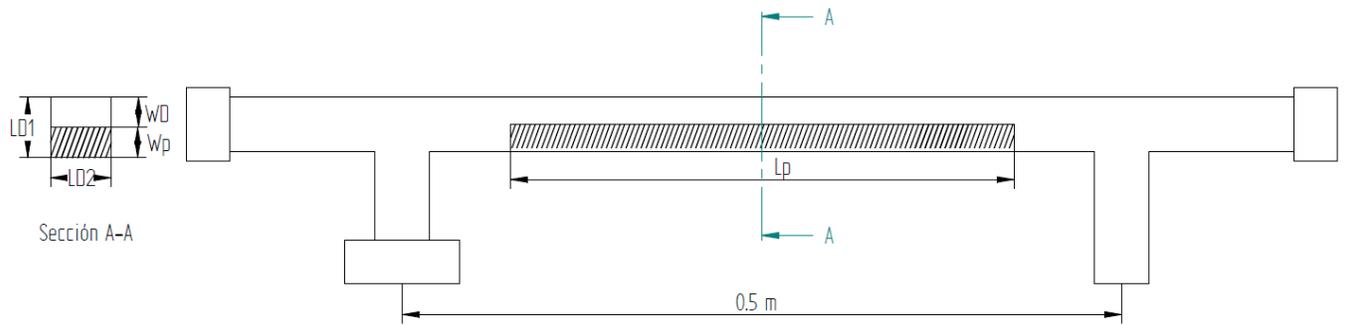


Figura 28. Ducto de ventilación y placa desecante

5.2.3 Componentes y materiales constructivos del prototipo experimental

Prototipo experimental: Dispositivo a escala de una habitación (Figura 29), con el sistema desecante propuesto en este trabajo instalado en el, con el propósito de simular su funcionamiento.



Figura 29. Prototipo experimental del sistema desecante propuesto

Placa desecante: Es una placa hecha de sílica gel (figura 30a y 30b), capaz de adsorber agua del aire (humedad) al pasar una corriente de este por encima de dicho material. La cantidad de sílica gel utilizada en el prototipo de acuerdo al punto 5.2.1 es de medio kilogramo.



Figura 30a. Sílica gel dentro de una malla capaz de permitir la transferencia del vapor de agua del aire hacia la sílica gel



Figura 30b. Sílica gel instalada dentro del ducto de ventilación

Ventiladores de alimentación: Son ventiladores del tipo axial, en total sólo dos de ellos (Figuras 31a y 31b). El que está dentro del prototipo, tiene como propósito coleccionar el aire del espacio cerrado para hacerlo pasar a través de la placa desecante, el otro, colocado en una de las paredes del prototipo tiene como propósito alimentar de aire exterior el interior del prototipo, esto último con el propósito de semejar una ventilación exterior de aire húmedo. Ambos ventiladores tienen un flujo volumétrico de 15CFM.



Figura 31a. Ventilador axial instalado en una pared lateral del prototipo experimental para simular la ventilación hacia el interior del espacio a deshumidificar.



Figura 31b. Ventilador axial instalado en la tubería de distribución para crear un flujo de aire que pase sobre la placa desecante y recircular el aire en la habitación.

Ducto de alimentación y distribución: Fabricado de lámina de aluminio (Fig. 32), tiene la función de distribuir el aire tomado de la habitación por medio del ventilador, a través de la placa desecante y distribuir el aire para una recirculación en la habitación.



Figura 32. Ducto de alimentación y distribución

Generador de calor para el proceso de desorción: Toma el aire del exterior y al flujo másico del aire que entrega a su salida de 0.05kg/s le agrega un calor de 2000Watts, como consecuencia de esto, eleva la temperatura y baja la humedad relativa, incrementando el potencial de absorción de agua (Fig. 33). Dicho generador de calor, reemplaza como propósito práctico al colector solar formado de tubería de cobre propuesto en este trabajo.



Figura 33. Generador de calor instalado en el ducto de distribución de aire para el proceso de desorción

Los materiales utilizados para la construcción del prototipo experimental son el vidrio simple, placa de aluminio y unicel (Poliestireno expandido). Estos materiales fueron seleccionados debido a su bajo costo, fácil manejo, su solides como material, y su propiedad transparente (vidrio) el cual permite ver donde están colocados los componentes así como el equipo de medición de los parámetros a investigar en este trabajo.

A continuación (tabla 4), se detallan las propiedades y espesores de los materiales usados en el prototipo experimental del sistema desecante, ubicados como la envolvente del mismo, esto debido a que en dicha envolvente se llevará a cabo una transferencia de calor por conducción y convección del exterior (medio ambiente) con respecto al interior del prototipo.

ELEMENTO	MATERIAL	ESPESOR (m)	ÁREA DE TRANSMICIÓN DE CALOR (m ²)	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (W/m*K)
Losa	Vidrio simple	.003	.48	0.8
Muros	Vidrio simple	.003	0.56	0.8
Muros	Unicel	0.0254	1.4	0.045

Tabla 4. Propiedades y dimensiones de la envolvente del prototipo experimental

5.2.4 Equipo de medición

5.2.4.1 Equipo de medición para el proceso de adsorción

Para la medición de temperatura y humedad relativa en el prototipo experimental (Etapa de deshumidificación del espacio), se utilizó un dispositivo de la marca HOBO modelo U12 (Fig. 34). Para la utilización de este equipo es necesario un software (BHW-LITE) para programar el mismo y una estación base óptica (U-4) con conexión USB para conectar el equipo al ordenador y transferir los datos recopilados.

Este dispositivo cuenta con dos sensores de temperatura, un sensor en su parte interna y otro en su parte externa que puede ser transportado tan lejos como se requiera por medio de un cable, que en su extremo posee un termistor para enviar la señal a un microprocesador en el interior del dispositivo. También existe en su parte interna un sensor de humedad relativa.



Figura 34. Sensor de temperatura y humedad relativa marca HOBO

El diagrama electrónico de los sensores (Fig. 35) muestra a fondo el funcionamiento del dispositivo, los sensores recogen una señal de temperatura y humedad relativa que se traduce en voltaje, para después amplificar dicha señal y acondicionarla en el microprocesador, posteriormente se procesa digitalmente en forma de dato o gráfica en una interfaz para su lectura.

El sensor interno de temperatura, cuenta con un rango de -40° a 80°C (-40° a 176°F), el sensor externo con un rango de -40° a 100°C (-40° a 212°F) y el sensor interno de humedad relativa con un rango de 0 a 100%. Este dispositivo posee una precisión para cada sensor de Temperatura $\pm 0.21^{\circ}\text{C}$ desde 0° a 50°C ($\pm 0.38^{\circ}\text{F}$ desde 32° a 122°F) y para el sensor de humedad relativa $\pm 5\%$ desde 10% a 90%²⁹, por lo que se puede decir, que los datos medidos son considerados totalmente confiables.

²⁹ <http://www.onsetcomp.com/>

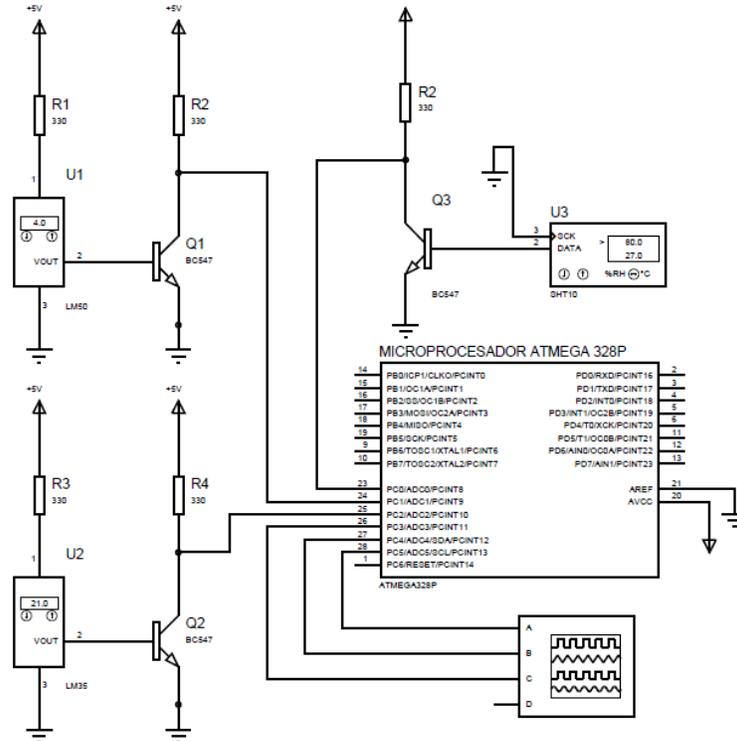


Figura 35. Diagrama electrónico del dispositivo de medición HOBO Datalogger U12

5.2.4.2 Equipo de medición para el proceso de desorción

Para la medición de temperatura y humedad relativa del flujo de aire de entrada para el proceso de desorción prototipo experimental (Etapa de deshumidificación del espacio), se utilizaron un multímetro de marca y modelo PCE-DM 22 y un multímetro de marca y modelo Fluke 179. Los datos se envían a una computadora por medio de un software para cada unidad de medición para ser leídos en una tabla de datos.

El Multímetro PCE-DM 22 cuenta con un sensor de temperatura, con un rango de -50° a 1000°C , con una precisión de $\pm 1\%$, y el sensor de humedad relativa con un rango de 0 a 100%, con una precisión de $\pm 1\%$.³⁰

El sensor de temperatura del multímetro digital Fluke 179, cuenta con un rango de -40° a 400°C (-40° a 752°F), con una precisión de $\pm 0.1\%$, y el sensor de humedad relativa con un rango de 0 a 100%, con una precisión de $\pm 1.5\%$.³¹

³⁰ <http://www.pce-iberica.es/medidor-detalles-tecnicos/instrumento-de-electricidad/multimetro-c-122.htm>

³¹ http://www.cedesa.com.mx/pdf/fluke/fluke-170_serie_sheet.pdf

5.2.5 Resultados de la medición

La medición de la experimentación en el sistema desecante, se hizo en la localidad de Poza Rica, Veracruz, los días 13 y 14 de abril del año 2013. Se programaron para el proceso de adsorción dos instrumentos de medición HOBO Datalogger, uno instalado dentro del espacio cerrado (que simula una habitación) y otro fuera de este (Fig. 36), ambos miden temperatura y humedad relativa dentro y fuera del espacio cerrado. Para el proceso de desorción se programaron dos instrumentos de medición (Fig. 37) multímetro de mano con logger de datos PCE-DM 22 y multímetro digital Fluke 179, uno para medir la temperatura y humedad a la entrada del flujo de aire en la tubería para la desorción y el otro a la salida de esta.



Figura 36. Los sensores Hobo U12 dentro y fuera del prototipo experimental para hacer las mediciones de temperatura y humedad relativa horarias



Figura 37. Multímetro Fluke, midiendo temperatura y humedad relativa a la entrada del ducto en el proceso de desorción.

Los instrumentos de medición para la adsorción fueron programados para medir temperatura y humedad relativa cada hora, iniciando desde las 8:00 PM del día 13 de abril hasta las 6:00 AM del día siguiente. Los instrumentos de medición para la desorción fueron programados para iniciar las mediciones desde las 7:00 AM del día 14 de abril hasta las 7:00 PM. Los resultados de todas estas mediciones se muestran a continuación en las tablas 5a, 5b, 6a y 6b, así como en las figuras 38,39, 40, 41 y 42.

5.2.5A Resultados de la medición en el proceso de adsorción

Haciendo una comparación entre la tabla 5a y 5b, se demuestra que el sistema desecante reduce la humedad relativa considerablemente, se tienen horas de diferencia de HR de más del 20% entre el interior y el exterior del prototipo experimental, aun cuando la ventilación suministrada a esté proviene del mismo exterior, demostrando así el funcionamiento útil del sistema desecante propuesto.

De estas mediciones cabe destacar los siguientes detalles:

- La adsorción más grande de humedad ocurre en la primera hora del proceso, esto es de esperarse ya que de acuerdo a la teoría de adsorción, la sílica gel va perdiendo su potencial de adsorción conforme se vaya saturando de agua.
- Se observa que entre las 4:00 y 5:00 AM ocurre una saturación en la sílica gel, tal que, la humedad relativa dentro del prototipo comienza a crecer, como se puede apreciar en la hora siguiente.
- Se esperarían temperaturas y humedades relativas iguales dentro y fuera del prototipo al inicio de la medición, aunque esto no es así y es debido, a que el prototipo se ensambló mucho antes de la medición y por no tener una ventilación considerable, se almacenó calor en este propiciando así una temperatura mayor ocasionando a su vez una humedad relativa más baja que la exterior.
- A pesar de la ventilación de aire por parte del exterior, la temperatura en el interior del prototipo experimental siempre se mantiene por encima del exterior, esto es debido a que en el proceso de adsorción, calor es liberado por el mismo proceso, el suficiente para mantener la temperatura más arriba.
- De acuerdo a la figura 40, la humedad relativa en el interior a lo largo del periodo de medición del prototipo experimental se acerca considerablemente a las condiciones de confort de humedad (50% de HR de acuerdo a la referencia 27), con un promedio de sólo 10 unidades arriba. Lograr una humedad más cercana o incluso obtener el valor de 50% de HR es posible, pero sólo si se aumenta la cantidad de desecante y se obtiene la solución de este problema evaluado como un problema del tipo autovalor para modificar por medio de una función temporal la velocidad del flujo de aire sobre la cama desecante, modificando así la tasa de transferencia de masa hacia el desecante.

Plot Title: Datos interior						
#	Date Time, GMT-05:00	Temp, °C	RH, %	Host Connected	Stopped	End Of File
1	04/13/13 08:00:00 PM	26.677	69.457			
2	04/13/13 09:00:00 PM	26.012	54.589			
3	04/13/13 10:00:00 PM	25.501	59.944			
4	04/13/13 11:00:00 PM	25.258	59.576			
5	04/14/13 12:00:00 AM	25.574	61.207			
6	04/14/13 01:00:00 AM	25.768	59.51			
7	04/14/13 02:00:00 AM	25.744	59.681			
8	04/14/13 03:00:00 AM	25.671	58.964			
9	04/14/13 04:00:00 AM	25.623	57.337			
10	04/14/13 05:00:00 AM	24.501	64.369			
11	04/14/13 06:00:00 AM	24.355	67.755			
12	04/14/13 06:06:10 PM			Logged		
13	04/14/13 06:07:27 PM				Logged	Logged

Tabla 5a. Datos medidos con el sensor HOBO U12 en el interior del prototipo experimental (Proceso de adsorción)

Plot Title: Datos exterior						
#	Date Time, GMT-05:00	Temp, °C	RH, %	Host Connected	Stopped	End Of File
1	04/13/13 08:00:00 PM	25.744	72.83			
2	04/13/13 09:00:00 PM	24.55	76.255			
3	04/13/13 10:00:00 PM	24.016	79.706			
4	04/13/13 11:00:00 PM	23.75	81.623			
5	04/14/13 12:00:00 AM	24.404	79.701			
6	04/14/13 01:00:00 AM	24.016	79.993			
7	04/14/13 02:00:00 AM	23.871	80.364			
8	04/14/13 03:00:00 AM	23.702	81.071			
9	04/14/13 04:00:00 AM	23.653	78.595			
10	04/14/13 05:00:00 AM	23.532	78.108			
11	04/14/13 06:00:00 AM	23.243	79.199			
12	04/14/13 06:09:55 PM			Logged		
13	04/14/13 06:11:54 PM				Logged	Logged

Tabla 5b. Datos medidos con el sensor HOBO U12 en el exterior del prototipo experimental (Proceso de adsorción)

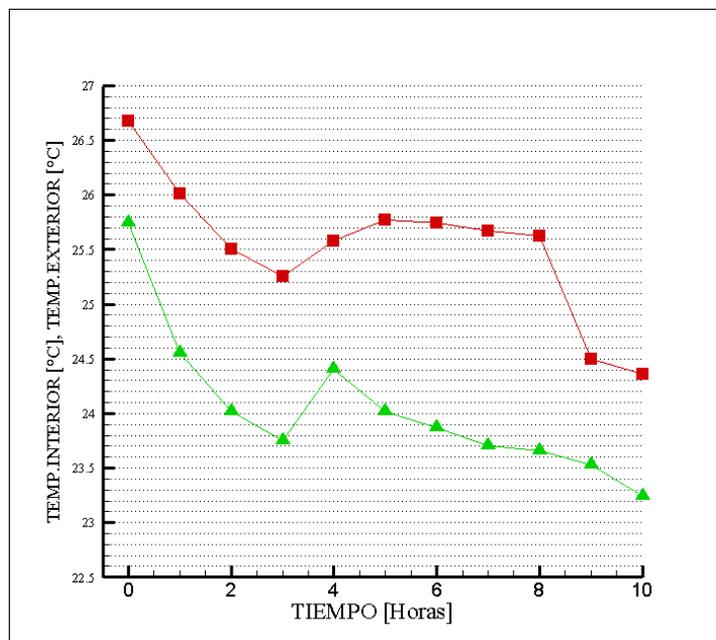


Figura 38. Temperaturas en el interior [Línea roja] y exterior [Línea verde] del prototipo experimental en el periodo de adsorción

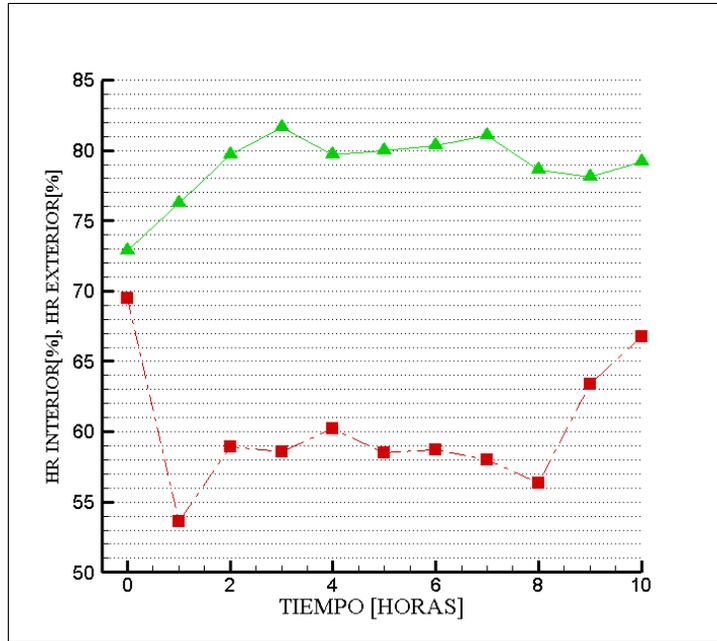


Figura 39. Humedades relativas en el interior [Línea roja] y exterior [Línea verde] del prototipo experimental en el periodo de adsorción

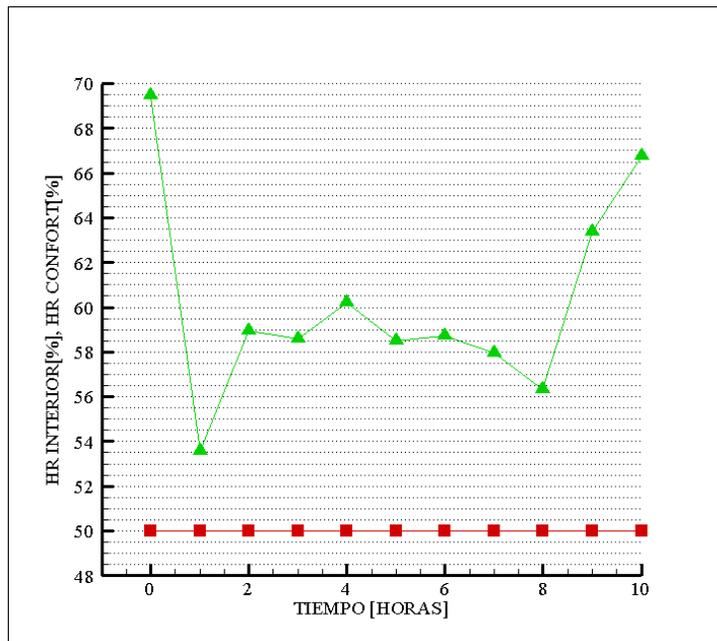


Figura 40. Comparación de la humedad relativa en el interior del prototipo experimental en el periodo de adsorción [Línea verde] y la humedad relativa de confort [Línea roja]

5.2.5B Resultados de la medición en el proceso de desorción

Después de la primera hora transcurrida, existe una desorción relativamente alta, esto se aprecia si se comparan las propiedades del aire a la entrada y a la salida en el proceso de desorción. Para la entrada de aire de este proceso, se tienen temperaturas más altas que a la salida, así como humedades relativas más bajas a la entrada que a la salida, esto es de esperarse debido a que al absorber humedad el aire, la temperatura de bulbo seco disminuye e incrementa a su vez la humedad relativa y la absoluta.

Debido a que desafortunadamente los equipos de medición utilizados en este caso sólo miden en periodos de horas, no se aprecia del todo la verdadera curva de desorción, pero si se aprecia que a partir de las 17:00 horas no existe cambio alguno en temperatura ni en humedad relativa del aire a la entrada y a la salida, lo que representa que el proceso de desorción terminó y se alcanzó antes del periodo total de medición, hecho que se debe destacar por haberse alcanzado el cometido del proceso.

No	Time	Value	Unit	Value	Unit
1	07:00:00	65.4	°C	43.2	%
2	08:00:00	66.5	°C	45.9	%
3	09:00:00	67.3	°C	37.7	%
4	10:00:00	67.7	°C	35.9	%
5	11:00:00	68.4	°C	32.2	%
6	12:00:00	69.6	°C	31.1	%
7	13:00:00	69.9	°C	33.1	%
8	14:00:00	71.2	°C	33.0	%
9	15:00:00	72.6	°C	31.2	%
10	16:00:00	72.2	°C	30.5	%
11	17:00:00	71.7	°C	32.7	%
12	18:00:00	71.5	°C	33.8	%
13	19:00:00	70.8	°C	35.5	%

Tabla 6a. Datos obtenidos con el multímetro Fluke 119 a la entrada del flujo másico de aire caliente producido por el generador de calor. (Proceso de desorción)

	Date	Time	Temperature (°C)	Relative Humidity(%)
1	14/04/2013	07:00:00	65.2	43.5
2	14/04/2013	08:00:00	63.6	49.0
3	14/04/2013	09:00:00	65.9	40.8
4	14/04/2013	10:00:00	66.2	38.2
5	14/04/2013	11:00:00	67.6	34.5
6	14/04/2013	12:00:00	68.8	33.4
7	14/04/2013	13:00:00	69.1	35.4
8	14/04/2013	14:00:00	70.4	34.7
9	14/04/2013	15:00:00	70.6	32.9
10	14/04/2013	16:00:00	71.9	31.5
11	14/04/2013	17:00:00	71.6	32.7
12	14/04/2013	18:00:00	71.3	33.7
13	14/04/2013	19:00:00	70.7	35.6

Tabla 6b. Datos obtenidos con el multímetro PCE-DM22 a la salida del flujo másico de aire caliente producido por el generador de calor. (Proceso de desorción)

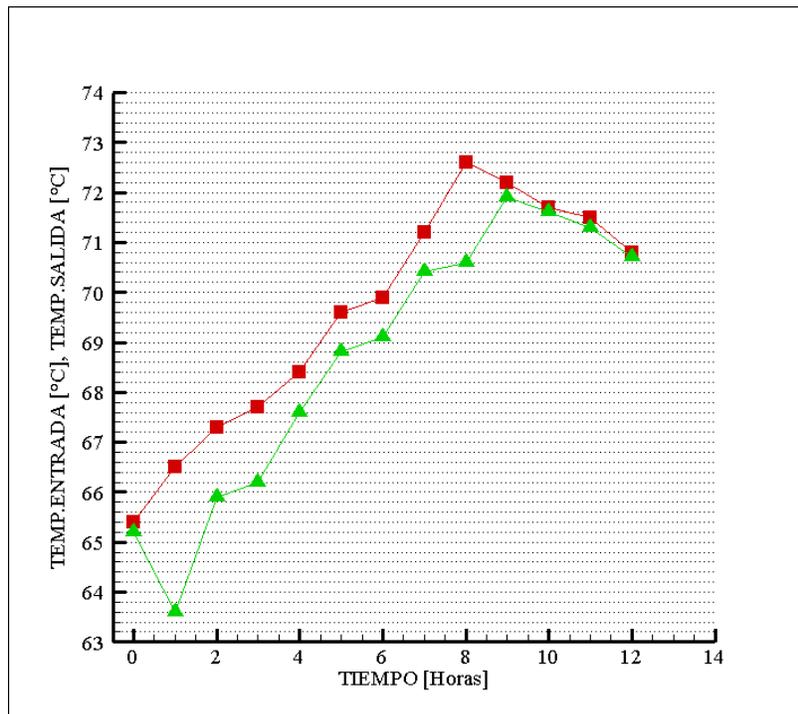


Figura 41. Temperaturas a la entrada [Línea roja] y salida [Línea verde] del prototipo experimental en el periodo de desorción

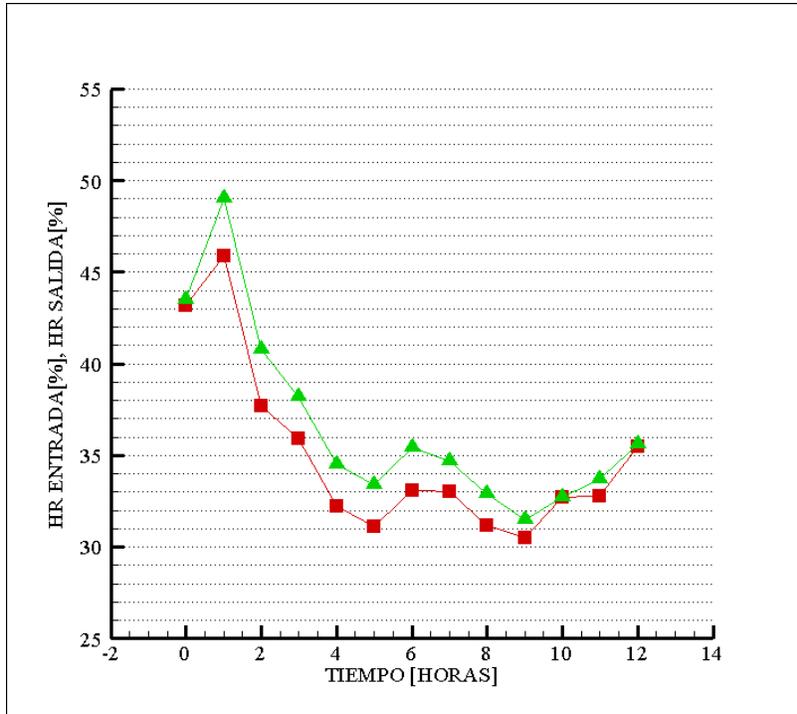


Figura 42. Humedades relativas a la entrada [Línea roja] y a la salida [Línea verde] del prototipo experimental en el periodo de desorción

5.3 Análisis numérico del prototipo experimental

El resultado de este análisis se comparará con el resultado de la medición y así poder validar el modelo matemático propuesto.

Iniciando el análisis escribiendo el modelo matemático propuesto (Ecuaciones 36, 38,40):

$$\frac{dC_i}{dt} = -\frac{\rho_b}{\epsilon\rho} \frac{dW}{dt} + C_h + \left(\text{Cambios de aire} + \dot{V}/Vol_{Habitación} \right) (C_\infty - C_i)$$

$$\frac{dW}{dt} = h_{masa}(W^* - W)$$

$$\frac{dT}{dt} = (Q_{Iso} + Q_H + Q_i + Q_v + Q_p) 1/\rho c_p$$

De este sistema vemos que varios términos se desprecian, no se considera (por no presentarse el fenómeno) la infiltración de aire ni la generación de humedad por ocupantes, de acuerdo a lo anterior el sistema queda:

$$\frac{dC_i}{dt} = -\frac{\rho_b}{\epsilon\rho} \frac{dW}{dt} + \left(\dot{V} / Vol_{Prototipo} \right) (C_\infty - C_i)$$

$$\frac{dW}{dt} = h_{masa} (W^* - W)$$

$$\frac{dT}{dt} = (Q_{Iso} + Q_v + Q_p) / \rho c_p$$

Para determinar nuestras incógnitas principales (Temperatura, humedad absoluta y tasa de adsorción de la sílica gel) se requiere conocer las constantes y variables secundarias en las ecuaciones.

Las propiedades del aire húmedo se tomarán como propiedades de aire seco de acuerdo a la suposición de flujo bajo de masa [referencia 24]

Los parámetros dimensionales como volumen o áreas transversales se obtienen de los planos del prototipo experimental [sub tema 5.2.2]. Cabe señalar que los parámetros temporales se deben expresar en horas, ya que deseamos nuestra solución de las incógnitas principales de forma horaria. Las constantes y variables, se dan a continuación:

$$\rho = 1.165 \text{ kg/m}^3; \rho_b = 721 \text{ kg/m}^3; c_{pa} = 1.005 \text{ kJ/kgK}; \dot{V} = 15 \text{ CFM} = 25.48 \text{ m}^3/\text{hr};$$

$$Vol_{Prototipo} = L_h * H_h * W_h = (0.8\text{m})(0.55\text{m})(0.6\text{m}) = 0.264\text{m}^3; \dot{G} = 25.48 \text{ m}^3/\text{hr} = 7.08 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}; A_D = L_{D1} * W_{D1} = (0.038\text{m})(0.019\text{m}) = 7.22 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de masa (h_{masa}) utilizamos el modelo presentado en la tabla 3. De acuerdo a esta tabla vemos que primero debemos definir el régimen de flujo (laminar o turbulento) para utilizar el modelo apropiado.

Para hacer lo anterior acudimos al número adimensional Reynolds el cual está definido para una placa plana como:

$$Re_L = \frac{\rho \bar{v} L_c}{\mu}$$

Del cual: $\mu = 1.86 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$, $L_c = L_p = 0.35\text{m}$ y \bar{v} se define por la relación $\frac{\dot{G}}{A_D}$

$$\bar{v} = \frac{\dot{G}}{A_D} = \frac{7.08 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{7.22 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 9.806 \text{ m/s}$$

$$Re_L = \frac{(1.165)(9.806)(0.35\text{m})}{1.86 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}} = 214967.55$$

Entonces, nuestro régimen de flujo es laminar ya que:

$$Re_L = 214967.55 < 5 \times 10^5$$

Y el número de Schmidt del aire con bajas concentraciones de humedad es:

$$S_c = 0.6 > 0.5$$

Por lo tanto, el modelo para determinar el coeficiente de transferencia de masa es:

$$Sh = 0.664 Re_L^{0.5} S_c^{1/3}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior nos queda:

$$Sh = 259.66$$

Y el coeficiente de transferencia de masa nos queda entonces como:

$$h_{masa} = \frac{Sh D_{ia}}{L_c} = \frac{(259.66)(2.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})}{0.35\text{m}} = 0.01928 \text{ m/s}$$

Por unidad de la longitud de la placa nos queda:

$$h_{masa} = 0.0551 \left(\frac{1}{\text{s}} \right) = 198.4 \left(\frac{1}{\text{hr}} \right)$$

Ahora se determina el valor de la fracción de volumen vacío de la placa ϵ

$$\epsilon = (V_p)(\rho_b) = \left(0.0004 \text{ m}^3/\text{kg} \right) \left(721 \text{ kg}/\text{m}^3 \right) = 0.288$$

Donde V_p y ρ_b se obtiene de la tabla 2.

De las ecuaciones 31 y 33 para una temperatura estándar y una HR promedio de 60% se tiene:

$$W^* = 0.3156 \frac{kg_{agua}}{kg_{sólido}}$$

El calor liberado por cantidad de materia adsorbida \bar{h} se obtiene de la ecuación siguiente:

$$\bar{h} = R_{va}T(\ln P_w)$$

Haciendo la suposición de condiciones estándar para hacer este calor constante y sólo una función de la materia adsorbida se tiene:

$$\bar{h} = (0.4615 \frac{kJ}{kg_{agua}K})(298.15K)(\ln 1.9kPa)$$

$$\bar{h} = 88.3166 \frac{kJ}{kg_{agua}}$$

C_∞ es una función del tiempo (t) obtenida para este caso por datos medidos. Para obtener la función basta obtener los valores horarios de la humedad absoluta por medio de la temperatura horaria exterior y HR exterior de los datos medidos en la tabla 5b.

	Temp, °C	HR %	Humedad absoluta $\frac{kg_{aire}}{kg_{agua}}$
08:00:00 PM	25.744	72.83	0.0151
09:00:00 PM	24.55	76.255	0.01478
10:00:00 PM	24.016	79.706	0.01497
11:00:00 PM	23.75	81.623	0.01509
12:00:00 AM	24.404	79.701	0.01533
01:00:00 AM	24.016	79.993	0.01502
02:00:00 AM	23.871	80.364	0.01496
03:00:00 AM	23.702	81.071	0.01493
04:00:00 AM	23.653	78.595	0.01443
05:00:00 AM	23.532	78.108	0.01423
06:00:00 AM	23.243	79.199	0.01418

Tabla 7. Humedad absoluta horaria obtenida por los datos medidos de temperatura y humedad relativa exteriores al prototipo experimental

Aplicando regresión lineal a la serie de datos de la humedad absoluta se obtiene:

$$C_\infty = 0.01523409 - (8.281818 \times 10^{-5})t$$

Y aplicando regresión lineal a la serie de datos de la temperatura exterior se obtiene:

$$T_\infty = 24.87531818 - (0.166318)t$$

Ahora se determina el volumen de las paredes Vol_p y el coeficiente global de transferencia de calor U para cada pared.

Para las paredes de unicel se tiene:

$$U_{unicel} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{t_u}{k} + \frac{1}{h_i}}$$

De la referencia 27 y la tabla 4 se tiene que:

$$h_e = 34.06 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; h_i = 9.36 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; t_u = 0.0254m; k = 0.045 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$U_{unicel} = 1.4272 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

El área total de las paredes de unicel es de $1.4m^2$ y su volumen es de $0.03556 m^3$.

Para el muro de cristal se tiene:

$$U_{cristal} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{t_c}{k} + \frac{1}{h_i}}$$

$$h_e = 34.06 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; h_i = 9.08 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; t_u = 0.003m; k = 0.8 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$U_{cristal} = 6.981 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

El área del muro de cristal es de $0.56m^2$ y su volumen es de $0.00168 m^3$.

Para el techo de cristal se tiene:

$$U_{techo} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{t_c}{k} + \frac{1}{h_i}}$$

$$h_e = 17.03 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; h_i = 9.36 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; t_u = 0.003m; k = 0.8 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$U_{techo} = 5.906 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

El área del techo de cristal es de $0.48m^2$ y su volumen es de $0.00144 m^3$.

El calor Q_p será entonces:

$$Q_p = \left(\frac{U_{unicel} A_{unicel}}{V_{Punicel}} + \frac{U_{cristal} A_{cristal}}{V_{Pcristal}} + \frac{U_{techo} A_{techo}}{V_{Ptecho}} \right) (T_{\infty} - T)$$

Sustituyendo los valores se tiene:

$$Q_p = \left(\frac{1.4272 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} (1.4m^2)}{0.03556 m^3} + \frac{6.981 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} (0.56m^2)}{0.00168 m^3} + \frac{5.906 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} (0.48m^2)}{0.00144 m^3} \right) (T_{\infty} - T)$$

$$Q_p = \left(56.189 \frac{W}{m^3} + 2327 \frac{W}{m^3} + 1968.67 \frac{W}{m^3} \right) (T_{\infty} - T) = \left(4351.86 \frac{W}{m^3} \right) (T_{\infty} - T) = \left(15666.68 \frac{kJ}{hr * m^3} \right) (T_{\infty} - T)$$

Una vez encontrados todos los parámetros, se sustituyen en el sistema de ecuaciones, quedando de la siguiente forma:

$$\frac{dC_i}{dt} = - \frac{721 \frac{kg}{m^3}}{(0.288) (1.165 \frac{kg}{m^3})} \left(\frac{dW}{dt} \right) + \left(\frac{25.48 m^3/hr}{0.264 m^3} \right) (C_{\infty} - C_i)$$

$$\frac{dW}{dt} = 198.4 \left(\frac{1}{hr} \right) \left(0.3156 \frac{kg_{agua}}{kg_{sólido}} - W \right)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} = & (88.3166 \frac{kJ}{kg_{agua}} (721 \frac{kg}{m^3}) \left(\frac{dW}{dt} \right) \\ & + \left(\frac{25.48 m^3/hr (1.165 \frac{kg}{m^3})}{0.264 m^3} \right) [(1.005 \frac{kJ}{kgK}) (T_{\infty} - T) \\ & + \left(2468 \frac{kJ}{kg_{agua}} \right) (C_{\infty} - C_i)] + Q_p) \frac{1}{(1.165 \frac{kg}{m^3}) (1.005 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C})} \end{aligned}$$

Simplificando las ecuaciones tenemos:

$$\frac{dC_i}{dt} = -2148.903 \left(\frac{dW}{dt} \right) + \left(96.5151 \left(\frac{1}{hr} \right) \right) (C_{\infty} - C_i)$$

$$\frac{dW}{dt} = 198.4 \left(\frac{1}{hr} \right) \left(0.3156 \frac{kg_{agua}}{kg_{sólido}} - W \right)$$

$$\frac{dT}{dt} = 54379.53 \frac{^{\circ}C}{hr} \left(\frac{dW}{dt} \right) + \left(236986.959 \frac{^{\circ}C}{hr} \right) (C_{\infty} - C_i) + \left(13475.85 \frac{^{\circ}C}{hr} \right) (T_{\infty} - T)$$

Los valores iniciales de temperatura y humedad absoluta, se obtienen de la tabla 5a de datos en el interior del prototipo experimental, la cantidad de agua en el desecante se considera nula.

$$C_i(0) = 0.01529 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire}}$$

$$T(0) = 26.677^{\circ}C$$

$$W(0) = 0 \frac{kg_{agua}}{kg_{sólido}}$$

Ahora sólo queda obtener la solución de las variables principales T y C_i . Para ello, se utiliza el software Maple 15.

Para activar todos los comandos relacionados a ecuaciones diferenciales se utiliza el comando “DEtools”, posteriormente se declaran las ecuaciones del sistema dentro del programa y utilizando el comando “dsolve” se resuelve el sistema de ecuaciones. Los resultados de dicho sistema evaluado para cada hora en el tiempo t se muestran en la tabla 8.

	Temperatura ($^{\circ}C$) T	Humedad absoluta ($\frac{kg_{agua}}{kg_{aire}}$) C_i	HR %
08:00:00 PM	26.67	0.01529	69.457
09:00:00 PM	26.105	0.01206	56.95
10:00:00 PM	25.101	0.01201	60.2
11:00:00 PM	24.75	0.01199	60.3
12:00:00 AM	25.032	0.012701	62.73
01:00:00 AM	25.229	0.01252	62.27
02:00:00 AM	25.418	0.01263	62.068
03:00:00 AM	25.125	0.01256	62.8
04:00:00 AM	25.173	0.0125	62.35
05:00:00 AM	24.098	0.01317	70.04
06:00:00 AM	24.0121	0.013403	71.55

Tabla 8. Valores de humedad absoluta, relativa y temperatura en el interior del prototipo experimental, obtenidos del modelo matemático

En este análisis no se hace el cálculo para el proceso de desorción, esto es debido a que ya existen varios modelos validados para determinar dicho proceso. En la sección posterior para el análisis de una habitación de dimensiones reales se utilizará un modelo para la desorción y se explicará cómo calcular dicho proceso.

5.4 Comparación del análisis numérico y experimental

En las tablas siguientes se presenta el porcentaje de error obtenido por el modelo matemático propuesto para analizar el sistema desecante en comparación con los datos medidos.

	Temperatura Medida °C	Temperatura analítica °C	% Error
08:00:00 PM	26.677	26.677	0
09:00:00 PM	26.012	26.105	0.357
10:00:00 PM	25.501	25.101	1.56
11:00:00 PM	25.258	24.75	2.011
12:00:00 AM	25.574	25.032	2.12
01:00:00 AM	25.768	25.229	2.09
02:00:00 AM	25.744	25.418	1.26
03:00:00 AM	25.671	25.125	2.12
04:00:00 AM	25.623	25.173	1.75
05:00:00 AM	24.501	24.098	1.644
06:00:00 AM	24.355	24.0121	1.407

Tabla 9a. Porcentajes de error de temperatura horaria de los datos obtenidos por el modelo matemático comparados con los datos medidos

	Humedad Relativa medida (%)	Humedad Relativa analítica (%)	% Error
08:00:00 PM	69.457	69.457	0
09:00:00 PM	54.589	56.95	4.33
10:00:00 PM	59.944	60.2	1.56
11:00:00 PM	59.576	60.3	0.427
12:00:00 AM	61.207	62.73	2.488
01:00:00 AM	59.51	62.27	4.637
02:00:00 AM	59.681	62.068	3.99
03:00:00 AM	58.964	62.8	6.505
04:00:00 AM	57.337	62.35	8.743
05:00:00 AM	64.369	70.04	8.810
06:00:00 AM	67.755	71.55	5.601

Tabla 9b. Porcentajes de error de Humedad relativa horaria de los datos obtenidos por el modelo matemático comparados con los datos medidos

Como puede verse en la tabla 9a y 9b, los resultados obtenidos del modelo matemático tienen un alto nivel de precisión comparados con los datos experimentales, validando el propio modelo. La diferencia presentada entre las humedades relativas y que también afecta en menor medida a la temperatura es debida al coeficiente de transferencia de masa, su valor propicia que la saturación del material (sílica gel) sea mucho más rápida que en la realidad. Utilizar un modelo mejor desarrollado para la obtención del coeficiente de transferencia de masa lograría resultados más precisos a los de datos experimentales. Tampoco se debe olvidar que se consideró nulo el cambio

espacial de temperatura y humedad absoluta en la habitación (términos convectivos y difusivos), resolver el sistema con todos los términos aumentaría la precisión de los resultados, aunque se debe tomar en cuenta la dificultad para resolver dicho modelo al tener ecuaciones no lineales parciales de segundo orden.

Cabe resaltar que el modelo matemático propuesto para el sistema desecante tiene el mismo comportamiento para la humedad relativa como para la temperatura. Para el caso de la temperatura, su valor conforme se ve transcurrido el tiempo esta tiende a decaer, lo que se puede observar en la figura 43. Por otro lado la humedad relativa tiende a caer en las primeras horas para luego mantenerse casi constante, y una vez saturado el material este valor vuelve a subir, este comportamiento es apreciado en la figura 44.

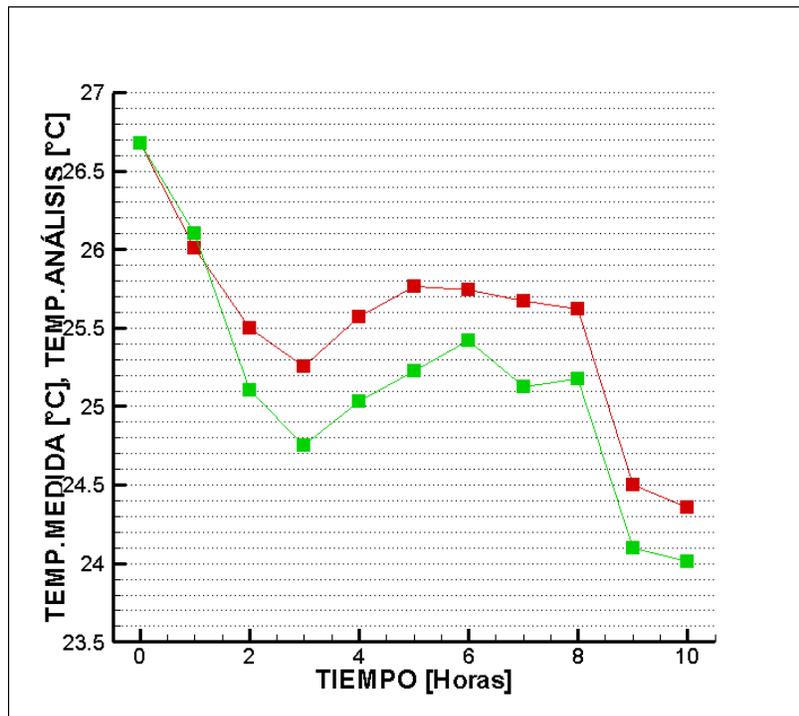


Figura 43. Temperaturas medidas [Línea roja] y calculadas analíticamente [Línea verde] en el periodo de adsorción

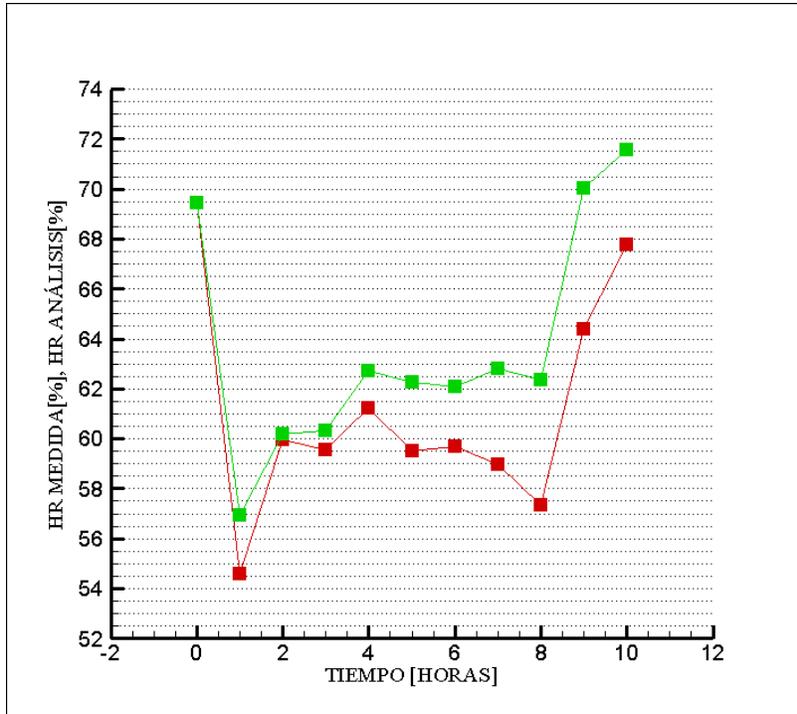


Figura 44. Humedades relativas medidas [Línea roja] y calculadas analíticamente [Línea verde] en el periodo de adsorción

5.5 Análisis numérico del sistema desecante instalado en una habitación de dimensiones reales

Una vez validado el modelo matemático para describir el comportamiento del aire en un espacio interior el cual hace uso del sistema desecante propuesto, dicho modelo analítico se emplea para una habitación de dimensiones reales, con un diseño aleatorio ubicada en la región cálido-húmeda de Poza Rica, Veracruz. (Figura 45). Las dimensiones de esta habitación se observan en la figura 46 y 47.

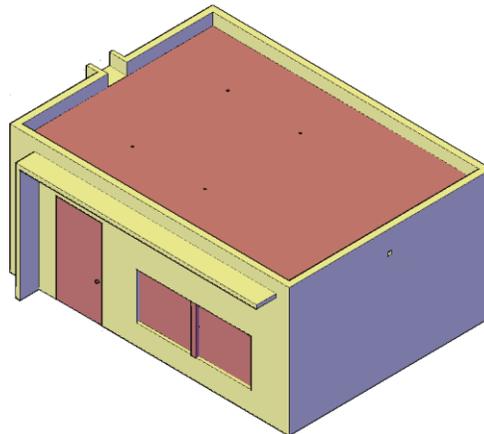


Figura 45. Habitación de dimensiones reales con diseño aleatorio ubicada en la ciudad de Poza Rica, Veracruz

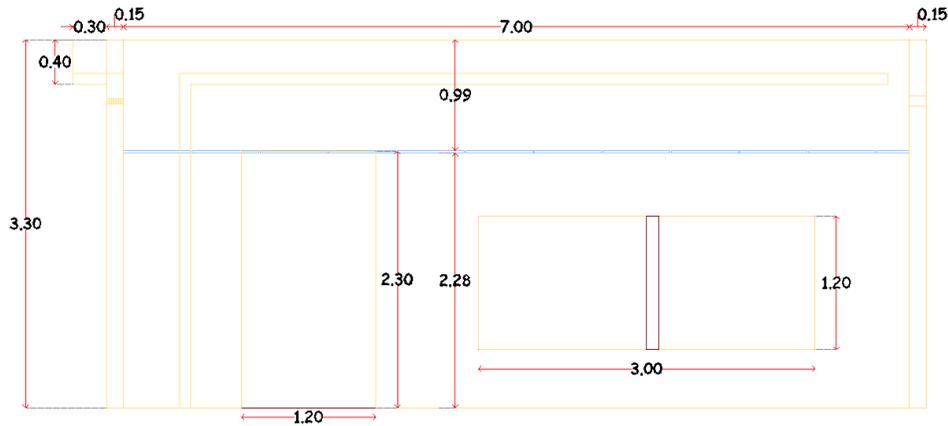


Figura 46. Medidas de la vista frontal de la habitación



Figura 47. Medidas de la vista en planta de la habitación

5.5.1 Obtención de la cantidad necesaria de sílica gel para la habitación

La metodología para obtener la cantidad necesaria de sílica gel para el sistema desecante en la habitación propuesta, es la usada en el punto 5.2.1. El análisis se hará para el mismo mes de Abril considerando las condiciones de temperatura y humedad relativa exteriores como las utilizadas en las mediciones.

Para este caso, se toman en cuenta la ventilación, la infiltración por puertas y ventanas, además se consideran dos personas en estado de metabolismo basal las cuales estarán dentro de la habitación durante las once horas del proceso.

Tomando en cuenta lo anterior, la tasa de producción de humedad de un ser humano en esas condiciones, es de $\dot{C} = [0.06 \frac{kg_{Agua}}{hr}]$, la infiltración para las condiciones de una puerta y una

ventana de acuerdo a la referencia 27, es de 1.5 cambios de aire/hora y para la velocidad promedio del viento en Poza Rica, Veracruz es de $4.5 \left[\frac{km}{hr} \right]^{32}$.

Para la temperatura y humedad relativa inicial, se toman los datos del programa BIOSOL, para la localidad de Poza Rica en el mes de abril, a la hora cuando inicia el proceso de adsorción (8:00PM)

$$T = 26.1^{\circ}C$$

$$HR = 61.1\%$$

De lo cual tenemos una humedad absoluta de:

$$\omega = 0.01295 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire}}$$

Después, la humedad absoluta que resultaría de llevar a la misma temperatura inicial la $HR = 50\%$, es:

$$\omega_{@50\%} = 0.01056 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire}}$$

Entonces la cantidad de masa de agua a remover en la habitación para ir de la HR inicial a la HR=50% es:

$$m_{agua \text{ a remover}} = (\omega - \omega_{@50\%})m_{aire}$$

De donde $m_{aire} = \rho_{aire} * Vol_{Habitación}$ y $Vol_{Habitación}$ se obtiene de la figura 26.

$$Vol_{Habitación} = 80.5m^3$$

Por lo tanto el agua a remover es:

$$m_{agua \text{ a remover}} = (0.01295 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire}} - 0.01056 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire}})(1.165 \frac{kg}{m^3})(80.5m^3)$$

$$m_{agua \text{ a remover}} = 0.2241 kg_{agua}$$

Para la infiltración tenemos:

$$m_{agua \text{ a remover}} = \dot{m}_{aire}(\omega_{ext} - \omega_{@50\%})$$

$$\dot{m}_{aire} = \text{Cambios de aire/hr} * \rho_{aire} * Vol_{Habitación} = (1.5/hr) \left(1.165 \frac{kg}{m^3} \right) (80.5m^3) = 140.67 \frac{kg}{hr}$$

$$m_{agua \text{ a remover}} = (140.67 \frac{kg}{hr})(\omega_{ext} - 0.01056 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire}})$$

Para determinar ω_{ext} se toma la temperatura y humedad relativa promedio exterior del periodo de medición. De acuerdo a los datos de las figuras 21a y 21b, se tiene:

$$T = 22.8^{\circ}C$$

³² <http://es.windfinder.com/>

$$HR = 63.28\%$$

Dando una humedad absoluta de:

$$\omega_{ext} = 0.01097$$

El agua a remover por ingreso de humedad por infiltración será:

$$m_{agua\ a\ remover} = (140.67\ kg/hr)(0.01097\ kg_{agua}/kg_{aire} - 0.01056\ kg_{agua}/kg_{aire})$$

$$m_{agua\ a\ remover} = 0.0602\ kg_{agua}/hr$$

Para la ventilación tenemos que el agua a remover será de:

$$m_{agua\ a\ remover} = \dot{m}_{aire}(\omega_{ext} - \omega_{@50\%})$$

$$\dot{m}_{aire} = \dot{V} * \rho_{aire} * Vol_{Habitación}$$

Donde $\dot{V} = velocidad\ del\ viento * (C_v A_v)$ y C_v y A_v son la eficiencia de la ventana y el área libre de la abertura respectivamente. De la referencia 27, se tiene $C_v = 0.55$ y de la figura 46, considerando sólo la mitad de la ventana abierta $A_v = 1.8m^2$

$$m_{agua\ a\ remover} = (4500\ m/hr)(1.8m^2)(0.55) \left(1.165\ kg/m^3 \right) (\omega_{ext} - \omega_{@50\%})$$

$$m_{agua\ a\ remover} = (5190.075\ kg/hr)(0.01097\ kg_{agua}/kg_{aire} - 0.01056\ kg_{agua}/kg_{aire})$$

$$m_{agua\ a\ remover} = 2.12793\ kg/hr$$

Para los dos ocupantes horas se tiene:

$$m_{agua\ a\ remover} = 2 * \dot{C} = 2 * \left[0.06 \frac{kg_{Agua}}{hr} \right] = 0.12 \frac{kg_{Agua}}{hr}$$

El agua total a remover por lo tanto será la suma de la ventilación, infiltración, los ocupantes y de llevar de un punto inicial de HR a una HR de 50% en un periodo de 11 horas será:

$$m_{total\ agua\ a\ remover} = (11hr) \left(0.0602\ kg_{agua}/hr + 2.12793\ kg/hr + 0.12 \frac{kg_{Agua}}{hr} \right) + 0.2241\ kg_{agua} = 25.61\ kg_{agua}$$

De acuerdo a la figura 7, la sílica gel en condiciones normales de temperatura y humedad en una habitación adsorbe un promedio de $0.3\ kg_{agua}/kg_{silica}$

Por lo tanto la cantidad de sílica gel requerida para el prototipo experimental será de:

$$m_{silica\ gel} = \frac{25.61\ kg_{agua}}{0.3\ kg_{agua}/kg_{silica}} = 85.37\ kg_{silica}$$

Para intentar evitar la saturación en la sílica gel antes del periodo de adsorción, se propone elevar la masa de sílica gel hasta 100kg. Esta masa de sílica gel, será dispersada a lo largo y ancho un contenedor dentro del sistema deshumidificador. Debido a que $\rho_{sílica\ gel} = 721 \frac{kg_{sílica}}{m^3}$, se tiene un volumen de $0.1386m^3$, dicho volumen será repartido como 3.2m de largo, 2.2m de ancho y 1.97cm de alto.

5.5.2 Diseño del colector solar

Se debe hacer notar que un buen diseño del colector solar para este sistema deshumidificador propuesto, resultaría en un proceso de regeneración satisfactorio. La idea principal del colector solar en el sistema es la de tomar la energía irradiada del sol para calentar aire y este hacerlo pasar encima de la placa desecante para que el aire tome el agua adsorbida por el desecante en el proceso de adsorción.

En este trabajo el diseño del colector solar se hace bajo las siguientes suposiciones ideales:

- Se considera que todo el calor por radiación que incide sobre la superficie de la tubería, es absorbida inmediatamente por el aire que pasa dentro de esta. Eficiencia del colector solar del 100%
- El cristal encima del colector solar permite total entrada de la radiación sin reflejarla o dejarla salir una vez atravesado el cristal hacia el interior del colector.

De acuerdo a la referencia 19, se recomienda hacer pasar el aire sobre la sílica gel a una temperatura por lo menos de $60^{\circ}C$. De acuerdo a la figura 21a para el mes de abril en el periodo de desorción (7:00AM a 7:00PM) la temperatura promedio es de $28.98^{\circ}C$. En este trabajo se considera hacer pasar un aire sobre la sílica a una temperatura de $70^{\circ}C$.

Por lo que la temperatura a incrementar de la promedio será:

$$\Delta T = 41.02^{\circ}C$$

El incremento de temperatura ΔT debido a la radiación solar se expresa cómo:

$$Q_{Radiación} = \dot{m}_{aire} C_{pa} \Delta T$$

Donde $Q_{Radiación}$ se obtiene como el promedio de los datos de irradiación global horizontal obtenidos del programa BIOSOL (figura 48).

$$Q_{Radiación} = 310.145 \frac{W}{m^2}$$

Para el flujo de aire en el colector solar se plantea utilizar un ventilador cuyo flujo volumétrico es de 100 CFM.

Por lo que el flujo másico será:

$$\dot{m}_{aire} = (0.05 \frac{m^3}{seg}) (1.165 \frac{kg}{m^3}) = 0.055 \frac{kg}{seg}$$

Entonces el área de transmisión de calor es:

$$A = \frac{\dot{m}_{aire} C_{Pa} \Delta T}{Q_{Radiación}} = 7.3m^2$$

Por lo que la distribución de la tubería dentro del colector solar por la cual se hace pasar el aire está fabricada de cobre con un diámetro exterior de 2 1/2", la cubierta de dicha tubería está pintada de negro mate y tiene una longitud de 36.6 m de largo.

Irradiancia Global Horizontal [W/m ²]						
hora	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun
01:00 a.m.	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
02:00 a.m.	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
03:00 a.m.	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
04:00 a.m.	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
05:00 a.m.	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
06:00 a.m.	0.00	0.00	0.00	25.29	32.46	30.82
07:00 a.m.	103.28	135.22	133.67	126.73	106.03	90.11
08:00 a.m.	358.00	357.94	294.02	243.71	189.21	156.64
09:00 a.m.	629.39	590.70	458.43	361.47	271.89	222.45
10:00 a.m.	870.61	795.31	601.33	462.66	342.39	278.39
11:00 a.m.	1036.91	935.50	698.59	531.09	389.84	315.97
12:00 p.m.	1096.22	985.35	733.08	555.28	406.58	329.22
01:00 p.m.	1036.91	935.50	698.59	531.09	389.84	315.97
02:00 p.m.	870.61	795.31	601.33	462.66	342.39	278.39
03:00 p.m.	629.39	590.70	458.43	361.47	271.89	222.45
04:00 p.m.	358.00	357.94	294.02	243.71	189.21	156.64
05:00 p.m.	103.28	135.22	133.67	126.73	106.03	90.11
06:00 p.m.	0.00	0.00	0.00	25.29	32.46	30.82
07:00 p.m.	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
08:00 p.m.	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
09:00 p.m.	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
10:00 p.m.	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
11:00 p.m.	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
12:00 a.m.	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Figura 48. Irradiancia global horizontal para la ciudad de Poza Rica, Veracruz

5.5.3 Planos y materiales de la habitación

De la obtención del volumen de la sílica gel necesaria para las condiciones dadas en la habitación y las dimensiones del colector solar, se propone el siguiente diseño del sistema deshumidificador en la habitación. Los materiales constructivos y sus propiedades se dan a detalle en la tabla 10.

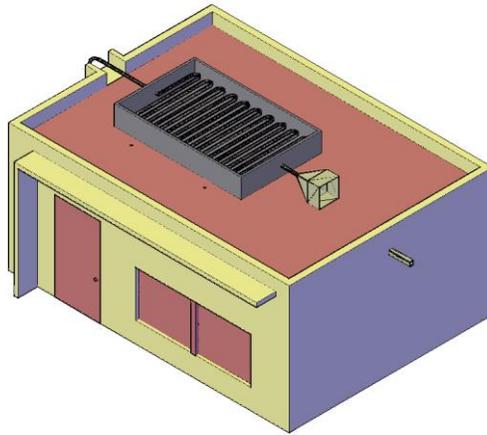


Figura 49. Habitación de dimensiones reales con diseño aleatorio, utilizando el sistema desecante

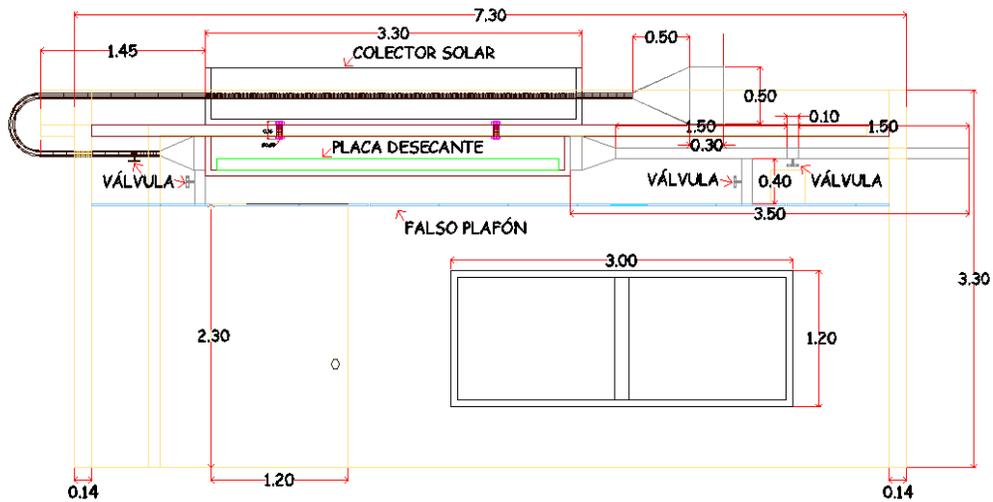


Figura 50. Medidas de la vista frontal de la habitación utilizando el sistema desecante

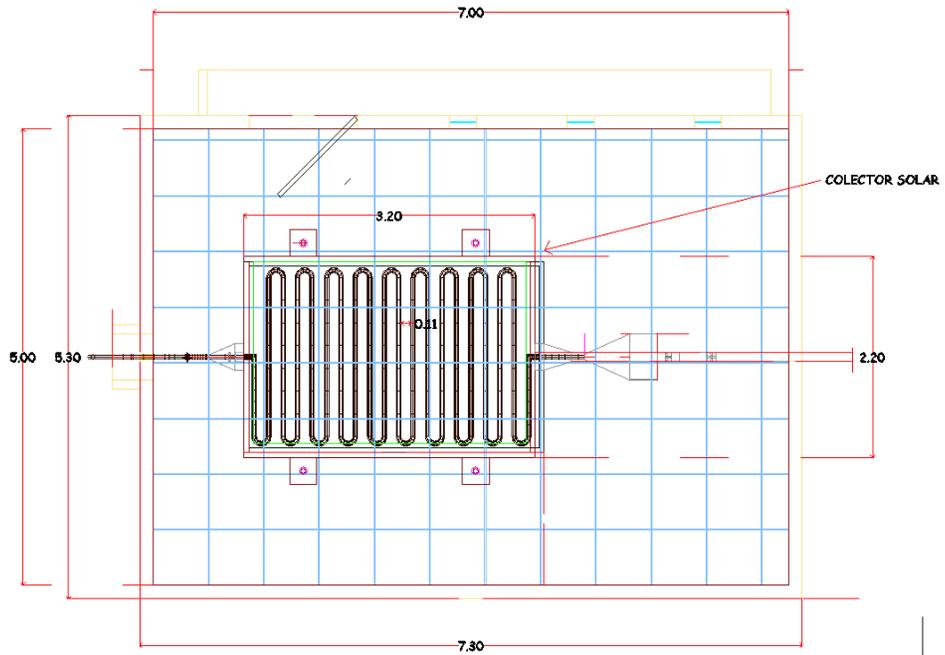


Figura 51. Medidas de la vista en planta de la habitación utilizando el sistema desecante

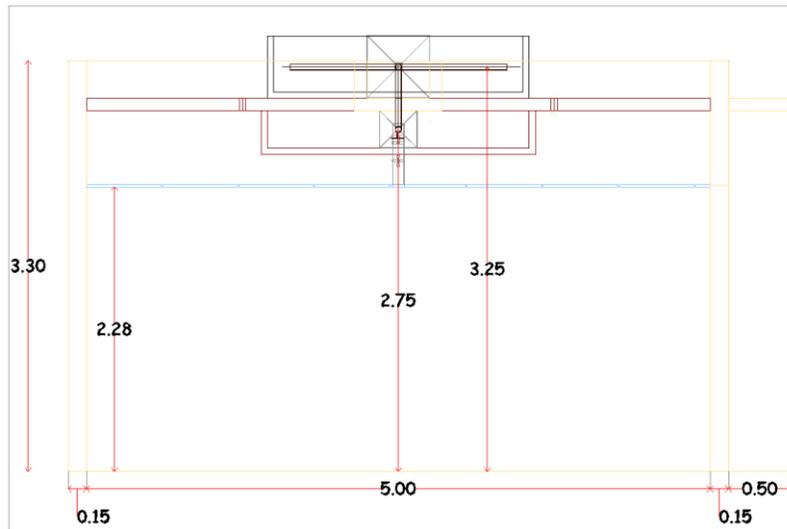


Figura 52a. Medidas de la vista lateral de la habitación utilizando el sistema desecante

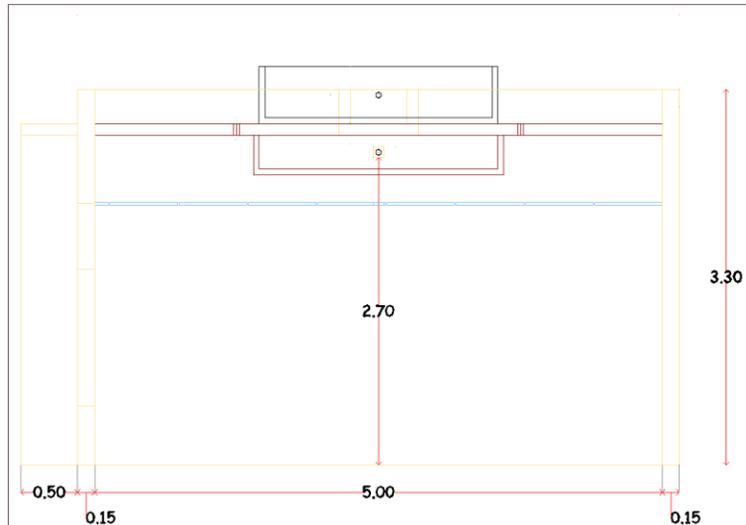


Figura 52b. Medidas de la vista lateral de la habitación utilizando el sistema desecante

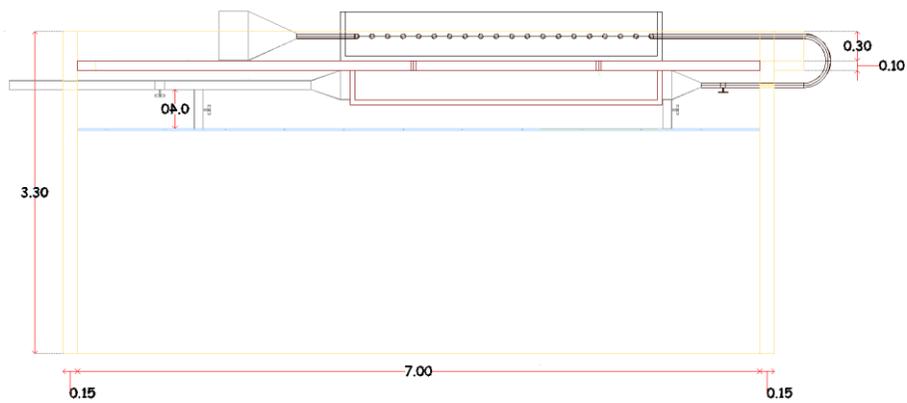


Figura 53. Medidas de la vista trasera de la habitación utilizando el sistema desecante

ELEMENTO	MATERIAL	ESPELOR (m)	ÁREA DE TRANSMICIÓN DE CALOR (m ²)	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (W/m°C)
Losa	Concreto armado	.10	35	1.28
Muros	Tabique de barro	0.15	72	1.07
Ventanas	Vidrio simple	0.003	1.8	0.8
Puerta	Cedro	0.04	2.76	0.21

Tabla 10. Propiedades de los materiales constructivos de la habitación

5.5.4 Análisis numérico del proceso de adsorción

Iniciando este análisis escribiendo el modelo analítico propuesto (Ecuaciones 36, 38,40):

$$\frac{dC_i}{dt} = -\frac{\rho_b}{\epsilon\rho} \frac{dW}{dt} + C_h + \left(\text{Cambios de aire} + \dot{V}/Vol_{\text{Habitación}} \right) (C_\infty - C_i)$$

$$\frac{dW}{dt} = h_{\text{masa}}(W^* - W)$$

$$\frac{dT}{dt} = (Q_{Iso} + Q_H + Q_i + Q_v + Q_p) 1/\rho c_p$$

Para determinar nuestras incógnitas principales (Temperatura, humedad absoluta y tasa de adsorción de la sílica gel) se utiliza la misma metodología utilizada en el sub tema 5.3 por lo que en este apartado sólo se hará el análisis de las variables y parámetros que intervienen con la habitación que difieren del cálculo del prototipo experimental.

Los parámetros dimensionales como volumen o áreas transversales se obtienen de los planos del prototipo experimental [sub tema 5.5.3]. El ventilador para el aire de recirculación en el ducto del proceso de adsorción se considera con un valor de flujo volumétrico de 250CFM.

$$Vol_{\text{Habitación}} = 80.5m^3 ; \dot{G} = 250CFM = 424.8 m^3/hr = 0.118 m^3/s ; A_D = (2.2m)(0.1m) = 0.22m^2$$

$$\dot{V} = 4455 m^3/hr$$

Se calcula el coeficiente de transferencia de masa (h_{masa}):

$$Re_L = \frac{\rho \bar{v} L_c}{\mu}$$

Del cual: $\mu = 1.86 \times 10^{-5} kg/m.s$, $L_c = L_p = 3.2m$ y \bar{v} se define por la relación $\frac{\dot{G}}{A_D}$

$$\bar{v} = \frac{\dot{G}}{A_D} = \frac{0.118 m^3/s}{0.22m^2} = .5363 m/s$$

$$Re_L = \frac{(1.165)(0.5363)(3.2m)}{1.86 \times 10^{-5} kg/m.s} = 107503.4213$$

Entonces, nuestro régimen de flujo es laminar ya que:

$$Re_L = 107503.4213 < 5 \times 10^5$$

Y el número de Schmidt del aire con bajas concentraciones de humedad es:

$$S_c = 0.6 > 0.5$$

Por lo tanto, el modelo para determinar el coeficiente de transferencia de masa es:

$$Sh = 0.664 Re_L^{0.5} S_c^{1/3}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior nos queda:

$$Sh = 183.62$$

Y el coeficiente de transferencia de masa nos queda entonces como:

$$h_{masa} = \frac{Sh D_{ia}}{L_c} = \frac{(183.62)(2.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})}{3.2 \text{ m}} = 0.0014919 \text{ m/s}$$

Por unidad de la longitud de la placa nos queda:

$$h_{masa} = 1.67 \left(\frac{1}{\text{hr}} \right)$$

De las ecuaciones 31 y 33 para una temperatura estándar y una HR promedio de 60% se tiene:

$$W^* = 0.3156 \frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{kg}_{\text{sólido}}}$$

C_∞ y T_∞ es obtenida por los mismos datos medidos en el exterior para el prototipo experimental.

$$C_\infty = 0.01523409 - (8.281818 \times 10^{-5})t$$

$$T_\infty = 24.87531818 - (0.166318)t$$

Ahora se determina el volumen de las paredes Vol_p y el coeficiente global de transferencia de calor U para cada pared.

Para las paredes de tabique se tiene:

$$U_{\text{tabique}} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{t_{\text{tabique}}}{k} + \frac{1}{h_i}}$$

De la referencia 27 y la tabla 10 se tiene que:

$$h_e = 34.06 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; h_i = 9.36 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; t_{\text{tabique}} = 0.15m; k = 1.07 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$U_{\text{tabique}} = 3.618 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

El área total de las paredes de tabique es de $72m^2$ y su volumen es de $10.8 m^3$.

Para la ventana se tiene:

$$U_{\text{cristal}} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{t_c}{k} + \frac{1}{h_i}}$$

$$h_e = 34.06 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; h_i = 9.08 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; t_u = 0.003m; k = 0.8 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$U_{\text{cristal}} = 6.981 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

El área del muro de cristal es de $1.8m^2$ y su volumen es de $0.0054 m^3$.

Para la losa se tiene:

$$U_{\text{techo}} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{t_c}{k} + \frac{1}{h_i}}$$

$$h_e = 17.03 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; h_i = 9.36 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; t_u = 0.1m; k = 1.28 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$U_{\text{techo}} = 4.103 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

El área de la losa es de $35m^2$ y su volumen es de $3.5 m^3$.

Para la puerta se tiene:

$$U_{\text{puerta}} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{t_{\text{puerta}}}{k} + \frac{1}{h_i}}$$

$$h_e = 34.06 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; h_i = 9.36 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}; t_{\text{puerta}} = 0.04m; k = 0.21 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$U_{\text{puerta}} = 6.441 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

El área de la puerta es de $2.76m^2$ y su volumen es de $.1104 m^3$.

Por último se calcula el calor generado por los ocupantes:

Tomando el volumen promedio del cuerpo humano como $V_{Humano} = 0.0664m^{333}$ y recordando que se consideran dos personas dentro de la habitación.

$$Q_H = \frac{(100W) * (2)}{0.0664m^3} = 3012.048 W/m^3$$

Una vez encontrados todos los parámetros, se sustituyen en el sistema de ecuaciones y se resuelve utilizando Maple 15. Los resultados se muestran en la tabla 11.

El valor inicial de temperatura se obtiene tomando el promedio de temperaturas desde las 8:00AM a las 8:00PM de la tabla 21a para el mes de abril. La humedad relativa inicial se considera como el valor de la tabla 22a a las 8:00PM, la cantidad de agua en el desecante se considera nula.

$$C_i(0) = 0.01568 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire}}$$

$$T(0) = 29.33^{\circ}C$$

$$W(0) = 0 \frac{kg_{agua}}{kg_{sólido}}$$

	Temperatura ($^{\circ}C$) T	Humedad absoluta $\left(\frac{kg_{agua}}{kg_{aire}}\right)$ C_i	HR %
08:00:00 PM	29.33	0.01568	61.0
09:00:00 PM	28.42	0.01343	55.27
10:00:00 PM	28.37	0.01288	53.31
11:00:00 PM	27.58	0.01227	53.14
12:00:00 AM	27.496	0.01251	54.42
01:00:00 AM	27.082	0.01227	54.702
02:00:00 AM	26.628	0.01157	53.039
03:00:00 AM	26.119	0.0115	54.31
04:00:00 AM	25.859	0.01163	55.765
05:00:00 AM	25.21	0.01133	56.532
06:00:00 AM	24.987	0.0111	56.109

Tabla 11. Valores de humedad absoluta, relativa y temperatura en el interior de la habitación obtenidos del modelo analítico

³³ Krzywicki J. and Chinn S. (1967) *Human Body Density and Fat of an Adult Male Population as Measured by Water Displacement*. AMERICAN JOURNAL OF CLINICAL NUTRITION vol. 20, No. 4, pp. 305-310 Printed in U.S.A

De acuerdo a la tabla 11 se obtienen resultados muy importantes de los cuales cabe mencionar lo siguiente:

- Haciendo una comparación entre la tabla 11 y 5b, se obtienen diferencias de HR exterior e interior prácticamente para todo el proceso de poco más del 20% (Figura 54).
- A diferencia del prototipo experimental el haber agregado más cantidad de sílica gel de la obtenida con la metodología propuesta en este trabajo, la adsorción de agua por el desecante no termina antes que el periodo del propio proceso de adsorción.
- La humedad relativa en el interior a lo largo del periodo de análisis en la habitación se acerca considerablemente a las condiciones de confort de humedad (50% de HR de acuerdo a la referencia 27), un promedio de 4% encima de este valor (Figura 55).

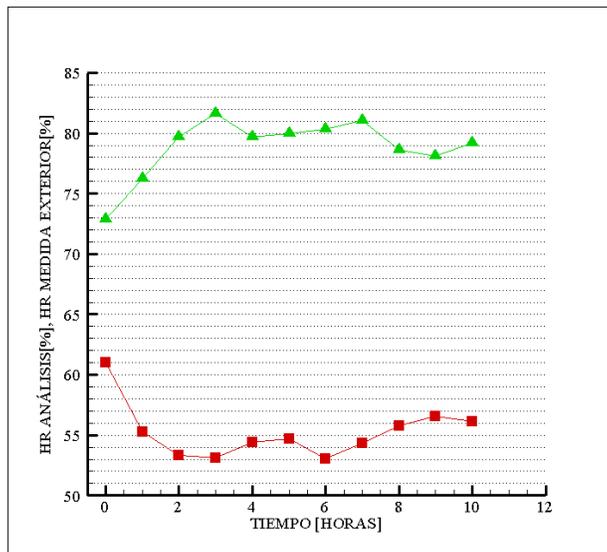


Figura 54. Figura 39. Humedades relativas en el interior [Línea roja] y exterior [Línea verde] obtenidas del análisis en la habitación para el periodo de adsorción

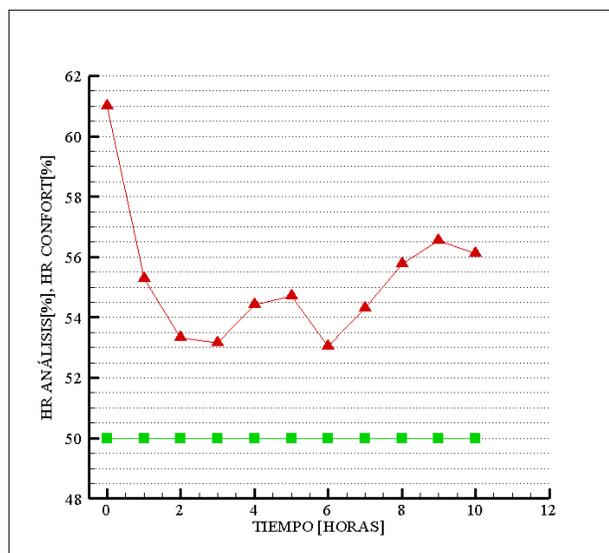


Figura 55. Comparación de la humedad relativa en el interior de la habitación en el periodo de adsorción [Línea roja] y la humedad relativa de confort [Línea verde]

5.5.5 Análisis numérico del proceso de desorción

El proceso de regeneración se lleva a cabo en el periodo diurno de 7:00AM a 7:00PM. El aire de entrada para regenerar la placa desecante, entra con una humedad absoluta igual a la humedad absoluta del aire de entrada en el colector solar debido a que el proceso en el colector solar es calentamiento simple ($\omega = constante$). La placa desecante se considera saturada con una concentración de humedad $W^* = 0.3156 \frac{kg_{agua}}{kg_{sólido}}$. Para llevar a cabo el análisis de la regeneración se toman la temperatura y humedad relativa promedio del periodo de desorción y así obtener la humedad absoluta promedio a la entrada de la placa desecante.

$$\begin{aligned} T &= 28.98^{\circ}C \\ HR &= 52.3\% \\ \omega_{Entrada} &= 0.1312 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire}} \end{aligned}$$

La tasa de transferencia del agua en la sílica gel hacia el aire caliente se expresa como:

$$\dot{m}_{Removida} = h_{masa} \rho A_S (\omega_S - \omega_{entrada})$$

ω_S es la cantidad de humedad absoluta presente en la superficie de la placa de sílica gel. Debido a que el aire que pasa sobre la placa de sílica gel en el proceso de regeneración es calentado a una temperatura promedio de $70^{\circ}C$ la superficie de la placa se considera a esta temperatura, por lo que de la ecuación 7 se obtiene ω_S .

$$\omega_S = \frac{0.662 \phi P_g}{P - \phi P_g}$$

Debido a la temperatura de $70^{\circ}C$ se tiene una presión de saturación de vapor $P_g = 31.202 kPa$. En la superficie de la placa desecante el aire está saturado de humedad, lo que hace que $\phi = 100\%$ lo que da como resultado:

$$\omega_S = \frac{0.662(31.202 kPa)}{101.325 kPa - 31.202 kPa} = 0.2945 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire}}$$

Debido a las condiciones de flujo bajo de masa, pueden usarse las propiedades de aire seco para la mezcla vapor agua-aire con el propósito de obtener h_{masa} . A la temperatura de $70^{\circ}C$ se tiene:

$$\rho = 1.028 \frac{kg_{aire}}{m^3}$$

$$\mu = 2.052 \frac{kg}{m * S}$$

Ya que se tiene una temperatura del aire relativamente alta, la difusividad másica se debe calcular con la siguiente expresión:

$$D_{ia} = 1.87 \times 10^{-10} \frac{T^{2.072}}{P}$$

Donde T y P se expresan en Kelvin y Atmosferas respectivamente, dando así una difusividad másica de:

$$D_{ia} = 3.3524 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

El número de Reynolds para este flujo sobre la placa de sílica gel es

$$Re_L = \frac{\rho \bar{v} L_c}{\mu}$$

$$Re_L = \frac{(1.028)(0.5363)(3.2\text{m})}{2.052 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}} = 85975.26$$

Entonces, nuestro régimen de flujo es laminar ya que:

$$Re_L = 85975.26 < 5 \times 10^5$$

Y el número de Schmidt del aire con bajas concentraciones de humedad es:

$$S_c = 0.6 > 0.5$$

Por lo tanto, el modelo para determinar el coeficiente de transferencia de masa es:

$$Sh = 0.664 Re_L^{0.5} S_c^{1/3}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior nos queda:

$$Sh = 164.212$$

Y el coeficiente de transferencia de masa nos queda entonces como:

$$h_{masa} = \frac{Sh D_{ia}}{L_c} = \frac{(164.212)(3.3524 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})}{3.2\text{m}} = 0.00172 \text{ m/s}$$

Entonces la tasa de remoción del agua en la placa de sílica gel es:

$$\dot{m}_{Removida} = (0.00172)(1.028)(7.04)(0.2945 - 0.1312) = 2.0327 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{Removida} = 7.317 \text{ kg/hr}$$

Si la placa de sílica gel está saturada se tiene que $W^* = 0.3156 \frac{\text{kg}_{\text{agua}}}{\text{kg}_{\text{sólido}}}$ y si esta tiene una masa de 100kg, entonces $m_{A \text{ remover}} = 31.56 \text{ kg}_{\text{agua}}$

Y el agua será removida en:

$$\textit{T tiempo para regenerar el sistema} = \frac{31.56\textit{kg}_{\textit{agua}}}{7.317\textit{kg/hr}} = 4.3132\textit{Horas}$$

Por lo que el colector solar diseñado cumple con su función de regenerar el sistema antes de terminar el periodo de regeneración.

CAPITULO VI

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

En este trabajo de investigación se estudió el problema de deshumidificación para una habitación establecida en una región de clima húmedo que hace uso de un sistema deshumidificador propuesto en este mismo trabajo. Dicho sistema se basa en el uso de desecantes sólidos, en este caso, sílica gel. Una vez hecha la propuesta de diseño del sistema desecante, el problema se abordó desarrollando un modelo matemático que describiera el cambio de humedad y temperatura en el aire de una habitación que haga uso del sistema.

El modelo matemático fue validado a partir de la comparación cuantitativa de los resultados experimentales y numéricos. Se obtuvo que el modelo matemático predice con bastante confiabilidad el comportamiento de la temperatura (Error promediado 1.454%) y la humedad relativa (Error promediado 4%).

Los resultados obtenidos para el caso analítico y experimental muestran que existe un decremento considerable de la humedad en el aire interior de la habitación. Aunque dicho decremento no llega al valor de 50% de humedad relativa (Valor considerado por la ASHRAE como la humedad relativa de confort), si se acerca considerablemente a este, un promedio de 13% encima del valor de confort para el caso del prototipo experimental, y un promedio de 4% encima del valor de confort para el caso de la habitación. Cabe mencionar que aproximarse más al valor de la humedad relativa de confort en una habitación que hace uso del sistema desecante aquí propuesto se lograría de dos maneras, incrementando la cantidad de la sílica gel a utilizar en el proceso de adsorción para evitar su saturación antes de que termine el tiempo del proceso, y por supuesto variar el coeficiente de transferencia de masa, variando la velocidad en el ducto de forma temporal, o determinando una velocidad única que cumpla con la especificación de alcanzar la humedad relativa de confort.

Del estudio experimental y del estudio numérico de éste y de la habitación de dimensiones reales, es posible validar la hipótesis presentada en este trabajo, ya que con el uso del sistema deshumidificador cuasi-pasivo hubo un acercamiento notable de las condiciones de confort higrotérmico en cuanto a humedad relativa se refiere. Adicional a esta hipótesis se puede agregar el hecho del ahorro de energía si se combina el uso del sistema desecante propuesto con el del aire acondicionado, esto para regiones cálido-húmedas donde sólo es posible alcanzar el confort por medios activos, ya que se ha encontrado que hasta el 40%³⁴ del consumo de la energía eléctrica para aire acondicionado en estas regiones es para deshumidificar el aire.

³⁴ Morillón G. D. *Introducción a los sistemas pasivos de enfriamiento*. Curso: *Sistemas de Enfriamiento Aplicados a la Vivienda*. 2002. Guadalajara, Jalisco, México.

Los resultados del análisis del proceso de regeneración del sistema desecante en el estudio de la habitación deben resaltarse, debido a que siguiendo las recomendaciones de diseño del colector solar para este caso de estudio este proceso logra su cometido en menos de cinco horas (Menos de la mitad del tiempo de duración del periodo del proceso de regeneración) lo que significa que este proceso se puede efectuar de forma cuasi-pasiva sin necesidad de utilizar un generador de calor aunque se recomienda su diseño e instalación como prevención.

Recomendaciones

- Se recomienda como trabajo posterior un estudio espacial (numérico y experimental) de los cambios de aire, en cuanto a temperatura y humedad, puesto que los efectos espaciales (Tridimensionales, bidimensionales y/o unidimensionales) cobran importancia cuando se requiere mayor precisión en los resultados numéricos.
- Se propone también la aplicación de un análisis de un problema de autovalor al sistema desecante, donde la humedad relativa dentro de la habitación se mantiene constante (valor de confort), y el flujo de ventilación es variable, lo que permitiría un valor deseado de humedad dentro de la habitación.
- Mejorar y/o establecer una metodología para la selección de la cantidad de desecante sólido utilizado para el sistema propuesto en este trabajo, bajo condiciones temporales de humedad y temperatura variables.
- Realizar un diseño de la placa desecante con otras configuraciones geométricas (Placas paralelas, placas cilíndricas, etc.) con el propósito de aumentar la adsorción y disminuir el espacio utilizado por el desecante.
- Comparar diferentes tipos de desecantes sólidos aplicados al sistema deshumidificador propuesto, y determinar el desecante sólido óptimo en términos técnico-económicos.
- Re-diseñar el sistema desecante con la consideración de filtros de partículas de aire que puedan afectar la placa desecante y diseñar y evaluar un generador de calor para el proceso de regeneración como prevención de que el aire suministrado por el colector solar no sea el suficiente para regenerar el sistema.
- Adicional a los puntos anteriores, se recomienda un estudio económico de la inversión del sistema desecante propuesto, y su recuperación reflejada en ahorro de la factura eléctrica.

Referencias

Bibliografía de los antecedentes

- [1] Yadav Avadhesh, Bajpai V. K. **Experimental comparison of various solid desiccants for regeneration by evacuated solar air collector and air dehumidification.** *Drying Technology*. Vol. 30, No. 5, pp. 516-525, (2012).
- [2] Janetti B., Ochs F. **3D simulation of heat and moisture diffusion in constructions.** COMSOL Conference User Presentation. Boston, Massachusetts, (2012).
- [3] Nastaj J., Ambrozek B. **Modeling of drying of gases using solid desiccants.** *Drying Technology*. Vol. 27, pp. 1344-1352, (2009).
- [4] Van Schijndel A.W.M., Schellen H.L. **The use of comsol in teaching heat and moisture transport modeling in building constructions.** COMSOL Conference User Presentation. Tokyo, Japan, (2009).
- [5] Areemit N, Sakamoto Y. **Numerical and experimental analysis of a passive room-dehumidifying system using the sorption property of a wooden attic space.** *Energy and Buildings*. Vol. 39, pp. 317-327, (2007).
- [6] Hirunlabh J., Charoenwat R., Khedari J, Teeksap S. **Feasibility study of desiccant air conditioning system in Thailand.** *Building and Environment*. Vol. 42, pp. 572-577, (2007).
- [7] Daou K., Wang R. Z., Xia Z.Z., **Desiccant cooling air conditioning: a review.** *Renewable and Sustainable Energy Review*. Vol. 10, pp. 55-77, (2006).
- [8] Chui Q., Chen H., Tao G., Yao H. **Performance study of new adsorbent for solid desiccant cooling.** *Energy*. Vol. 30, pp. 273-279, (2005).
- [9] Alpuche Cruz, Maria. **Análisis exérgico en edificaciones con sistemas de enfriamiento con desecantes en climas cálido-húmedos.** Presentada en la Universidad Nacional Autónoma de México. Para la obtención del grado de Doctor en Ingeniería. México 2004. pp 125.
- [10] Camargo J.R., Ebinuma C.D., Silveria J.L., **Thermo economic analysis of an evaporative desiccant air conditioning system.** *Applied Thermal Engineering*. Vol. 23, pp. 919-932, (2004).
- [11] Miller J. A., Lowenstein A., James R. Sand, **The performance of a desiccant-based air conditioner in Florida school.** *ASHRAE Transaction*. 108, pp. 575-586, (2002).
- [12] Cruz Osnaya A., Hernández Gómez V. H., Bonifacio Paz H., Morillón Gálvez D. **Enfriamiento y deshumificación pasiva de una casa habitación para la localidad de Bahía de Banderas, Jalisco.** *Memorias de la XXVI Semana Nacional de Energía Solar, ANES, Chetumal, Quintana Roo, México*, pp. 85-86, (2002).

- [13] Henderson, Hugh I. Jr., Adam C. W., James R. Sand. **The performance of a desiccant dehumidification on classroom humidity levels.** ASHRAE Transaction. 108 Pt 2, HI-02-2-2, (2002).
- [14] Zhang L.Z., Niu J.L. **Performance comparisons of desiccant wheels for air dehumidifier and enthalpy recovery** Applied Thermal Engineering. Vol. 22, pp.1347-1367, (2002).
- [15] Pilatowsky Figueroa I. **Psicrometría, métodos de humidificación y dehumidificación y sus aplicaciones en el diseño arquitectónico.** Curso: Sistemas de Enfriamiento Aplicados a la Vivienda. 2002. Guadalajara, Jalisco, México.
- [16] Dai Y.J., Wang R.Z., Xu Y.X. **Study of a solar powered solid adsorption-desiccant cooling system used for grain storage.** Renewable Energy. Vol. 25, No. 3, pp. 417-430, (2002).
- [17] Andersson J.V., Lindholm T. **Desiccant cooling for Swedish office buildings.** ASHRAE Transaction. 107, 490-500, (2001).
- [18] Neti S., Wolfe E.I. **Measurments of effectiveness in a silica gel rotary exchanger.** Applied Thermal Engineering. Vol. 20, pp. 309-322, (2000).
- [19] Jain S., Dhar P.L., Kaushik S.C. **Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycles for typical hot and humidity climates.** International Journal of Refrigeration. Vol. 18, pp. 287-296, (1995).
- [20] Dhar P.L., Kaushik S.C., Jain S., **Thermodynamic analysis of desiccant-augmented evaporative cooling cycles for Indian conditions.** ASHRAE Transaction. 101, pp. 735-749, (1995).
- [21] Morillón G. D. **Bioclimática, Sistemas Pasivos de Climatización.** Colección Biblioteca Circular. Serie Universitaria. 1ª edición. Universidad de Guadalajara. México 1993. 143 pp.

Bibliografía

- [1] Balance Nacional de Energía 2010.
- [2] Berglund, G. **Comfort and humidity**, ASHRAE Journal; 40, 8, (1998).
- [3] Cengel Yunus A. y Boles Michael A., **Termodinámica**, México, D.F. McGraw-Hill Interamericana, (2006).
- [5] Streeter, L., Victor. (2000). **Mecánica de Fluidos.** McGraw-Hill. Santafé de Bogotá, Colombia.
- [6] Myers, A. **Thermodynamics of adsorption.** En: Letcher, T. **Chemical Thermodynamics for industry.** pp. 243-253, (2004).

- [8] Allen, T. **Particle Size Measurement Vol. 2. Surface area and pore size determination.** 5ta. Ed. Wilmington, Delaware, USA. CHAPMAN & HALL. pp. 251, (1997).
- [9] Stoeckli, H.F. **A generalization of the Dubinin- Radushkevich equation for the filling of heterogeneous micropore systems.** Journal of Colloid and Interface Science. 59, pp. 184-185, (1977).
- [10] Park, I.; Knaebel, K.S. **Adsorption breakthrough behavior: Unusual effects and possible causes.** American Institute of Chemical Engineers Journal 1992, 38 (5), 660–670.
- [11] Ross, OLIVER, J.P. **On physical adsorption.** Edit. Inter science Publishers. New York, pp. 78, (1964).
- [12] Carrier. **Manual de aire acondicionado.** Barcelona: Marcombo, (2009).
- [13] Sanchez Parrao Roger. **Deshumidificación y Enfriamiento.** Curso: Sistemas de Enfriamiento Aplicados a la Vivienda. Guadalajara, México. (2002).
- [14] Gandhidasan P, Al-Farayedhi A, Al-Mubarak A.A., **Dehydration of natural gas using solid desiccants.** Energy, 26, 855-868, (2001).
- [15] Basmadjian D. **The adsorptive drying of gases and liquids.** Advances in Drying, 3, (1984), 307-357.
- [16] Kidnay A.J., Parrish W. **Fundamentals of Natural Gas Processing;** Taylor and Francis: Boca Raton, (2006).
- [17] Aitani A.M. **Sour natural gas drying.** Hydrocarbon Processing. 72, (4), 67-74, (1993).
- [18] Daud, W.R.W. **A novel short-cut design method for adsorbers used in gas dryers and dehumidifiers.** Proceedings of the 2nd Asian-Oceania Drying Conference; Batu, Feringhi, Malaysia, 20-22 Agosto.
- [19] Campbell, John. **Technical Assistance Service for the Design, Operation, and Maintenance of Gas Plants.** (2003)
- [20] Yadav Avadhesh, Bajpai V. K. **Experimental comparison of various solid desiccants for regeneration by evacuated solar air collector and air dehumidification.** Drying Technology. Vol. 30, No. 5, pp. 516-525, (2012).
- [21] Lao, C., **Effects of impurities in the air on gas drying processes.** Drying Technology. Vol. 29, Num. 16, pp 1890-1900, (2011).
- [23] Mujumdar, Arun S., **Evaluation of structure on desiccant towers for drying natural gas.** International Journal of Structural Stability and Dynamics . Vol. 10, Num. 6, pp 1139-1161, (1987).
- [24] Cengel Yunus A. **Transferencia de calor y masa.** 3era Edición. McGraw-Hill, (2007)

- [26] Preciado, O., Ulises. **Software BIOSOL**. (2010)
- [27] **ASHRAE Handbook Fundamentals**. Atlanta, 1990
- [28] Patankar Suhas, **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. Nueva York, Estados Unidos. 197 pp, (1980).
- [33] Krzywicki J. and Chinn S. (1967) **Human Body Density and Fat of an Adult Male Population as Measured by Water Displacement** . AMERICAN JOURNAL OF CLINICAL NUTRITION vol. 20, No. 4, pp. 305-310 Printed in U.S.A
- [34] Morillón G. D. **Introducción a los sistemas pasivos de enfriamiento**. Curso: Sistemas de Enfriamiento Aplicados a la Vivienda. 2002. Guadalajara, Jalisco, México.

Bibliografía Virtual

- [4] http://ocw.upm.es/produccion-animal/produccion-avicola/contenidos/TEMA_3/3-2-condiciones-ambientales-ta-y-hr?set_language=en
- [7] www.uam.es
- [22] www.humedadcontrolada.com
- [25] http://smn.cna.gob.mx/index.php?option=com_content&view=article&id=42&Itemid=75
- [29] <http://www.onsetcomp.com/>
- [30] <http://www.pce-iberica.es/medidor-detalles-tecnicos/instrumento-de-electricidad/multimetro-c-122.htm>
- [31] http://www.cedesa.com.mx/pdf/fluke/fluke-170_serie_sheet.pdf
- [32] <http://es.windfinder.com/>

Índice de figuras

1. Esquema de una carta psicrométrica.....	16
2. Ejemplo de aire saturado.....	17
3. Carta psicrométrica para una presión de 1 atm.....	18
4. Esquema de un bloque de un medio poroso.....	22
5. Tipos de isotermas de adsorción según la IUPAC.....	23
6. Ejemplos de adsorción.....	24
7. Potencial de adsorción de la sílica gel a diferentes temperaturas.....	26
8. Proceso de deshumidificación por enfriamiento.....	27
9. Representación gráfica del proceso de deshumidificación por enfriamiento.....	28
10. Presión de vapor vs temperatura y contenido de agua para los desecantes y el aire.....	30
11. Presión de vapor de los desecantes sólidos.....	31
12. Proceso de un sistema de enfriamiento con desecantes líquidos.....	31
13. Ciclo de enfriamiento por desecante sólido.....	34
14. Representación del ciclo de ventilación en la cara psicrométrica.....	34
15. Ciclo de recirculación.....	35
16. Esquema del sistema deshumidificador.....	36
17. Proceso de adsorción.....	41
18. Proceso de desorción.....	41
19. Perfil de la capa límite de concentración de un flujo entrando a una placa plana.....	44
20. Localización de Poza Rica, Veracruz.....	50
21a. Temperaturas horarias promedio de cada mes del año (1er semestre del año).....	50
21b. Temperaturas horarias promedio de cada mes del año (2ndo semestre del año).....	51
22a. Humedades relativas promedio de cada mes del año (1er semestre del año).....	
22b. Humedades relativas promedio de cada mes del año (2ndo semestre del año).....	52
23. Temperaturas de termopreferendum para la ciudad de Poza Rica, Veracruz.....	53
24. Comparación de la humedad relativa de confort con la media mensual.....	53
	54
25. Esquema del prototipo experimental.....	57
26. Vista frontal del prototipo experimental.....	58
27. Vista lateral del prototipo experimental.....	59

28. Ducto de ventilación y placa desecante.....	59
29. Prototipo experimental del sistema desecante propuesto.....	60
30a. Sílica gel dentro de una malla.....	60
30b. Sílica gel instalada dentro del ducto de ventilación.....	60
31a. Ventilador axial instalado en una pared lateral del prototipo experimental.....	61
31b. Ventilador axial instalado en la tubería de distribución.....	61
32. Ducto de alimentación y distribución.....	61
33. Generador de calor instalado en el ducto de distribución de aire.....	62
34. Sensor de temperatura y humedad relativa marca HOBO.....	63
35. Diagrama electrónico del dispositivo de medición.....	64
36. Sensores HOBO U12 instalados dentro y fuera del prototipo experimental.....	65
37. Multímetro Fluke instalado en el ducto de entrada para el proceso de desorción.....	65
38. Temperaturas en el interior y exterior del prototipo experimental en el periodo de adsorción	67
39. Humedades relativas interiores y exteriores del prototipo experimental en el periodo de adsorción.....	68
40. Comparación de la humedad relativa en el interior del prototipo experimental en el proceso de adsorción y la humedad relativa de confort.....	68
41. Temperaturas a la entrada y salida del prototipo experimental en el periodo de desorción...	70
42. Humedades relativas a la entrada y salida del prototipo experimental en el periodo de desorción.....	71
43. Temperaturas medidas y calculadas analíticamente en el periodo de desorción.....	79
44. Humedades relativas medidas y calculadas analíticamente en el periodo de desorción.....	80
45. Habitación de dimensiones reales con diseño aleatorio ubicada en Poza Rica, Veracruz....	80
46. Medidas de la vista frontal de la habitación.....	81
47. Medidas de la vista en planta de la habitación.....	81
48. Irradiancia global horizontal para la ciudad de Poza Rica, Veracruz.....	85
49. Habitación de dimensiones reales con diseño aleatorio utilizando el sistema desecante.....	86
50. Medidas de la vista frontal de la habitación utilizando el sistema desecante.....	86
51. Medidas de la vista en planta de la habitación utilizando el sistema desecante.....	87
52. Medidas de la vista lateral de la habitación utilizando el sistema desecante.....	87
53. Medidas de la vista trasera de la habitación utilizando el sistema desecante.....	88

Índice de tablas

1. Parámetros multitemperatura para isotermas de adsorción de la sílica gel.....	25
2. Propiedades de desecantes típicos.....	33
3. Relación del número de Sherwood en la convección de masa.....	44
4. Propiedades y dimensiones de la envolvente del prototipo experimental.....	62
5a. Datos medidos en el interior del prototipo experimental (Proceso de adsorción).....	66
5b. Datos medidos en el exterior del prototipo experimental (Proceso de adsorción).....	67
6a. Datos del flujo másico de entrada del aire caliente (Proceso de desorción).....	69
6b. Datos del flujo másico de aire caliente a la salida (Proceso de desorción).....	70
7. Humedad absoluta horaria exterior del prototipo experimental.....	74
8. Valores de humedad absoluta, relativa y temperatura en el interior del prototipo experimental, obtenidos del modelo matemático.....	77
9a. Porcentajes de error de temperatura horaria de los datos obtenidos por el modelo matemático comparados con los datos medidos.....	78
9b. Porcentajes de error de humedad relativa horaria de los datos obtenidos por el modelo matemático comparados con los datos medidos.....	78
10. Propiedades de los materiales constructivos de la habitación.....	88
11. Valores de humedad absoluta, relativa y temperatura en el interior de la habitación obtenidos del modelo analítico.....	92