

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PUCP

**COMPARACIÓN DE TIPOS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO
MEDIANTE MODELOS ANALÍTICOS Y EXPERIMENTALES**

**TRABAJO DE INVESTIGACIÓN PARA LA OBTENCIÓN DEL GRADO
DE BACHILLER EN CIENCIAS CON MENCIÓN EN INGENIERÍA
MECÁNICA**

AUTOR

Klisman César Cabrera Pasache

ASESOR:

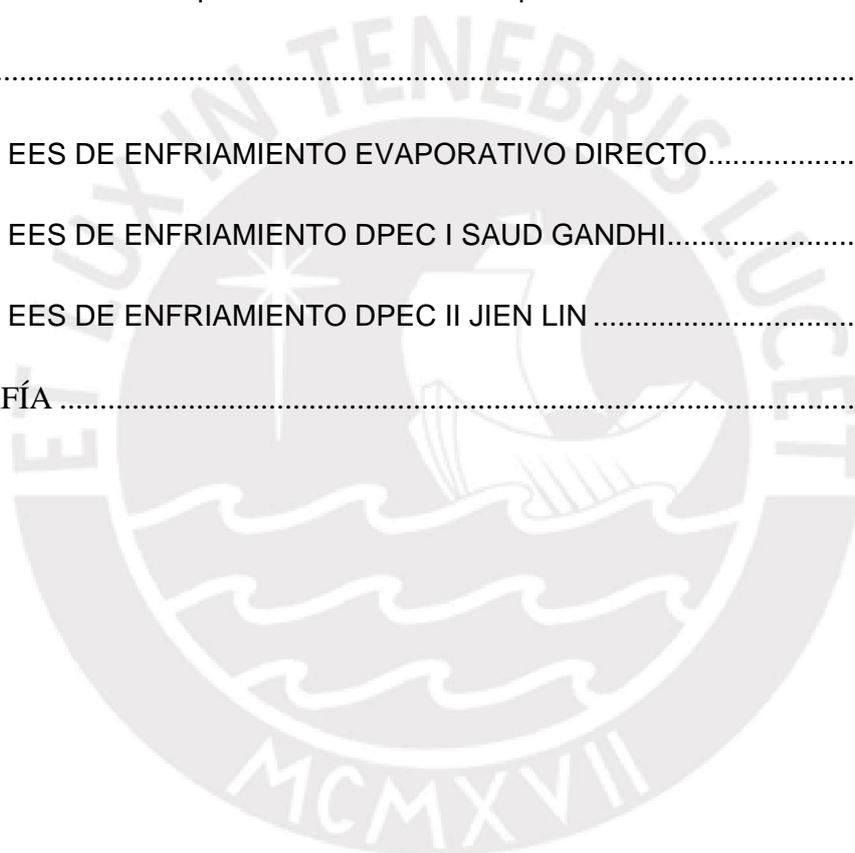
Enrique José Barrantes Peña

Lima, agosto, 2020

Contenido

| | |
|--|-----------|
| Introducción | ix |
| CAPÍTULO 1 : TIPOS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO..... | 1 |
| 1) Enfriamiento evaporativo directo..... | 1 |
| a) Desventajas | 2 |
| b) Representación en la Carta Psicométrica | 2 |
| 2) Enfriamiento evaporativo Indirecto..... | 3 |
| A) Enfriamiento Evaporativo Indirecto Regenerativo..... | 4 |
| B) Dew Point evaporation cooling (DPEC) | 5 |
| C) Enfriamiento Evaporativo Indirecto de Maisotsenko (M-cycle) | 6 |
| 3) Enfriamiento Evaporativo Indirecto-Directo..... | 8 |
| 4) Enfriamiento Desecante | 9 |
| CAPÍTULO II: CONCEPTOS TEÓRICOS | 14 |
| 1) Microbalances de Calor y Masa..... | 14 |
| 2) Transferencia de calor | 14 |
| 3) Difusión y Transferencia de Masa..... | 15 |
| 4) Saturación Adiabática | 16 |
| 5) Modelos Numéricos | 16 |
| A) Enfriamiento Evaporativo Directo | 16 |
| B) Enfriamiento Evaporativo Indirecto | 20 |
| CAPÍTULO III: RESULTADOS..... | 26 |
| 1) Enfriamiento Evaporativo Directo..... | 26 |

| | |
|---|----|
| 2) Enfriamiento Evaporativo Indirecto | 30 |
| A) Modelo Experimental de Jie Lin | 30 |
| B) Modelo Experimental de Ali Pakari y Saud Ghani (2019) | 34 |
| CONCLUSIONES | 38 |
| 1) Enfriamiento Evaporativo Directo..... | 38 |
| 2) Enfriamiento Evaporativo Indirecto (Dew Point Evaporation Cooling) | 38 |
| 3) Comparación entre Tipos de Enfriamiento Evaporativos..... | 40 |
| ANEXOS | 41 |
| ANEXO 1 : EES DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO DIRECTO..... | 41 |
| ANEXO 2 : EES DE ENFRIAMIENTO DPEC I SAUD GANDHI..... | 42 |
| ANEXO 3 : EES DE ENFRIAMIENTO DPEC II JIEN LIN | 42 |
| BIBLIOGRAFÍA | 43 |



Índice de Figuras

| | |
|---|------|
| Figura 1-1 Esquema de Enfriamiento Evaporativo Directo..... | 1 |
| Figura 1-2 Representación en Carta Psicométrica del EED | 2 |
| Figura 1-3 Esquema del Enfriamiento Evaporativo Indirecto | 3 |
| Figura 1-4 Representación en Carta Psicométrica del EEI..... | 33 |
| Figura 1-5 Esquema del Enfriamiento Evaporativo Regenerativo | 1 |
| Figura 1-6 Esquema del Enfriamiento Evaporativo Regenerativo | 2 |
| Figura 1-7 Esquema y Representación en la Carta Psicométrica del DPEC | 3 |
| Figura 1-8 Esquema del M-Cycle | 33 |
| Figura 1-9 Representación en la carta Psicométrica del M-Cycle..... | 1 |
| Figura 1-10 Intercambiador de Calor de Flujo Cruzado en M-Cycle..... | 2 |
| Figura 1-11 Esquema y Representación en la Carta Psicométrica del Enfriamiento Evaporativo Indirecto-Directo..... | 3 |
| Figura 1-12 Esquema de Rueda Desecante..... | 33 |
| Figura 1-13 Esquema de Membrana asistida con Líquido Desecante | 1 |
| Figura 1-14 Esquema de Membrana asistida al Vacío..... | 2 |
| Figura 1-15 Representación en la Carta Psicométrica de un Enfriamiento Desecante..... | 3 |
| Figura 2-1 Esquema Enfriamiento Evaporativo Directo | 17 |
| Figura 2-2 Esquema del Análisis Diferencial del EED | 1818 |
| Figura 2-3 Análisis del DPEC..... | 20 |
| Figura 2-4 Intercambiador DPEC de Jie Lin | 23 |
| Figura 2-5 Intercambiador DPEC de Saud Gandhi..... | 25 |
| Figura 3-1 Velocidad del Aire vs Eficiencia de Bulbo Húmedo en EED..... | 27 |
| Figura 3-2 Velocidad del Aire vs Temperatura de Salida en EED | 28 |
| Figura 3-3 Velocidad de Aire vs Consumo de Agua en EED..... | 28 |

| | |
|---|----|
| Figura 3-4 Temperatura de Ingreso vs Consumo de Agua en EED..... | 29 |
| Figura 3-5 Humedad Relativa vs Temperatura de Salida(Azul) y Eficiencia de Bulbo Húmedo(Negro) en EED..... | 29 |
| Figura 3-6 Temperatura de Ingreso vs Temperatura de Salida en el Modelo de Jien Lin..... | 29 |
| Figura 3-7 Longitud del canal del Intercambiador vs Temperatura de Salida(Negro) y Eficiencia de Dew Point(Verde) en el Modelo de Jien Lin | 31 |
| Figura 3-8 Altura del canal del Intercambiador vs Temperatura de Salida(Azul) y Eficiencia de Dew Point(Negro) en el Modelo de Jien Lin | 32 |
| Figura 3-9 Porcentaje de Aire de trabajo del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Dew Point (Azul) en el Modelo de Jien Lin | 32 |
| Figura 3-10 Velocidad del Aire al ingreso del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Dew Point (Azul) en el Modelo de Jien Lin | 33 |
| Figura 3-11 Humedad Relativa al Ingreso del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Dew Point (Azul) en el Modelo de Jien Lin | 33 |
| Figura 3-12 Temperatura de Ingreso vs Temperatura de Salida(Negro) y Eficiencia de Bulbo Húmedo(Azul) en el Modelo de Saud Gandhi..... | 34 |
| Figura 3-13 Longitud del canal del Intercambiador vs Temperatura de Salida(Negro) y Eficiencia de Bulbo Húmedo(Azul) en el Modelo de Saud Gandhi..... | 35 |
| Figura 3-14 Ancho del canal del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Bulbo Húmedo (Azul) en el Modelo de Saud Gandhi | 35 |
| Figura 3-15 Velocidad del Aire al ingreso del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Bulbo Húmedo (Azul) en el Modelo de Saud Gandhi | 36 |
| Figura 3-16 Porcentaje de Aire de trabajo del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Bulbo Húmedo (Azul) en el Modelo de Saud Gandhi ... | 36 |

| | |
|--|----|
| Figura 3-17 Humedad Relativa al Ingreso del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Bulbo Húmedo (Azul) en el Modelo de Saud Gandhi | 37 |
|--|----|

Índice de Tablas

| | |
|---|------|
| Tabla 1 -Dimensiones de la Almohadilla..... | 17 |
| Tabla 2 -Características del Intercambiador de Raziq | 22 |
| Tabla 3- Características Geométricas del Intercambiador de Jie Lin | 24 |
| Tabla 4-Características y Rango de Operaciones sometidas al intercambiador de Saud Ghani | 2426 |
| Tabla 5- Velocidades Simuladas en el Modelo y Números importantes para cálculos de Transferencia de Calor..... | 27 |
| Tabla 6-Resultados a Diferentes Velocidades de Operación..... | 30 |
| Tabla 7- Variación de la Temperatura de Ingreso a..... | 30 |
| Tabla 8-Variación de la Temperatura de Ingreso a una Velocidad de 2 m/s en EED | 31 |
| Tabla 9-Características Geométricas del Intercambiador de Jie Lin | 34 |
| Tabla 10-Características Geométricas del Intercambiador de Saud Gandhi | 34 |

RESUMEN

El presente trabajo de investigación presenta un análisis del enfriamiento evaporativo, ya que se buscan alternativas distintas al sistema convencional por compresión de vapor por su alto consumo de energía y uso de refrigerantes de clorofluorocarbono, que afectan negativamente al medio ambiente; de manera contraria, el enfriamiento evaporativo usa el agua como refrigerante, además de poseer un menor consumo de energía, ya que usa normalmente una bomba centrífuga en vez de un compresor. El objetivo principal del documento es comparar los diferentes tipos de enfriamiento evaporativo para establecer el más apropiado para una aplicación de climatización. En primer lugar, se presentará una descripción de los conceptos y características de los tipos de enfriamiento, así como sus ventajas y desventajas, luego se realizará un análisis de transferencia de calor y masa para los tipos de enfriamiento evaporativo planteados y se plantearán modelos tanto analíticos como experimentales que permiten predecir características importantes como la temperatura y humedad que resultan del proceso. Finalmente, se evaluarán todos los modelos planteados para evaluar su comportamiento y luego se realizará una comparación en base a los resultados obtenidos. Se concluyó que el mejor tipo de enfriamiento evaporativo para una aplicación de climatización es el *Dew Point Evaporative Cooling* por su mayor capacidad para obtener una temperatura menor a su salida, a pesar de su mayor complejidad para su fabricación.

Nomenclatura:

ε_{tbh} : Eficiencia de bulbo húmedo

ε_{tbh} : Eficiencia de Temperatura de Rocío

A_{sp} : Área específica ($m^2 m^{-3}$):

A_s : Área húmeda de la almohadilla (m^2)

w : Ancho de la almohadilla (m)

l = Largo de la almohadilla (m)

th = Espesor de almohadilla (m)

A = Área frontal de la almohadilla (m^2)

L_c : Longitud característica de la almohadilla (m)

V : Velocidad del aire ($\frac{m}{s}$)

m_a Flujo másico de aire ($\frac{kg}{s}$):

Re : Número de Reynolds

Nu : Número de Nusselt

Le : Numero de Lewis

Pr : Número de Prandtl

k : Conductividad ($\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$):

h : Coeficiente transferencia del calor convectivo del aire ($\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$)

hm : Coeficiente transferencia de masa convectivo del aire ($\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$)

T_{in} : Temperatura de ingreso ($^\circ C$)

T_{out} : Temperatura de salida

T_{wb} : Temperatura de bulbo húmedo ($^\circ C$)

T_w : Temperatura de película ($^\circ C$)

W_{in} : Humedad Específica de Ingreso ($\frac{kg}{kg}$)

W_{out} : Humedad Específica de Salida ($\frac{kg}{kg}$)

Q_s : Calor sensible

Q_l : Calor latente

ε_{wb} = Eficiencia de Bulbo Húmedo

ρ : densidad del agua ($\frac{kg}{m^3}$)

μ : viscosidad del agua ($N \cdot \frac{s}{m^2}$)

c_p : calor específico del agua ($\frac{kJ}{kg^\circ C}$)

cl : Calor latente

P = Perímetro (m)

Los modelos experimentales plantean su propia nomenclatura según el autor, explicadas en el documento.

Subíndice

a = aire

p, f = flujo másico del producto

w, f = película de agua

m = aire húmedo

d = aire seco

w_{all} = pared

Abreviaciones

DEC = Direct Evaporative Cooling

EED = Enfriamiento Evaporativo Directo

IEC = Indirect Evaporative Cooling = Enfriamiento Evaporativo Indirecto

$DPEC$ = Dew Evaporative Cooling

Introducción

El sector de edificaciones es responsable alrededor del 30-40% del total de energía consumida y una proporción similar de emisión de carbono similar. Calentamiento, Ventilación y Aire acondicionado(HVAC) es el principal gasto en los edificios y consume alrededor del 50% del total de la energía suministrada. El Aire acondicionado, representa una importante función de HVAC está convirtiéndose cada vez más crucial para muchas edificaciones como los espacios públicos como oficinas, supermercados, centros deportivos, aeropuertos, fábricas, etc.

A pesar de las décadas, el enfriamiento evaporativo, utilizando el principio de la evaporación del agua para la absorción de calor, ha ganado popularidad para su uso en el aire acondicionado debido a su simplicidad en estructura y buen uso de la energía natural, existiendo en el ambiente. Esto produce un sistema mejorado en el que su COP se reencuentra en el rango de 15-20, el cual es significativo más alto que un convencional de compresión de vapor y adsorción/absorción sistemas de aire acondicionados.

El enfriamiento evaporativo puede ser clasificado en Directo, en el cual los fluidos (agua y aire) trabajan en contacto directo, Indirecto, donde una superficie separa los fluidos y Sistemas combinados de Directo e Indirecto.

El presente trabajo de investigación presentará una descripción de los conceptos y características de los tipos de enfriamiento, también los conceptos teóricos que se necesitan para explicar los fenómenos físicos que suceden en el proceso como transferencia de calor y masa. Por otro lado, se presentarán modelos que predicen, calculan las variables que se desean obtener para el diseño. De esta manera, se podrá realizar una comparación entre los Tipos de Enfriamiento Evaporativo.

CAPÍTULO 1 : TIPOS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

1) Enfriamiento evaporativo directo.

El sistema de enfriamiento evaporativo directo trabaja incrementando los contenidos de humedad en el aire con el uso de agua mediante su evaporación, para esto debe estar en contacto un flujo de aire con agua (por ello el nombre de directo). Todos los procesos de enfriamiento evaporativo envuelve al menos un volumen de agua (o corriente) y un volumen de aire (o corriente), el cual sirve también como medio de enfriamiento o el medio complementario. El medio de enfriamiento es el fluido (agua o aire) que es primero enfriado como el resultado de la evaporación del agua. Es la forma más simple, antigua, difundido forma de aire acondicionado. Este sistema típicamente usa un ventilador el que extrae el aire del exterior hacia el interior y lo conduce sobre un medio poroso húmedo, el aire resultante es más frío, pero contiene más humedad. Teóricamente, el aire de alimentación debe ser enfriado con 100% de efectividad (es decir hasta la temperatura de bulbo húmedo), pero en realidad llega a una eficiencia de temperatura de bulbo húmedo de 70-80%, que se define como:

$$\epsilon_{tbh} = \frac{T_{out} - T_{in}}{T_{bh} - T_{in}}$$

La cantidad de enfriamiento está delimitada por la eficiencia del medio húmedo (debido a su desgaste), el ventilador, el diseño y la construcción de la unidad. Un componente crítico es el uso de agua, pueden ser unos pocos litros como cientos de litros.

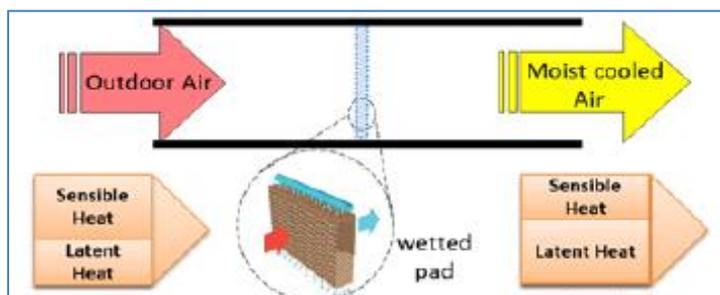


Figura 1-1 Esquema de Enfriamiento Evaporativo Directo. Tomado de Amer (2015.)

a) Desventajas.

- No pueden reducir la temperatura del flujo del aire menos que la temperatura de bulbo húmedo de la temperatura de ingreso. Por lo tanto, la temperatura mínima que puede alcanzar es la temperatura de bulbo húmedo.
- El contacto directo entre el aire y el agua origina un aumento de humedad del aire obtenido, esto no solo afecta al confort de las personas, también puede ser peligroso para dispositivos electrónicos.
- No puede trabajar en climas húmedos; es decir, es afectado por el tipo de clima.

b) Representación en la Carta Psicométrica.

El enfriamiento evaporativo es isoentálpico, donde la evaporación del agua toma lugar dentro del volumen del aire que se busca enfriar. El enfriamiento evaporativo se representa dentro de la carta psicométrica en la línea isoentálpica hacia la izquierda como se muestra en la siguiente imagen:

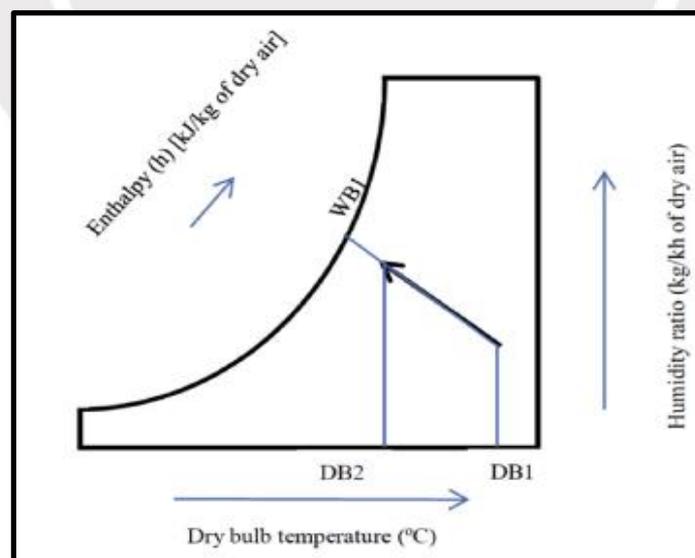


Figura 1-2 Representación en Carta Psicométrica del EED. Adaptado de Yang (2019)

2) Enfriamiento evaporativo Indirecto

El enfriamiento evaporativo indirecto evita la humidificación del aire suministrado mediante el uso de un intercambiador de calor sensible, que contiene dos canales: un canal húmedo y un canal seco. En el canal húmedo, se produce el enfriamiento evaporativo directo, mientras que en el canal seco se circula el aire que se desea enfriar. Se enfría menos el aire; sin embargo, se evita la humidificación del aire.

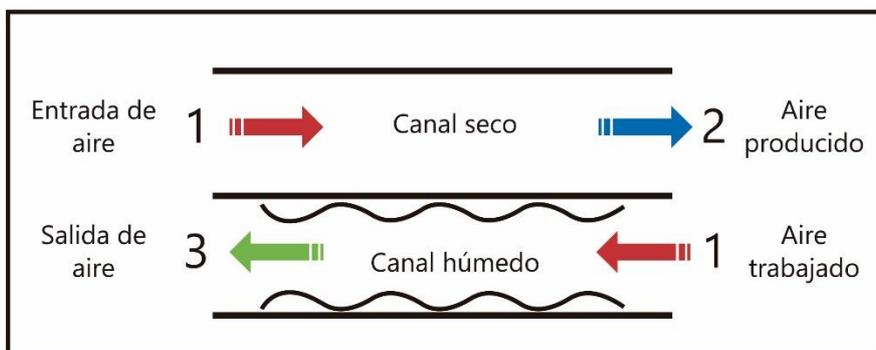


Figura 1-3 Esquema del Enfriamiento Evaporativo Indirecto .Adaptado de Duan (2012).

Representación en la carta psicométrica

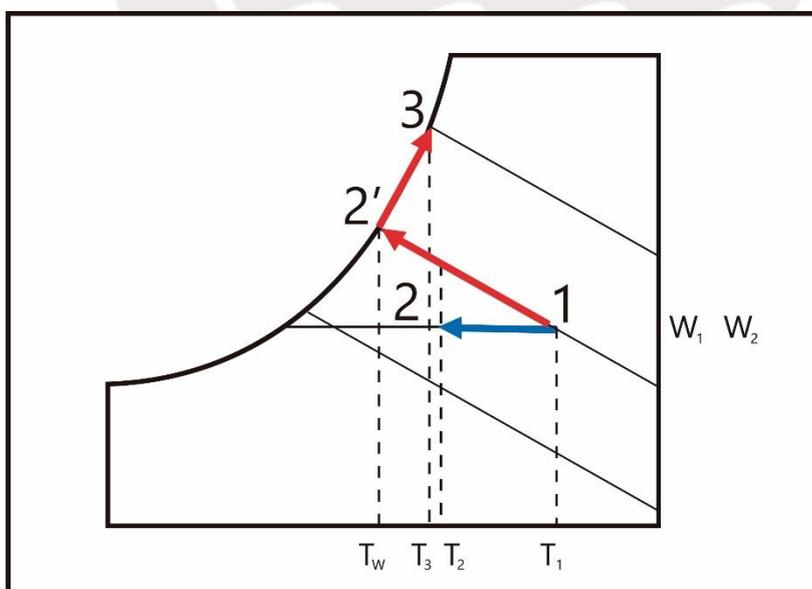


Figura 1-4 Representación en Carta Psicométrica del EEI. Adaptado de Duan (2012).

El punto 1, es la condición del aire del ambiente. En el canal superior, que es el canal seco, el aire es enfriado para suministrarlo al lugar correspondiente. Este aire es enfriado gracias al enfriamiento evaporativo directo que se realiza en el canal húmedo inferior.

A) Enfriamiento Evaporativo Indirecto Regenerativo.

El enfriamiento evaporativo regenerativo fue desarrollado para disminuir la temperatura de la salida por debajo de la temperatura de bulbo húmedo; la regeneración consiste en extraer una parte del aire primario a la salida y suministrarlo a un canal secundario. En un proceso estable, ya que el aire en el canal secundario se ha enfriado, la correspondiente temperatura de bulbo húmedo es sensiblemente menor que el bulbo húmedo que en un sistema de EED y el límite al cual el aire puede ser enfriado es considerablemente mayor.

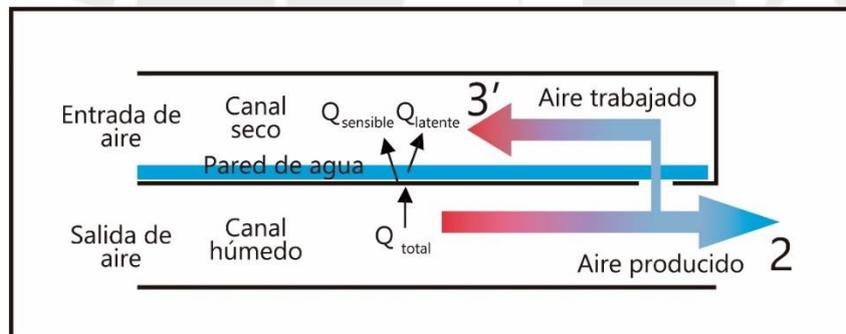


Figura 1-5 Esquema del Enfriamiento Evaporativo Regenerativo. Duan (2012).

En la carta psicométrica, se representa de la siguiente manera:

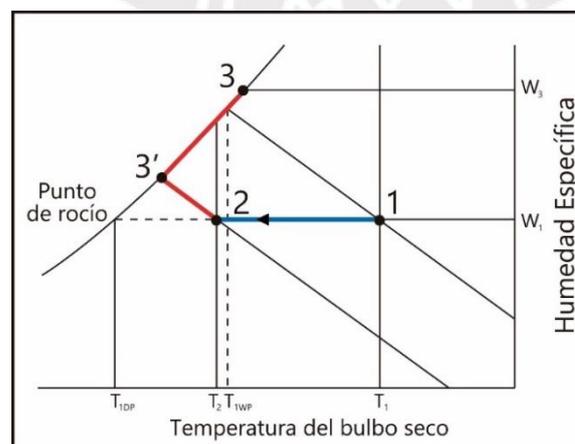


Figura 1-6 Esquema del Enfriamiento Evaporativo Regenerativo. Adaptado de Duan (2012)

La principal ventaja de un enfriamiento evaporativo regenerativo es que el aire primario es enfriado por debajo de la temperatura de bulbo húmedo. La principal desventaja es que el flujo de aire es menor que en el clásico enfriamiento evaporativo directo.

B) Dew Point evaporation cooling (DPEC).

Este método fue desarrollado para acercar más la temperatura del aire a la temperatura de rocío. Consiste en establecer múltiples etapas de enfriamiento regenerativo. Gianville (2011) menciona que los dos puntos claves de este tipo de enfriamiento, el cuales son facilitados por su diseño simple y efectivo son:

- El punto más frío a través del ciclo está siempre de la transición del canal seco a húmedo.
- La saturación es alcanzada rápidamente y mantenida dentro del canal húmedo.

En la siguiente imagen, se muestran dos tipos de configuraciones con su respectivo ejemplo para este tipo de enfriamiento y también su representación en la carta psicrométrica

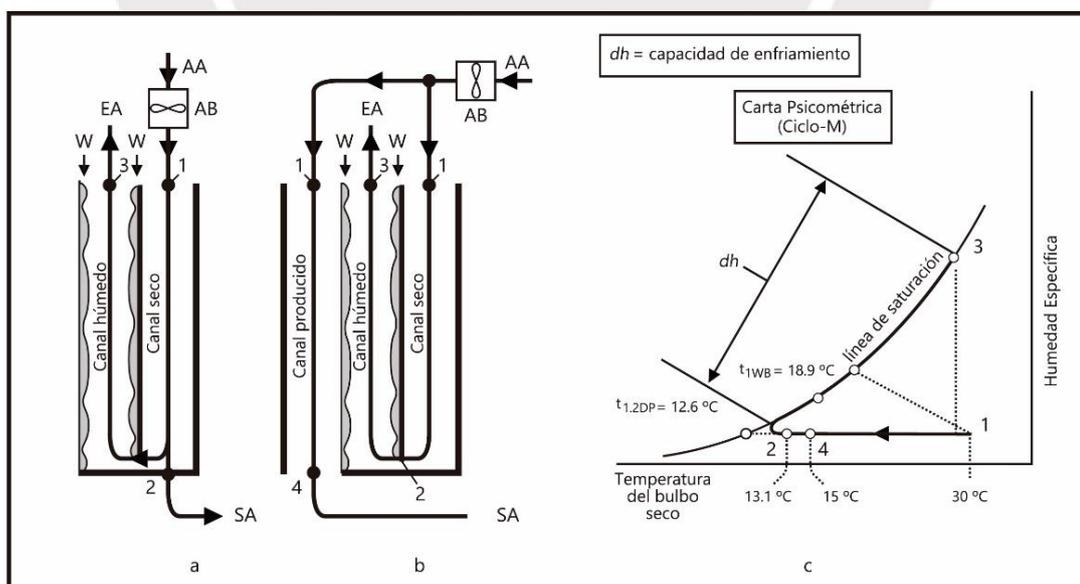


Figura 1-7 Esquema y Representación en la Carta Psicrométrica del DPEC. Adaptado de Gianville (2011).

En el primer tipo de arreglo, se muestra una parcial extracción de aire del canal seco al canal húmedo; en el segundo tipo de arreglo, todo el aire circulado por el canal seco se transfiere al canal húmedo y el aire que se desea enfriar se circula por otro canal seco.

Los dos tipos de arreglo mostrados se denominan de contraflujo, estos no han sido comercializados. Además, este tipo de flujo no se puede construir en un intercambiador de placas. Por ello, surgió como solución usar el mismo principio físico, pero con flujos cruzados, de esta manera se facilita la fabricación.

C) Enfriamiento Evaporativo Indirecto de Maisotsenko (M-cycle).

El M-cycle usa el mismo principio, pero teniendo un flujo cruzado, ya que de esta manera se obtiene una mejor transferencia de calor que el contraflujo mostrado anteriormente y principalmente por problemas de fabricación.

Además, para su fabricación se utilizan canales perforados. Este sistema usa el proceso termodinámico previamente descrito capaz de enfriar sensiblemente no solo del aire exterior sino también de cualquier fluido debajo de la temperatura de bulbo húmedo alcanzando la temperatura de rocío del gas de trabajo, en este caso el aire a enfriar. Se muestra el esquema siguiente.

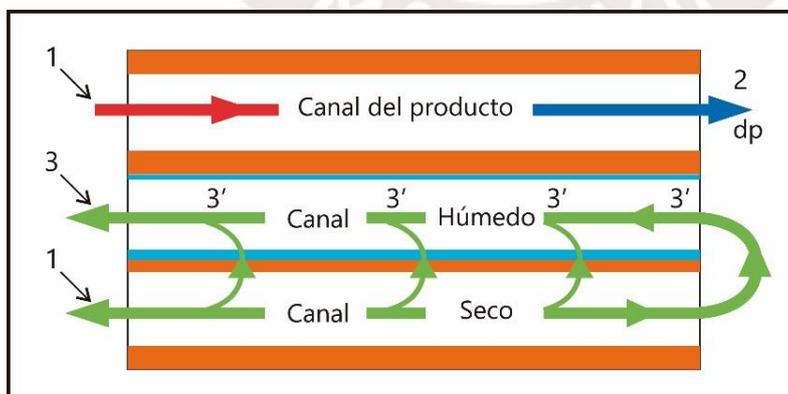


Figura 1-8 Esquema del M-Cycle. Adaptado de Duan (2012)

Se muestra el proceso en la carta psicrométrica.

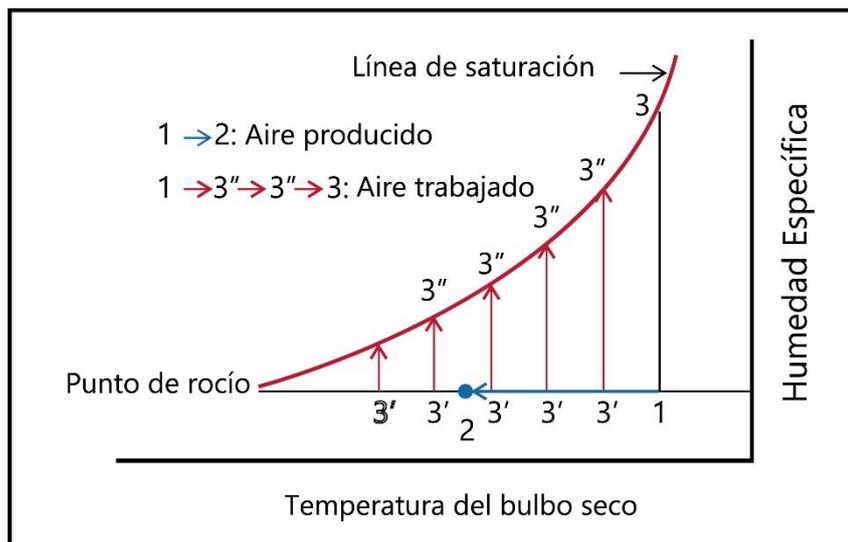


Figura 1-9 Representación en la carta Psicrométrica del M-Cycle. Worek (2012).

Se muestra con color azul el flujo del aire que se va a enfriar y el rojo es el aire que aporta el calor para enfriar el aire que se requiere. El aire exterior suministrado en primer lugar al pasar por el canal seco se va distribuyendo hacia el canal húmedo, mientras el aire recorre el canal seco se va enfriando como se observa cada vez más el proceso de 1 a 3', ya que en el cana superior se está enfriando en el canal contrario por el enfriamiento evaporativo directo de 3' a 3'', a la vez que se produce un calentamiento desde 3' a 3, se entiende que el aire está 100% saturado y está calentándose por ello se observa que su proceso ocurre en la línea de saturación. En la siguiente imagen, se muestran el producto final y esquema para un enfriamiento evaporativo de flujo cruzado.

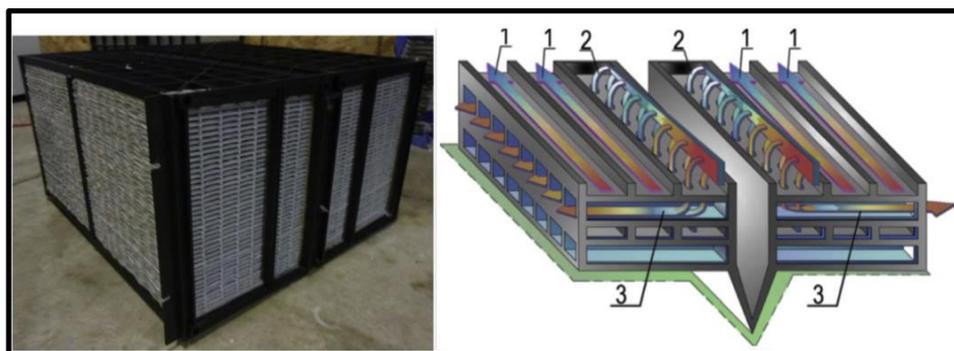


Figura 1-10 Intercambiador de Calor de Flujo Cruzado en M-Cycle. Tomado de Sadighi (2018).

Estas son las principales ventajas de este tipo de enfriamiento evaporativo:

- Pueden reducir la temperatura del aire por debajo de la temperatura de rocío con mucho menos consumo eléctrico en comparación con el sistema de refrigeración por compresión de vapor.
- A pesar de que se use el agua como mecanismo de enfriamiento, no se le agrega humedad al aire suministrado.
- Usa menos agua para el enfriamiento y se evita problemas de salud por contaminación del agua o parecidos.
- Tiene mayor capacidad de enfriamiento, entonces puede trabajar con temperaturas de aire más altas.

Para los casos de Dew Point Evaporative Cooling y M-cycle se plantea la efectividad correspondiente a la temperatura de rocío (Dew Point) ya que superan la temperatura de bulbo húmedo y la referencia sería la temperatura de rocío.

$$\varepsilon_{tdp} = \frac{T_{out} - T_{in}}{T_{dp} - T_{in}}$$

3) **Enfriamiento Evaporativo Indirecto-Directo**

Es un método que se ha aparecido en los últimos 30 años, no es ampliamente usado como el método directo, pero está ganando popularidad porque enfría más aire que EAC directo y enfría el aire desde más altas temperaturas de bulbo húmedo. Se logran estos efectos construyendo un paso adicional en el proceso de enfriamiento.

En este proceso de enfriamiento, el aire que ingresa es primero enfriado con un intercambiador de calor aire-aire. Este enfriamiento es indirecto porque no se añade humedad al aire suministrado. Luego del proceso indirecto, se puede realizar el proceso de EED, es decir

enfriando y humedeciendo el aire. Con la combinación de estos procesos. En la siguiente imagen, se muestra un ejemplo y el proceso trasladado a la carta psicrométrica.

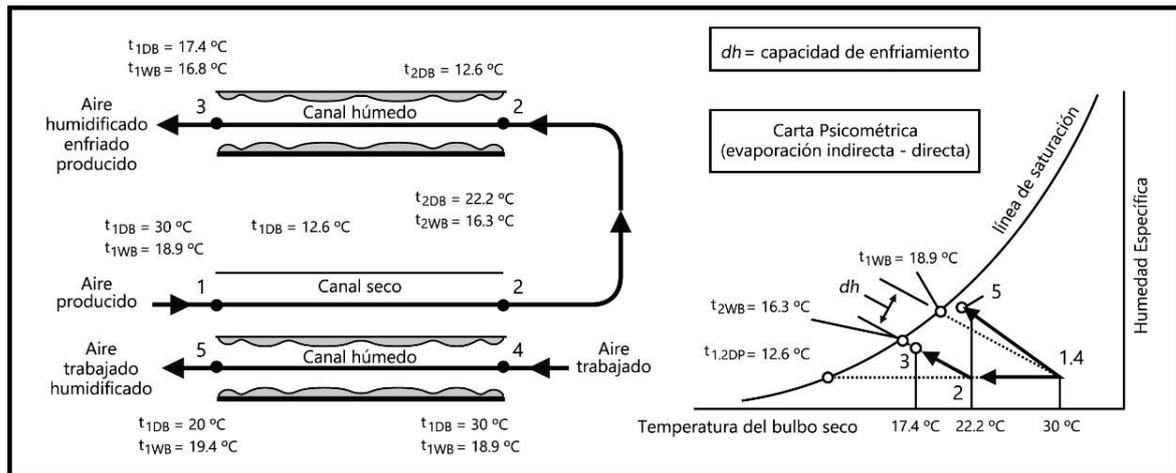


Figura 1-11 Esquema y Representación en la Carta Psicrométrica del Enfriamiento Evaporativo Indirecto-Directo. Adaptado de Glanville (2011).

De manera similar al enfriamiento evaporativo indirecto, se muestra un canal seco y húmedo en la parte inferior, pero se le añade un paso más, donde el flujo 2-3 se humidifica y logra una mayor reducción de la temperatura del aire.

4) Enfriamiento Desecante

El enfriamiento desecante puede ser unido con tecnologías para ampliar el rango de confort en aplicaciones de enfriamiento, es usado para deshumidificar el aire a un estado deseado para luego usar el enfriamiento evaporativo (Directo, Indirecto, Dew Point Evaporation cooling). Existen diferentes maneras de absorber o extraer la humedad del aire: Mediante desecantes sólidos, desecantes líquidos, membranas asistida con líquido desecante y membrana asistida por vacío.

- Mediante sólidos desecantes: Ruedas Desecantes

La rueda desecante, también conocida por deshumidificador rotatorio, es el dispositivo más conocido cuando se emplea sólidos desecantes. El componente más importante del

mecanismo es una rueda, que contiene sólidos desecantes, el cual gira lentamente. Usualmente, se divide en dos partes: Una parte de la rueda deshumidifica el aire entrante, ya que los sólidos se encargan de absorber, la parte restante es calentada por aire para su regeneración. Para incrementar su eficiencia, el aire entrante se enfría por el aire producido para luego continuar con la deshumidificación y enfriamiento.

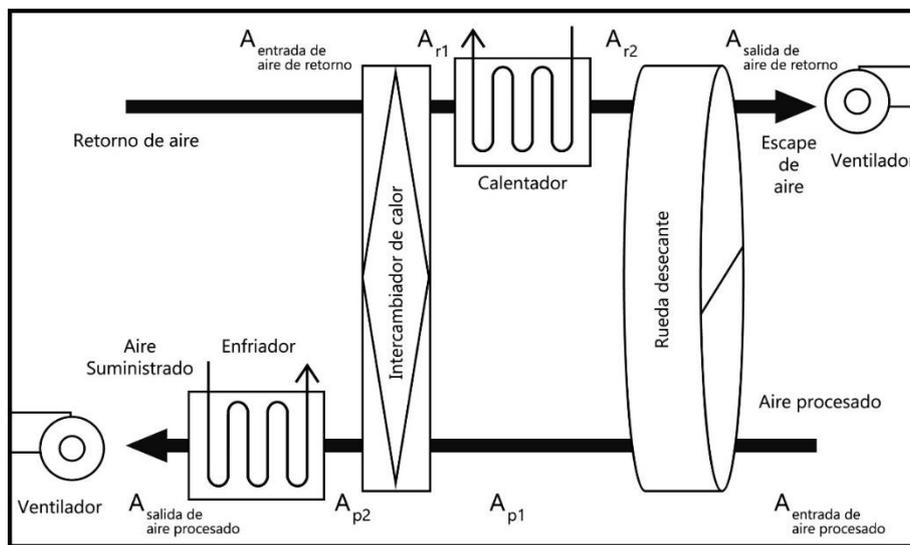


Figura 1-12 Esquema de Rueda Desecante. Adaptado de Yang (2019).

Los materiales que se usan normalmente son: sílica gel, zeolita, alúmina activada y tamices moleculares, estos deben ser calentados a una temperatura de 80-100°C para su regeneración. La principal desventaja de este sistema es que el sólido desecante no se regenera completamente debido a que no se puede liberar todas las moléculas de agua atrapadas. Otra desventaja es que genera una caída de presión considerable.

- Membrana asistida con Líquido Desecante

La primera ventaja del uso de una membrana asistida con líquida desecante es el que previene la contaminación cruzada por gotas a la corriente de aire deshumedecido. Se han

desarrollado prototipos para dispositivos de aire acondicionado usando membranas con tamaños de poros de tamaño desde 0.03 a 1.00 μm .

En la siguiente imagen, se muestra el esquema del enfriamiento asistido con líquido desecante. El sistema posee dos membranas intercambiadoras de energía de líquido aire (también conocidas como intercambiador de calor y humedad) actúan como deshumidificador y regenerador. La fría solución diluida de líquido desecante del deshumidificador primero intercambia calor con la solución concentrada y caliente del regenerador y luego circula a través de un calentador para incrementar su temperatura hasta la temperatura de regeneración. El agua se evapora y el vapor se escapa a través de poros, expulsado gracias al barrido de una corriente de aire, el cual es descargado como aire caliente y húmedo. La solución de líquido desecante primero es enfriado y luego enviado a través del deshumidificador a flujo contracorriente con el aire que se desea enfriar. Los líquidos usados para la membrana desecante son: Cloruro de Litio, Cloruro de magnesio, bromuro de Litio y Trietileno glicol.

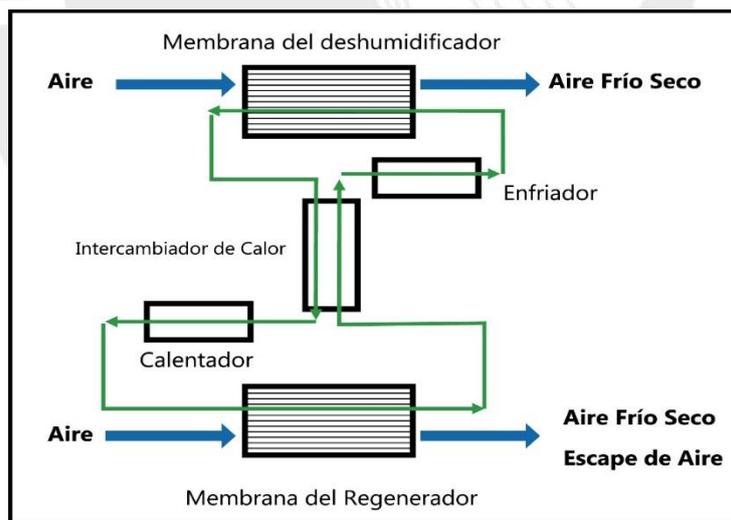


Figura 1-13 Esquema de Membrana asistida con Líquido Desecante. Adaptado de Yang (2019).

- Membrana asistida con vacío.

Está compuesta por cuatro componentes: Un núcleo de enfriamiento, un espaciador, un núcleo de absorción y una bolsa exterior. El núcleo de enfriamiento es una bolsa híbrida que contiene de forma predeterminada una cierta cantidad de agua, ya que tiene un lado impermeable bolsa de plástico y el otro lado es una semi permeable bolsa de teflón. Una pieza de aluminio perforado es usada para evitar la transferencia de calor por radiación de la absorción caliente que se realiza del núcleo de enfriamiento, el espaciador está hecho de forma de panal de abeja sirve para separar el núcleo de enfriamiento del núcleo de absorción. El núcleo de absorción está conformado por dos almohadillas de algodón, en el medio de estas contiene polvo de cloruro de litio. La bolsa exterior es una bolsa de plástico conectada a una bomba de vacío para su inicio, este sistema requiere un tiempo para alcanzar la presión de vacío deseada, luego es sellada. El enfriamiento desecante por vacío utiliza la evaporación del agua para enfriar y emplea desecantes para remover la humedad en un espacio cerrado para mantener la fuerza de traslado para la evaporación del agua. Un elemento importante es que existe un elemento que forma una brecha cuando se realiza el vacío, de esta forma se minimiza la transferencia de calor del agua fría hacia el núcleo de absorción que se encuentra a una más alta temperatura.

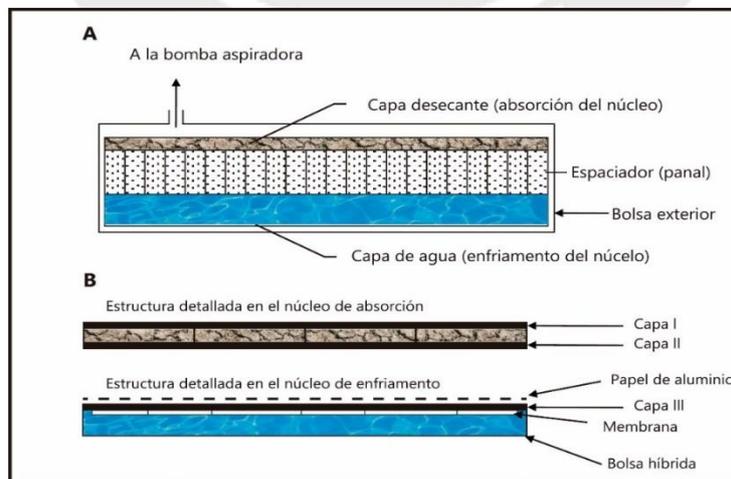
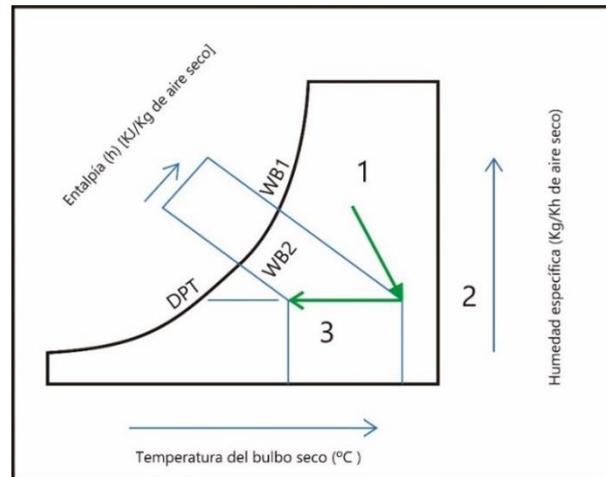


Figura 1-14 Esquema de Membrana asistida al Vacío. Adaptado de Yang (2019).

Representación en la carta Psicométrica

La membrana híbrida de secado de aire seguido por enfriamiento evaporativo indirecto puede ser representado de la siguiente manera:



*Figura 1-15 Representación en la Carta Psicométrica de un Enfriamiento Desecante.
Adaptado de Yang (2019).*

En primer lugar, el estado del aire se desplaza en una línea diagonal hacia abajo, ya que el desecante libera calor al secarse. luego se enfría por el enfriamiento evaporativo indirecto; es decir, se desplaza a la izquierda.

CAPÍTULO II: CONCEPTOS TEÓRICOS

Para poder explicar los fenómenos físicos que ocurren durante los procesos de enfriamiento evaporativo en sus diferentes tipos, se necesitarán algunos conceptos teóricos para poder desarrollar matemáticamente los fenómenos o interpretar los modelos propuestos anteriormente.

1) Micro balances de Calor y Masa

Para los análisis de los procesos, se emplearán mayormente análisis de energía y masa para análisis de perfiles por ejemplo de temperatura, concentración, etc. Esto se realiza al analizar un diferencial de todo el volumen de control establecido.

Para los balances se cumple la conservación de energía o masa:

$$\frac{d}{dt} = \text{ingreso} - \text{Salida} + \text{producción}$$

2) Transferencia de calor

La transferencia de calor ocurre en la interacción de aire con agua en forma de gotas, almohadillas, etc. Dentro de la transferencia de calor considerar que para todos los tipos de transferencia de calor (conducción, convección y radiación) se considera a la “fuerza conductora” o la que hace posible la transferencia de calor es la diferencia de temperaturas entre los cuerpos. Por otro lado, realizándose la transferencia de calor entre dos fluidos, la convección será más importante.

Ley de Enfriamiento de Newton:

$$\frac{dQ}{dt} = hA\Delta T$$

Gracias a la transferencia de calor, origina la evaporación; es decir, lo que corresponde al calor latente de cambio de fase de líquido a gaseoso y también aporta calor sensible, aproximadamente la relación en enfriamiento evaporativo que aporta el aire caliente es 80% de calor latente y 20% de calor sensible.

El calor sensible:

$$dQ_s = \dot{m}_a * c_p * dT$$

También se puede escribir:

$$dQ_s = h_c * \Delta T * dA$$

3) Difusión y Transferencia de Masa

El fenómeno de difusión es un proceso físico irreversible en el cual consiste el flujo neto de moléculas dentro de un medio desde la zona de alta concentración a la baja concentración. Se describe mejor con la primera ley de Fick.

$$J = -D \left(\frac{dC}{dx} \right)$$

En la ley de Fick la “fuerza conductora” es la diferencia de concentración. En el caso de enfriamiento evaporativo es la diferencia de humedad entre los fluidos. Para establecer la transferencia de masa, se realiza una analogía con la transferencia de masa, en el cual la “fuerza conductora” ya no es la diferencia temperatura, sino la diferencia de concentración.

$$d\dot{\Phi}_m = h_m * \Delta c * dA$$

Ahora, si se desea analizar el proceso de evaporación, el flujo de agua evaporada:

$$d\dot{\Phi}_w = h_m * \Delta w * dA$$

Si analizamos el calor Latente:

$$dQ_l = c_l * h_m * \Delta w * dA$$

4) Saturación Adiabática

El principio elemental del enfriamiento evaporativo es la fácil conversión de calor sensible a calor latente. El aire no saturado es enfriado por la exposición al agua fría, ambos térmicamente aislados de otras influencias. Algo del calor sensible del aire se transfiere al agua y convierte el calor latente por la evaporación del agua. Este vapor de agua se difunde dentro del aire. El proceso de adiabático, no se pierde ni gana calor, pero la temperatura del aire cae ya que el calor sensible es convertido en calor latente, el vapor añadido incrementa la humedad y calor, sin embargo, como el vapor se encuentra su temperatura de saturación, no altera el enfriamiento del aire. El proceso se representa en la carta psicométrica como una línea adiabática correspondiente a la temperatura de bulbo húmedo.

5) Modelos Numéricos

A) Enfriamiento Evaporativo Directo.

Para el análisis del enfriamiento evaporativo, se considera el enfriamiento evaporativo constituido por un ventilador, el medio húmedo, que es una almohadilla de celulosa de dimensiones 0,6 x 0,65 x 0,1 m. del fabricante GyR.

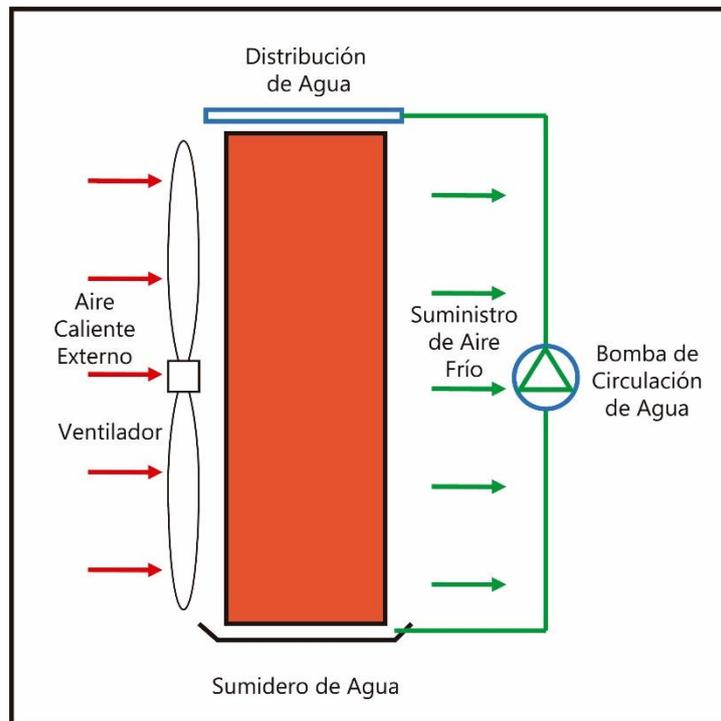


Figura 2-1 Esquema Enfriamiento Evaporativo Directo

Para los análisis de transferencia de calor y masa, debemos establecer características propias de la almohadilla que fueron analizadas por Franco Salas (2011), estas dimensiones se muestran a continuación en el siguiente cuadro:

Tabla 1 -Dimensiones de la Almohadilla

| | |
|-----------------------------------|------------------------|
| Espesor de almohadilla(m) | 0.1 |
| Área específica(m ⁻¹) | 391.114 |
| Lc(m) | 2.557*10 ⁻³ |

Por otro lado, para obtener resultados se deben asumir las condiciones del aire al ingreso, esta será de 35°C, 30% de Humedad relativa y 1.01 bar de presión atmosférica. Esta condición prevalecerá para los modelos de los demás tipos de enfriamiento evaporativo, con el fin de establecer la misma condición de entrada para todos los casos.

Se comienza con el análisis diferencial del proceso:

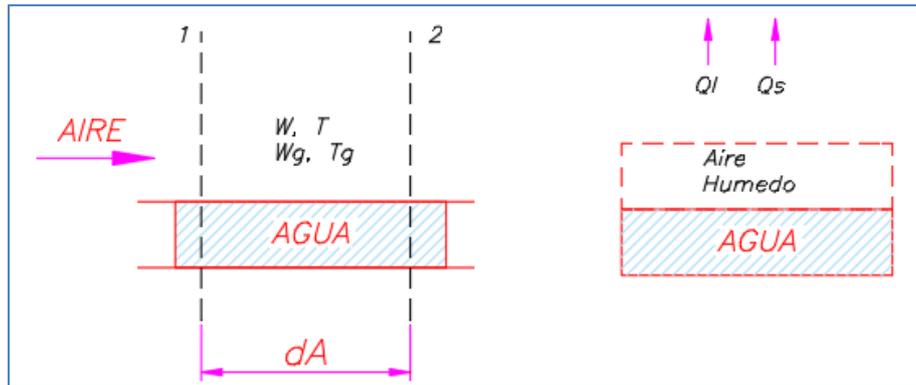


Figura 2-2 Esquema del Análisis Diferencial del EED. Adaptado de Deshmukh (2015).

El aire circula en uno de los poros de la almohadilla, donde el calor latente y el calor sensible son necesarios para realizar la evaporación del agua. Entonces, se plantea por la teoría revisada anteriormente:

$$dQ_s = m_a * c_p * dt = h_a * (T_{in} - T_w) * dA \quad \dots\dots(1)$$

$$dQ_l = c_l * h_m * (W_{out} - W_{in}) * dA$$

Donde, el número el número de Lewis está dado por:

$$Le = \frac{h_a}{h_m}$$

En este tipo de proceso, se asume que el número de Lewis es 1, entonces:

$$h_a = h_m$$

Integrando (1)

$$m_a * c_p * dt = h_a * (T_{in} - T_w) * dA$$

$$dt = (T_{in} - T_w) * h_a / (m_a * c_p) * dA$$

$$t_a = t_s + (T_{in} - T_w) \cdot \exp\left(-ha * \frac{As}{m_a * cp}\right)$$

Ahora, se plantea la eficiencia de bulbo húmedo como:

$$\varepsilon = \frac{T_{in} - T_2}{T_{in} - T_{wb}}$$

Reemplazando:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-ha * \frac{As}{m_a * cp}\right)$$

Donde:

$$As = A_{sp} * A$$

$$Re = \frac{\rho * V * Lc}{\mu}$$

Para hallar el Número de Nusselt, se tiene la siguiente correlación de Dowdy y Kabash.

$$Nu = 0.01 * \left(\frac{Lc}{th}\right)^{0.12} * Re^{0.8} * Pr^{0.33}$$

$$ha = Nu * \frac{k}{Lc}$$

Con la eficiencia calculada, se puede calcular la temperatura de salida:

$$T_2 = T_{in} - (T_{in} - T_{wb}) * \varepsilon$$

Si se asumen que se realiza un proceso de saturación adiabática, la temperatura de bulbo húmedo será la misma al inicio y al final. De esa manera, al tener dos parámetros, T y Twb se puede estimar la humedad específica. Al tener el flujo de aire, se puede estimar el consumo de agua como:

$$G_{agua} = m_a * (W_{out} - W_{in})$$

$$m_a = p * A_s * v$$

B) Enfriamiento Evaporativo Indirecto.

El estudio del enfriamiento evaporativo Indirecto se verá limitado al *Dew Point Evaporative Cooling*, debido a que este es el más usado en la actualidad, debido a su alta eficiencia y menor complejidad de fabricación comparado con los demás tipos de enfriamiento evaporativo indirecto.

Para el caso de enfriamiento evaporativo los modelos experimentales son importantes, ya que explican lo que sucede con las variables importantes como la temperatura de salida al variar otros parámetros que se manejan como la longitud del canal o su altura, la velocidad del aire de ingreso, incluso el número de agujeros para el caso del Enfriamiento evaporativo indirecto de Maisotsenko.

Método Analítico de Razikh Tariq y Fatima Z. Bernab (2017)

Se realiza el análisis de transferencia de calor:

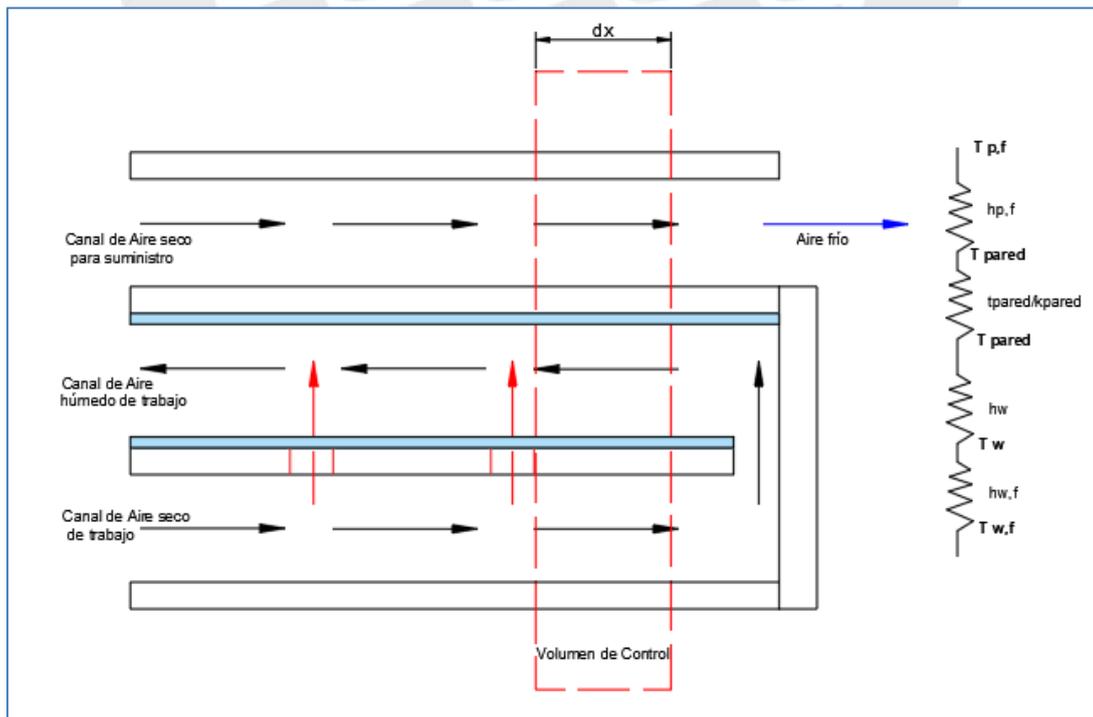


Figura 2-3 Análisis del DPEC. Adaptado de Tariq(2017).

Canal de aire seco

$$\frac{dT_{p,f}}{dx} = \frac{k_{p,f} A_d}{L_d m_{p,f} c_{p,f}} (T_w - T_{p,f})$$

$$k_{p,f} = \frac{1}{\frac{1}{h_{p,f}} + \frac{t_{wall}}{k_{wall}} + \frac{1}{h_w}}$$

Canal de aire húmedo:

$$\frac{dT_{p,f}}{dx} = \frac{h_{p,f} A_d}{L_d m_{p,f} c_{p,f}} (T_w - T_{p,f})$$

$$\frac{dw_{p,f}}{dx} = \frac{h_m A_w}{L_w m_{w,f}} (w_{w,s} - w_{w,f})$$

$$\frac{dT_w}{dx} = \frac{A}{m_w L} \left[\frac{h_{p,f}}{c_{p,w}} (T_w - T_{p,f}) + \frac{h_{w,f}}{c_{p,w}} (T_w - T_{w,f}) + h_m \left(\frac{c_{p,v}}{c_{p,w}} + \frac{i_o}{c_{p,w}} - T_w \right) * (w_{w,s} - w_{w,f}) \right]$$

El número de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu}$$

$$D_h = \frac{4 * A}{P}$$

$$h = \frac{Nu * k}{l}$$

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr}{\frac{L}{D_h}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{u}{u_s} \right)^{0.14}$$

$$Sh = 0.023 Re^{0.83} * Sc^{\frac{1}{3}}$$

El Número de Schmidt es calculado usando la viscosidad dinámica y la difusividad dinámica es una constante en la ley de Fick y para agua y aire es calculado como:

$$D = 21.2 * 10^{-6} * (1 + 0.0071T_{w,f})$$

Raziq simuló el modelo para un intercambiador de las siguientes características:

Tabla 2 -Características del Intercambiador de Raziq (2017).

| Simbolo | Parametro | Cantidad |
|---------|------------------------------|----------|
| Ld | Longitud del canal seco | 720mm |
| Lw | Longitud del canal humedo | 720mm |
| - | Ancho del canal | 25mm |
| - | Altura del canal | 4mm |
| Tw | Temperatura del agua | 17°C |
| - | Velocidad de aire producto | 1m/s |
| - | Velocidad de aire de trabajo | 1m/s |

Encontró las siguientes conclusiones:

- Al aumentar la longitud de los canales, se disminuye la temperatura de salida
- Al aumentar la temperatura de ingreso de aire, la eficiencia de bulbo húmedo aumenta.
- Al aumentar la temperatura de ingreso de aire, la eficiencia de temperatura de rocío.
- Al aumentar la velocidad de ingreso del aire disminuye tanto la eficiencia de bulbo húmedo, como la eficiencia de temperatura de rocío.
- Al aumentar la altura del canal de productor de aire, la efectividad decrece.

Además, se establece un número adimensional, que es la división entre la longitud del canal y su altura (L/H).

Método Experimental de Jie Lin (2018).

Se realiza un método analítico para obtener un modelo matemático y se compara experimentalmente con un intercambiador de las siguientes características.

Tabla 3- Características Geométricas del Intercambiador de Lin (2018).

| Simbolo | Parametro | Cantidad |
|---------|-------------------------------|----------|
| Ld | Longitud del canal seco | 800mm |
| W | Ancho del canal | 180mm |
| H | Altura del canal | 4mm |
| Tw | Temperatura del aire ambiente | 32.5°C |
| r | Relacion de aire de trabajo | 0.33 |
| u | Velocidad de aire ingreso | 2m/s |

Se muestra en la siguiente imagen la vista isométrica del intercambiador mencionado.

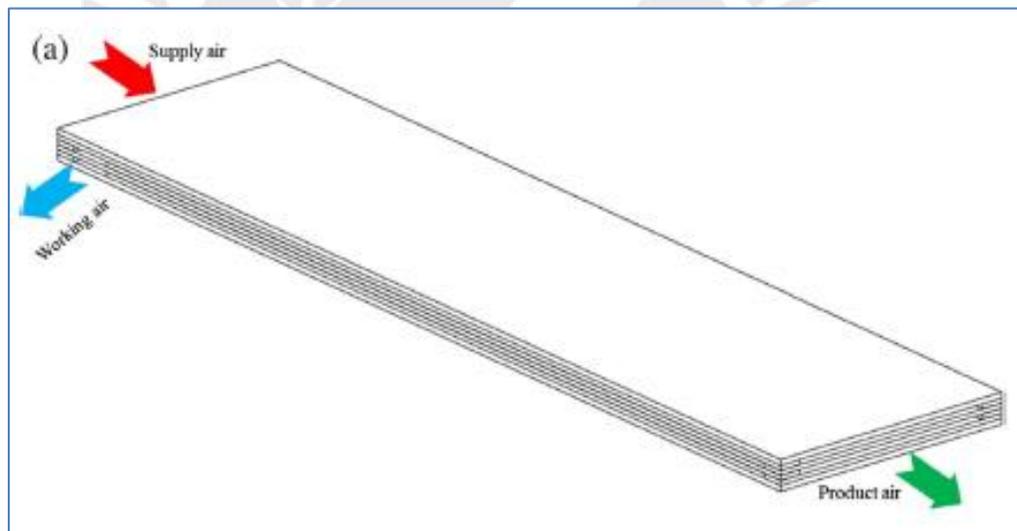


Figura 2-4 Intercambiador DPEC. Adaptado de Lin (2018).

Establece que la eficiencia de temperatura de rocío depende de 5 números adimensionales.

- Número de Reynolds
- Numero adimensional Geométrico 1 (H/L)
- Número adimensional geométrico 2 (E/H), que es la división entre el espesor de la pared de los canales entre su altura.

- Número adimensional π

$$\pi = \frac{h_{fg} * D_{va} * \Delta\rho_{vs}}{k_f * \Delta T_{dp}}$$

- R (relación de aire de trabajo) Relación de aire de ingreso, con aire de trabajo.

$$\varepsilon_{dp} = 94.836 Re_D^{-0.315} * \left(\frac{H}{L}\right)^{-0.29} * \left(\frac{E}{H}\right)^{0.0741} * \pi * (1 - 0.0785 * R^{-1.01})$$

Donde:

$$T_{out} = T_{in} - (T_{in} - T_{wb}) * \varepsilon_{dp}$$

Además, brinda una aproximación de los coeficientes de transferencia de calor y masa que se presentan en el intercambiador de calor que ayudan en el diseño del intercambiador.

Método Experimental de Ali Pakari y Saud Ghani (2019).

Ali Pakari y Saud Ghani variaron los parámetros de Humedad relativa, radio de extracción, velocidad de ingreso de aire y longitud del canal para predecir la temperatura de salida del intercambiador de las siguientes características:

Tabla 4- Características y Rango de Operaciones sometidas al Intercambaidor de Sau Ghani

| Simbolo | Parametro | Unidad | Niveles | | | | |
|-----------------|-------------------------------|--------|---------|--------|-------|--------|-----|
| L | Longitud del canales | m | 0.5 | 0.625 | 0.75 | 0.875 | 1 |
| w | Ancho del canal | mm | 2 | 2.75 | 3.5 | 4.25 | 5 |
| X | Relacion de aire de trabajo | - | 0.15 | 0.2375 | 0.325 | 0.4125 | 0.5 |
| T _{in} | Temperatura del aire ambiente | °C | 26 | 30.75 | 35.5 | 40.25 | 45 |
| V | Velocidad de aire producto | m/s | 0.5 | 0.75 | 1 | 1.25 | 1.5 |

Se muestra el intercambiador fabricado para el experimento:

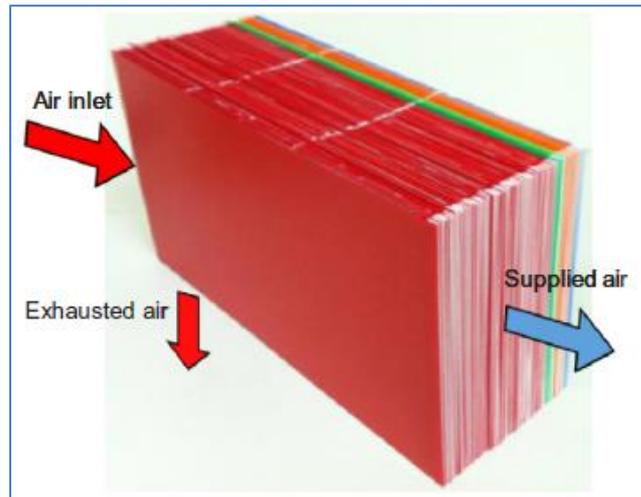


Figura 2-5 Intercambiador DPEC. Adaptado de Pakari (2019)

La relación encontrada es la siguiente:

$$\begin{aligned}
 T_{out} = & 10.57 + 0.3170 * T_{in} - 2.36 * RH + 4.67V - 54.62X - 9.39L + 1.357W \\
 & - 6.11RH^2 - 2.377V^2 + 32X^2 + 5.18L^2 - 0.186w^2 + 0.6869TinRH \\
 & + 0.1246TinV + 0.1341TinX - 0.1607TinL + 0.03211TinW - 9.29RHV \\
 & + 30.28RHX + 12.89RHL - 2.538RHW + 8.683VX + 0.2163VW \\
 & - 10.79XL + 2.246XW
 \end{aligned}$$

Cabe mencionar que, si se desea comparar los dos modelos experimentales, se debe tener en cuenta que el primero ubica las placas horizontalmente, mientras que este se encuentra trabajando verticalmente, por lo cual las dimensiones variarán de un modelo a otro.

CAPÍTULO III: RESULTADOS

1) Enfriamiento Evaporativo Directo

Aprovechando la relación de efectividad de bulbo húmedo con los demás parámetros se variarán estos para analizar el comportamiento de este tipo de enfriamiento. Para ello, se usará el programa *Engineering Equation Solver* (EES).

Para el primer caso, se observará como varía la eficiencia, temperatura de salida, y el gasto de agua al variar la velocidad del aire. Estas velocidades serán 0,5; 1; 1.5; 2; 2.5; 3; 3.5; 4; 4.5; 5 m/s. Se presentarán los resultados parciales y finales para las distintas velocidades y además de gráficos V vs Eficiencia, V vs T salida y V vs consumo de agua.

Tabla 5- Velocidades Simuladas en el Modelo y Números importantes para cálculos de Transferencia de Calor

| V(m/s) | k | Re | Pr | v |
|--------|---------|-------|--------|-------|
| 0.5 | 0.02684 | 75.84 | 0.7063 | 1.83 |
| 1 | 0.02684 | 151.7 | 0.7063 | 3.187 |
| 1.5 | 0.02684 | 227.5 | 0.7063 | 4.408 |
| 2 | 0.02684 | 303.4 | 0.7063 | 5.549 |
| 2.5 | 0.02684 | 379.2 | 0.7063 | 6.633 |
| 3 | 0.02684 | 455.1 | 0.7063 | 7.674 |
| 3.5 | 0.02684 | 530.9 | 0.7063 | 8.682 |
| 4 | 0.02684 | 606.7 | 0.7063 | 9.661 |
| 4.5 | 0.02684 | 682.6 | 0.7063 | 10.62 |
| 5 | 0.02684 | 758.4 | 0.7063 | 11.55 |

Tabla 6-Resultados a Diferentes Velocidades de Operación

| V(m/s) | Efficiencia BH | Tout | Gasto agua |
|--------|----------------|-------|------------|
| 0.5 | 0.7285 | 25.17 | 3.234 |
| 1 | 0.6786 | 25.85 | 6.023 |
| 1.5 | 0.6489 | 26.25 | 8.636 |
| 2 | 0.6277 | 26.53 | 11.14 |
| 2.5 | 0.6113 | 26.76 | 13.55 |
| 3 | 0.5979 | 26.94 | 15.91 |
| 3.5 | 0.5867 | 27.09 | 18.21 |
| 4 | 0.5769 | 27.22 | 20.46 |
| 4.5 | 0.5684 | 27.33 | 22.67 |
| 5 | 0.5607 | 27.44 | 24.85 |

Se muestra el gráfico de V aire vs Eficiencia de bulbo húmedo

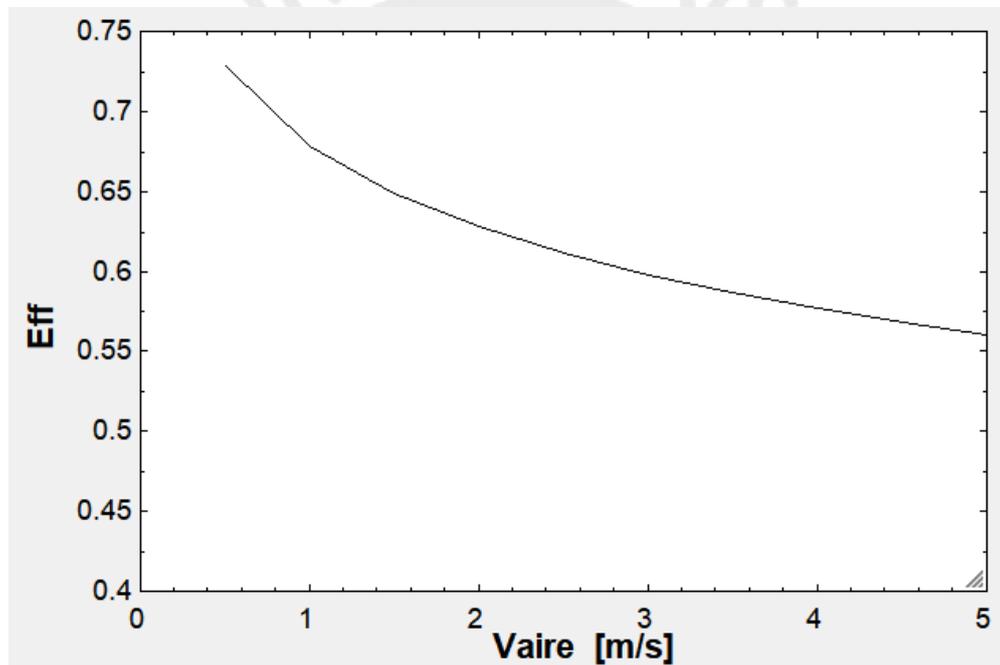


Figura 3-1 Velocidad del Aire vs Eficiencia de Bulbo Húmedo en EED

Se muestra el gráfico de V aire vs Temperatura de Salida

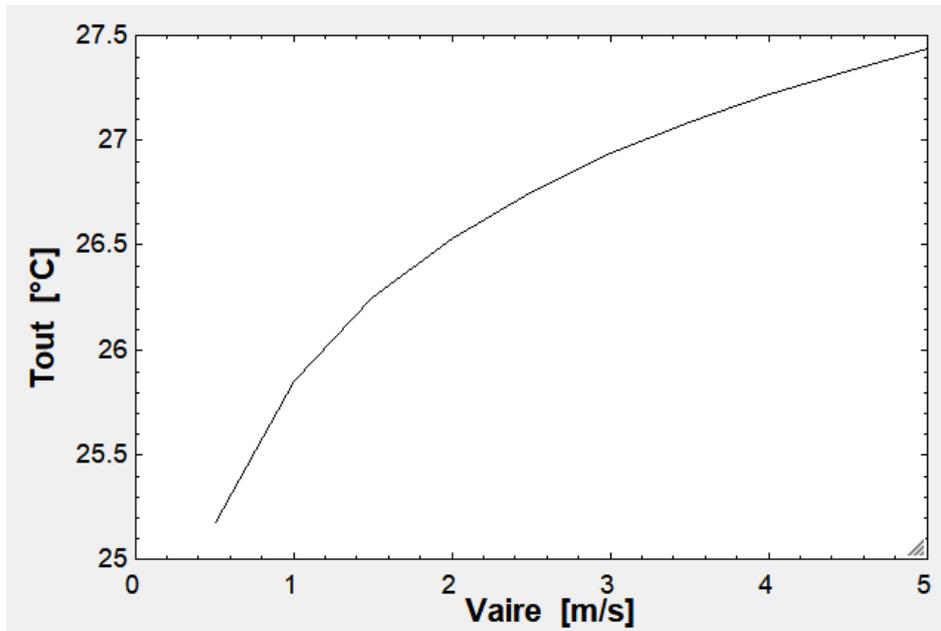


Figura 3-2 Velocidad del Aire vs Temperatura de Salida en EED

El consumo de agua:

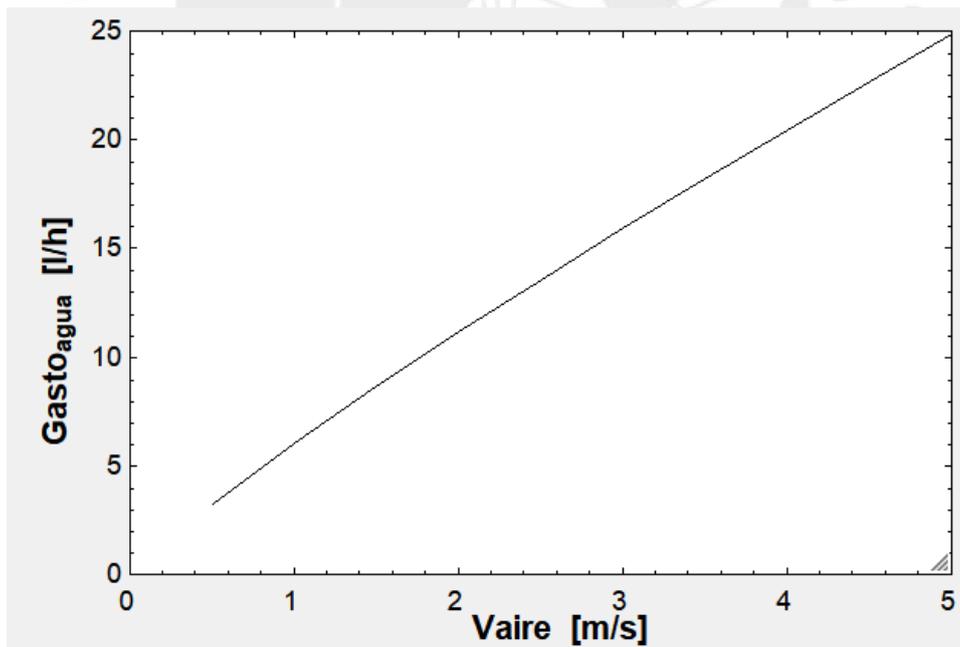


Figura 3-3 Velocidad de Aire vs Consumo de Agua en EED

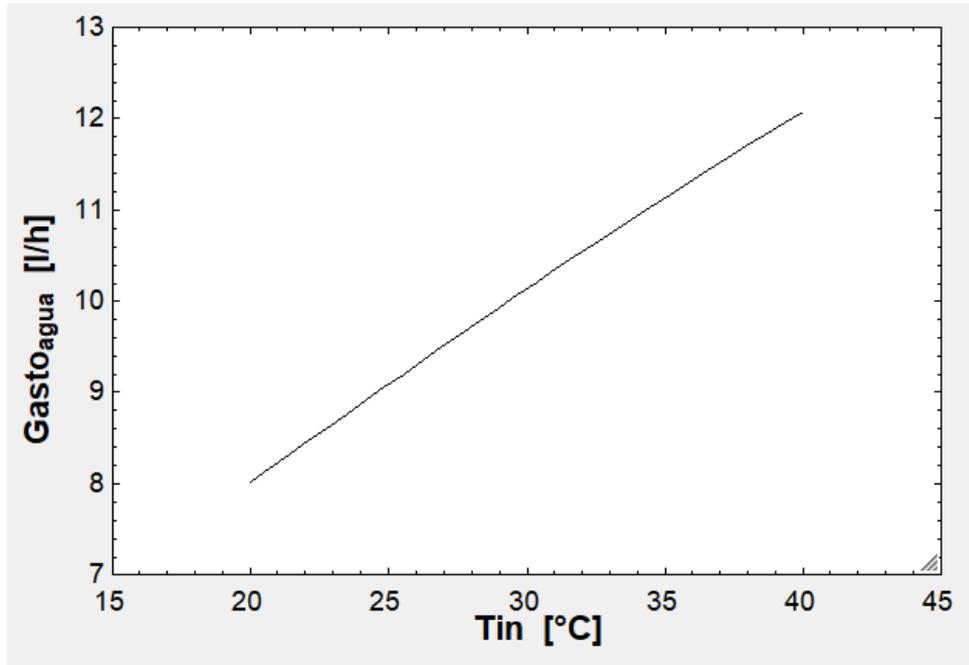


Figura 3-4 Temperatura de Ingreso vs Consumo de Agua en EED

Se verificará si la Temperatura y Eficiencia disminuyen al aumentar la humedad Relativa del aire al ingreso del sistema.

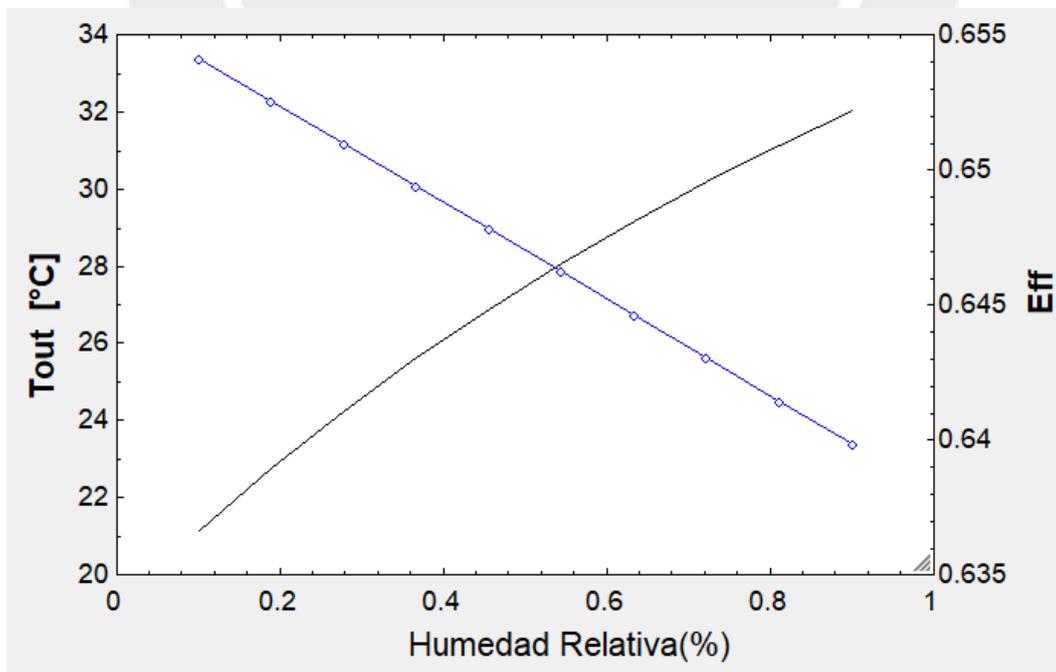


Figura 3-5 Humedad Relativa vs Temperatura de Salida(Azul) y Eficiencia de Bulbo Húmedo(Negro) en EED

Ahora, se probará variando la temperatura inicial en 25, 30,35 y 40°C a una velocidad de 1.5 y 2 m/s.

Tabla 7- Variación de la Temperatura de Ingreso a una Velocidad de 1.5 m/s en EED

| Vaire=1.5 m/s | | | |
|----------------------|-----------------------|-------------|-------------------|
| Tin(°C) | Efficiencia BH | Tout | Gasto agua |
| 25 | 0.6568 | 18.04 | 7.044 |
| 30 | 0.653 | 22.14 | 7.857 |
| 35 | 0.6489 | 26.25 | 8.636 |
| 45 | 0.6395 | 34.57 | 10.05 |

Tabla 8-Variación de la Temperatura de Ingreso a una Velocidad de 2 m/s en EED

| Vaire=2 m/s | | | |
|--------------------|-----------------------|-------------|-------------------|
| Tin(°C) | Efficiencia BH | Tout | Gasto agua |
| 25 | 0.6357 | 18.27 | 9.088 |
| 30 | 0.6318 | 22.39 | 10.13 |
| 35 | 0.6277 | 26.53 | 11.14 |
| 40 | 0.6233 | 30.7 | 12.08 |

2) **Enfriamiento Evaporativo Indirecto**

Para los dos modelos mencionados anteriormente, se variarán los parámetros de entrada disponibles.

A) **Modelo Experimental de Jie Lin.**

Los parámetros que se pueden variar son: Espesor de pared, Altura del canal, Longitud del canal, Velocidad de aire de ingreso (está presente en el número de Reynolds) y Relación de aire de trabajo. Indirectamente, también interviene la humedad, ya que la eficiencia de bulbo de rocío depende de ella.

Al variar cada uno de los valores, los demás permanecerán en sus valores nominales, mencionados en la siguiente tabla:

Tabla 9- Características Geométricas del Intercambiador de Jie Lin

| Símbolo | Parametro | Unidad | Valor |
|---------|-------------------------------|--------|-------|
| H | Altura del Canal | mm | 4 |
| L | Longitud del canal | m | 0.8 |
| Tin | Temperatura de ingreso | °C | 35 |
| RH | Humedad Relativo | % | 30 |
| X | Relacion de aire de trabajo | - | 0.33 |
| V | Velocidad de aire de producto | m/s | 2 |
| t | Espesor de las placas | mm | 0.25 |

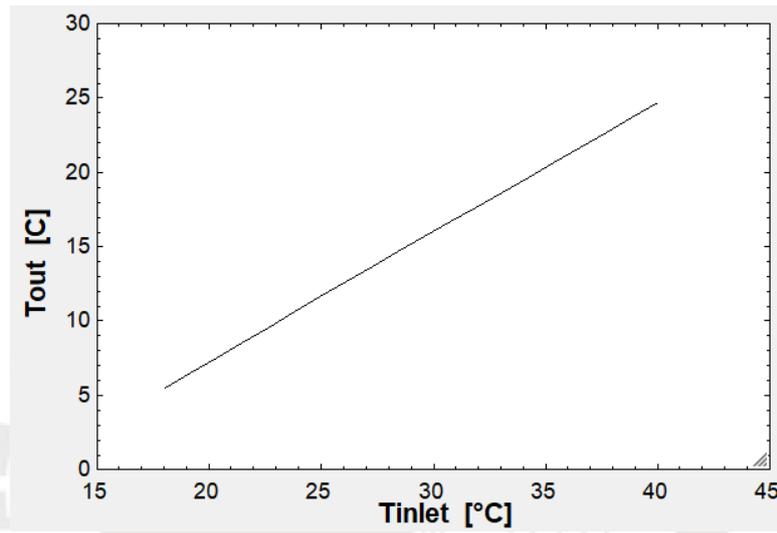


Figura 3-6 Temperatura de Ingreso vs Temperatura de Salida en el Modelo de Jie Lin

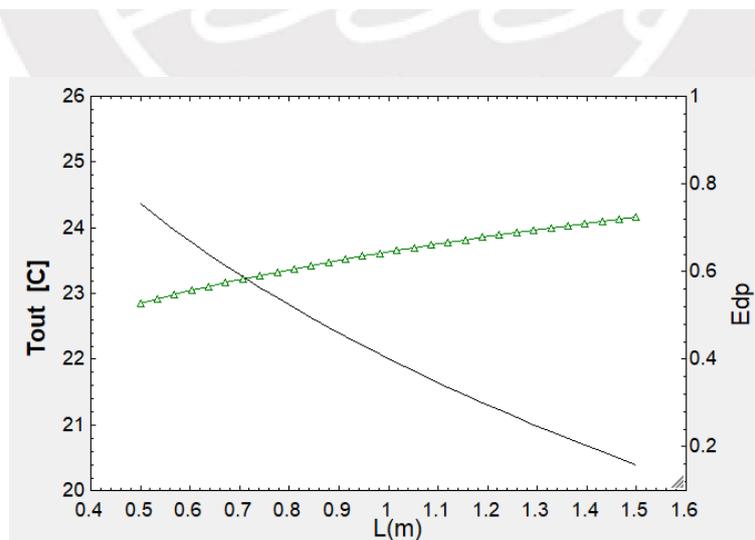


Figura 3-7 Longitud del canal del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Dew Point (Verde) en el Modelo de Jie Lin

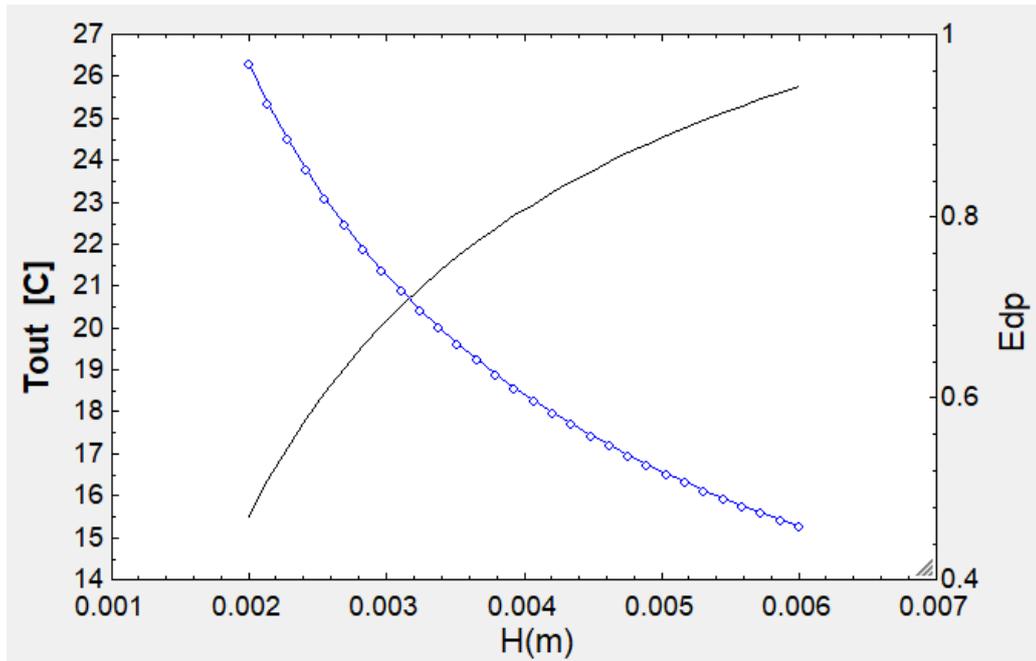


Figura 3-8 Altura del canal del Intercambiador vs Temperatura de Salida(Azul) y Eficiencia de Dew Point(Negro) en el Modelo de Jie Lin

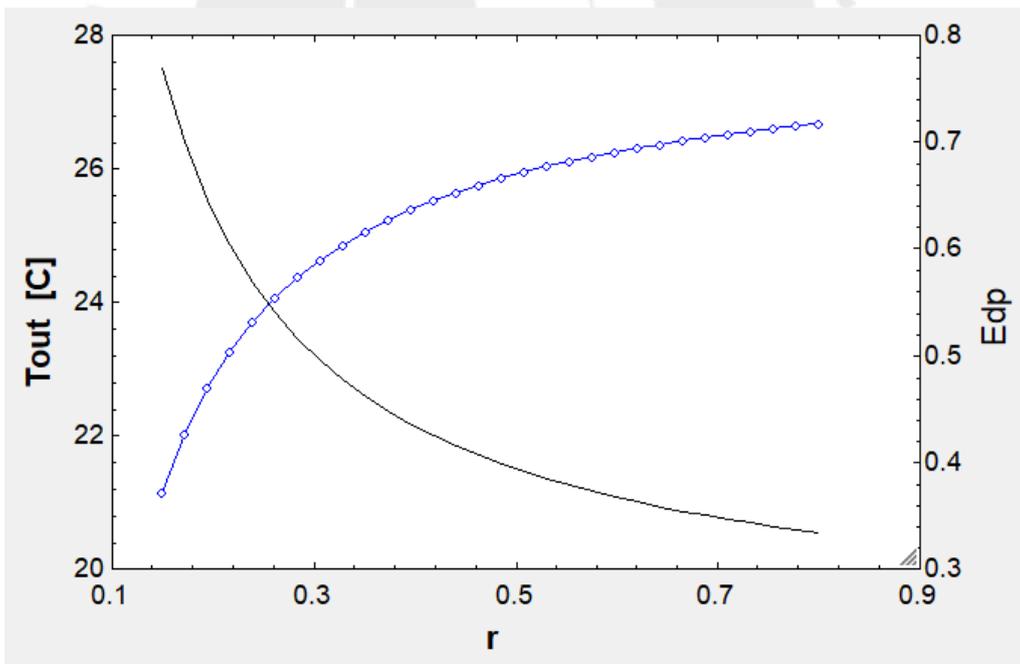


Figura 3-9 Porcentaje de Aire de trabajo del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Dew Point (Azul) en el Modelo de Jie Lin

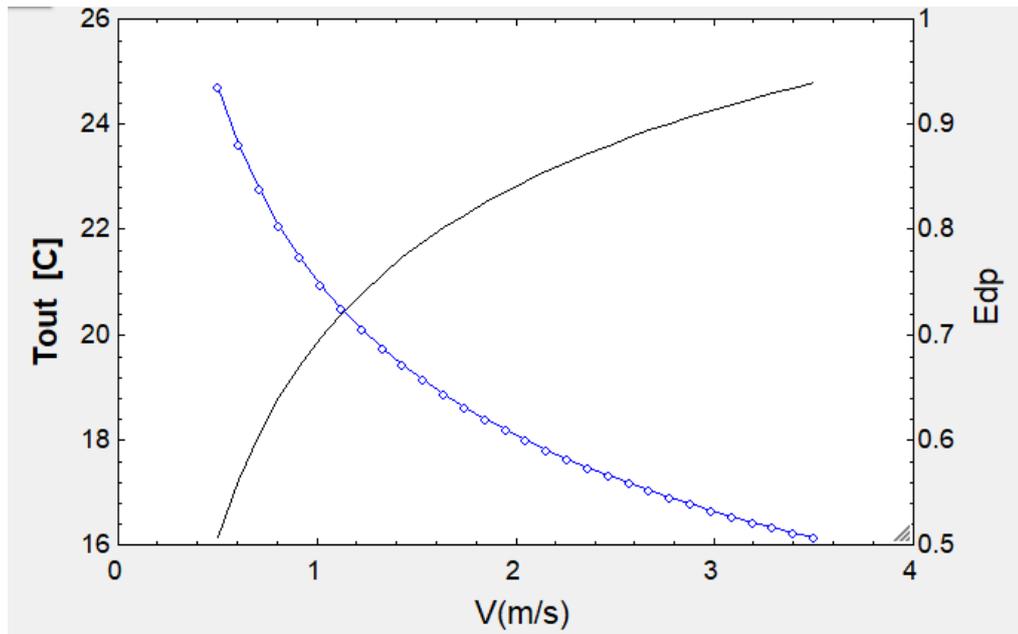


Figura 3-10 Velocidad del Aire al ingreso del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Dew Point (Azul) en el Modelo de Jie Lin

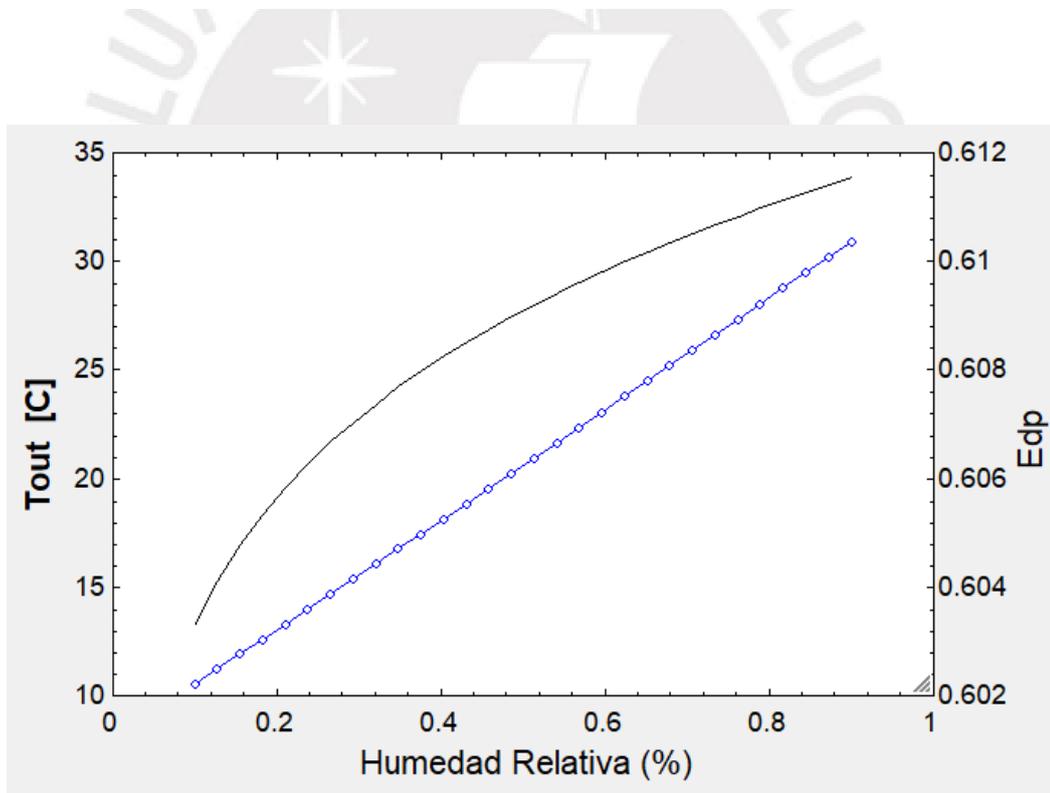


Figura 3-11 Humedad Relativa al Ingreso del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Dew Point (Azul) en el Modelo de Jie Lin

B) Modelo Experimental de Ali Pakari y Saud Ghani (2019).

Los parámetros que se pueden variar son: Ancho del canal, Longitud del canal, Velocidad de aire de ingreso (está presente en el número de Reynolds) y Relación de aire de trabajo y Humedad Relativa.

Tabla 10- Características Geométricas del Intercambiador de Saud Ghani

| Símbolo | Parametro | Unidad | Valor |
|-----------------|-------------------------------|--------|-------|
| w | Ancho de Canal | mm | 3 |
| L | Longitud del canal | m | 0.75 |
| T _{in} | Temperatura de ingreso | °C | 35 |
| RH | Humedad Relativo | % | 0.3 |
| X | Relacion de aire de trabajo | - | 0.413 |
| V | Velocidad de aire de producto | m/s | 1 |

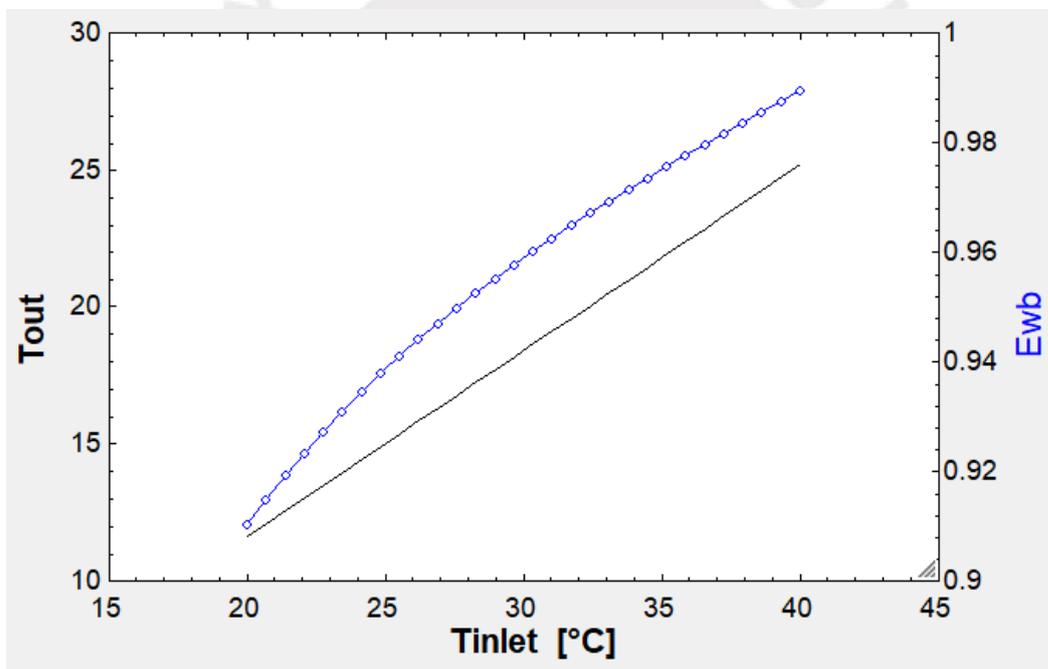


Figura 3-12 Temperatura de Ingreso vs Temperatura de Salida(Negro) y Eficiencia de Bulbo Húmedo(Azul) en el Modelo de Saud Ghani

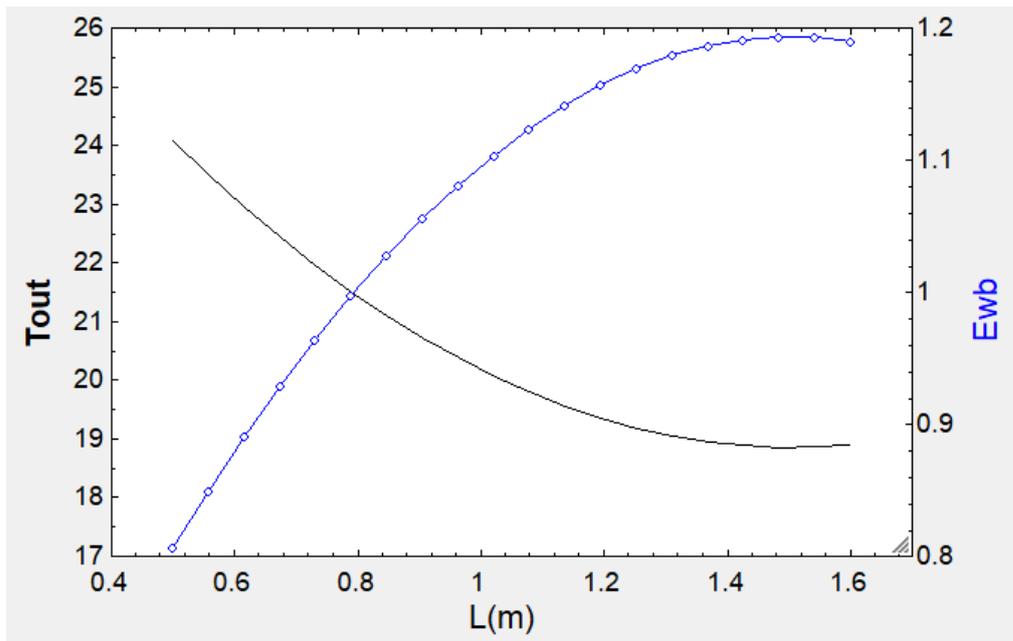


Figura 3-13 Longitud del canal del Intercambiador vs Temperatura de Salida(Negro) y Eficiencia de Bulbo Húmedo(Azul) en el Modelo de Saud Ghani

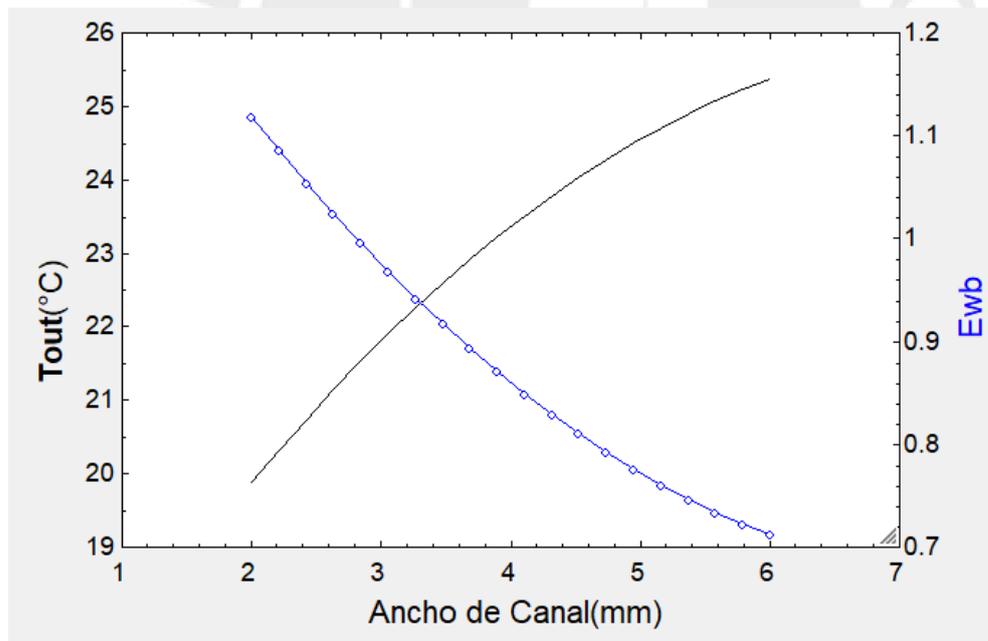


Figura 3-14 Ancho del canal del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Bulbo Húmedo (Azul) en el Modelo de Saud Ghani

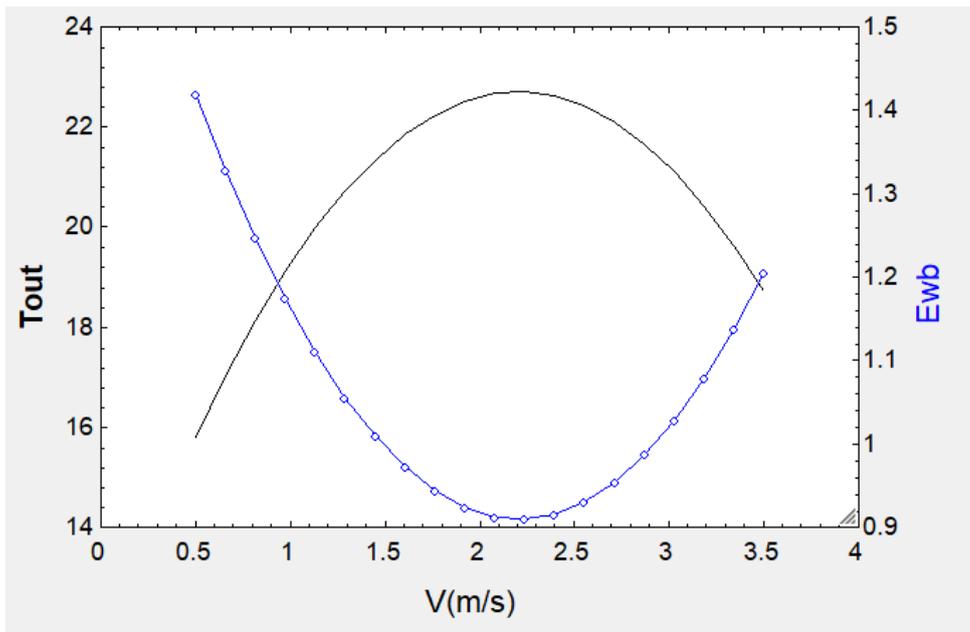


Figura 3-15 Velocidad del Aire al ingreso del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Bulbo Húmedo (Azul) en el Modelo de Saud Ghani

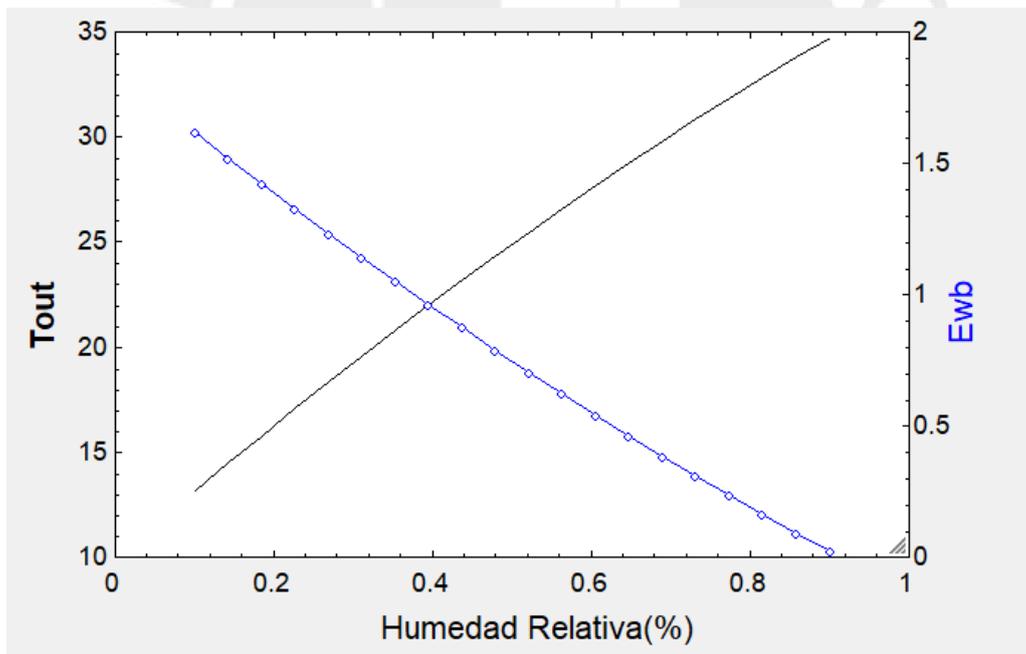


Figura 3-16 Porcentaje de Aire de trabajo del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Bulbo Húmedo (Azul) en el Modelo de Saud Ghani

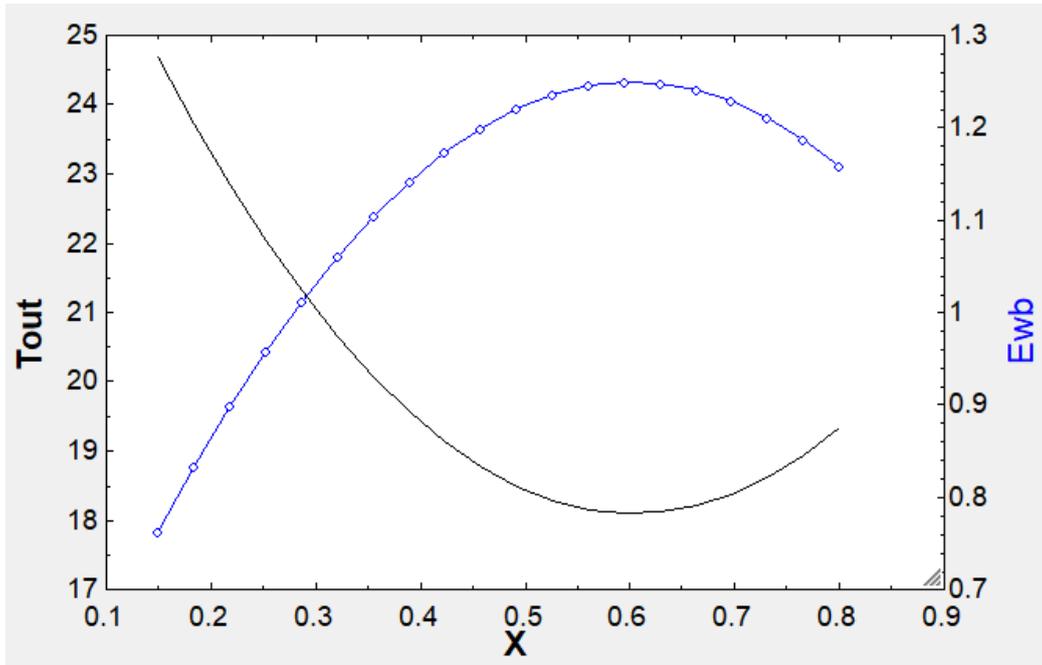


Figura 3-17 Humedad Relativa al Ingreso del Intercambiador vs Temperatura de Salida (Negro) y Eficiencia de Bulbo Húmedo (Azul) en el Modelo de Saud Ghani



CONCLUSIONES

1) **Enfriamiento Evaporativo Directo**

- Se concluye que, al aumentar la velocidad del aire, disminuye la eficiencia de bulbo húmedo y aumenta la temperatura de salida. Esto ocurre incluso a que la velocidad aumenta el coeficiente convectivo al aumentar el Reynolds. Esto sucede porque al aumentar la velocidad es más difícil que el agua entre en contacto con el aire y así evaporar el agua.
- Al aumentar la temperatura, disminuye la eficiencia de bulbo húmedo y aumenta el consumo de agua, ya que se necesita más energía para enfriar y por ende más agua y aire.
- Al aumentar la velocidad del aire, se aumentará el consumo de agua debido que a pesar de que no ocurra la evaporación, la cantidad de aire a evaporar aumenta y eso se refleja en el consumo del agua.
- La eficiencia decrece notablemente al aumentar la humedad, ya que el aire tendrá menos espacio para saturarse (menos espacio para el agua), lo que conlleva a menor capacidad de enfriarse.

2) **Enfriamiento Evaporativo Indirecto (*Dew Point Evaporation Cooling*)**

Estas conclusiones son válidas para ambos modelos, pero con las eficiencias correspondientes para cada modelo. (Temperatura de Rocío de Jie Lin y de Temperatura de bulbo húmedo para Saud Ghani)

- Al aumentar la temperatura, disminuye la eficiencia y aumenta el consumo de agua, ya que se necesita más energía para enfriar y por ende más agua y aire.
- Al aumentarse la longitud del canal, aumenta la eficiencia, ya que se aumenta el área de las paredes, y así la transferencia de calor. De manera similar, sucede con la altura del canal
- Al incrementarse la relación de aire de trabajo, la eficiencia aumenta, la temperatura de salida disminuye, ya que el aire de trabajo es el que enfría al restante. Al poseer este un mayor flujo másico, tiene mayor capacidad para enfriar al aire restante.
- De manera similar al Enfriamiento Evaporativo Directo, al aumentar la velocidad del aire, la eficiencia disminuye y la temperatura de salida aumenta, debido a que el agua que se encuentra en el canal húmedo no se evapora completamente.
- Al aumentarse la humedad relativa, también se disminuye la eficiencia, aumenta la temperatura de salida, debido a la saturación del aire ocurrida en el canal húmedo.

Las diferencias en ambos modelos es que el primero plantea el uso de números adimensionales, ello permite predecir temperaturas que están fuera del rango de experimentación y puede ayudar para el diseño de intercambiadores de calor de distintas geometrías y capacidades.

Esto se puede verificar al observar los resultados del modelo de Saud Ghani cuanto se supera el rango de los valores experimentados, los valores obtenidos se alejan de la tendencia que los valores previos estaban presentando.

3) Comparación entre Tipos de Enfriamiento Evaporativo

Las Temperaturas obtenidas en el enfriamiento evaporativo indirecto (Dew Point evaporative cooling) son mucho menores que en enfriamiento evaporativo directo. Esto debido a la diferente configuración que un intercambiador de un enfriamiento evaporativo indirecto y su más compleja, pero eficiente transferencia de calor.

Además, el *Dew Point Evaporative Cooling* suministra un aire más frío, no modifica su humedad específica como el Enfriamiento Evaporativo directo, lo cual lo convierte más favorable para tareas de ventilación o climatización.

Estudios experimentales (Gianville,2011) demuestran que el consumo de agua del Dew Point Evaporative cooling es mayor el Enfriamiento Directo, el cual al sumarse con las energías que se deben suministrar (como el bombeo de agua y ventilación) solicitan una mayor energía a suministrar para este tipo de enfriamiento. Por otro lado, la construcción del intercambiador de calor y otros accesorios, elevan el costo de fabricación.

Por otro lado, todos los tipos de enfriamiento evaporativo son afectados por el clima, si bien el EED es el que sufre mayor perjuicio, los demás no están exentos de ello. Por ello, para que el enfriamiento evaporativo sea aplicable en diferentes climas, debe ser acompañado con un sistema desecante que disminuya la humedad de entrada y así poder obtener menores temperaturas de salida. Sin embargo, esto depende mucho del sistema de secado, en los que se buscan el menor consumo de energía o incluso el uso de energía renovables, como la energía solar (Worek, 2012).

ANEXOS

ANEXO 1 : EES DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO DIRECTO

Equations

$$L = 2.557 \cdot 10^{-2}$$

$$th = 0.1 \text{ [m]}$$

$$w = 0.60 \text{ [m]}$$

$$length = 0.65 \text{ [m]}$$

$$H_{esp} = 0.3$$

$$areap = length \cdot w$$

$$s_{area} = 391.114 \text{ [m}^{-1}\text{]}$$

$$h_{area} = s_{area} \cdot w \cdot length \cdot th$$

$$T_{in} = 35 \text{ [C]}$$

$$V_{aire} = 2 \text{ [m/s]}$$

$$Lc = L \cdot th$$

$$U_{air} = \mu (Air_{ha}, T = T_{in}, P = 1.01)$$

$$c_{p_{air}} = c_p (AirH_2O, T = T_{in}, r = H_{esp}, P = 1.01)$$

$$Ro = \rho (AirH_2O, T = T_{in}, r = H_{esp}, P = 1.01)$$

$$Tw = wb (AirH_2O, T = T_{in}, r = H_{esp}, P = 1.01)$$

$$Win = \omega (AirH_2O, T = T_{in}, B = Tw, P = 1.01)$$

$$Q = areap \cdot V_{aire} \cdot 3600$$

$$m1 = areap \cdot V_{aire} \cdot Ro$$

$$Re = Ro \cdot V_{aire} \cdot Lc / U_{air}$$

$$Pr = Pr (Air_{ha}, T = T_{in}, P = 1.01)$$

$$\nu = 0.1 \cdot L^{0.12} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3}$$

$$k = k (Air_{ha}, T = 33, P = 1)$$

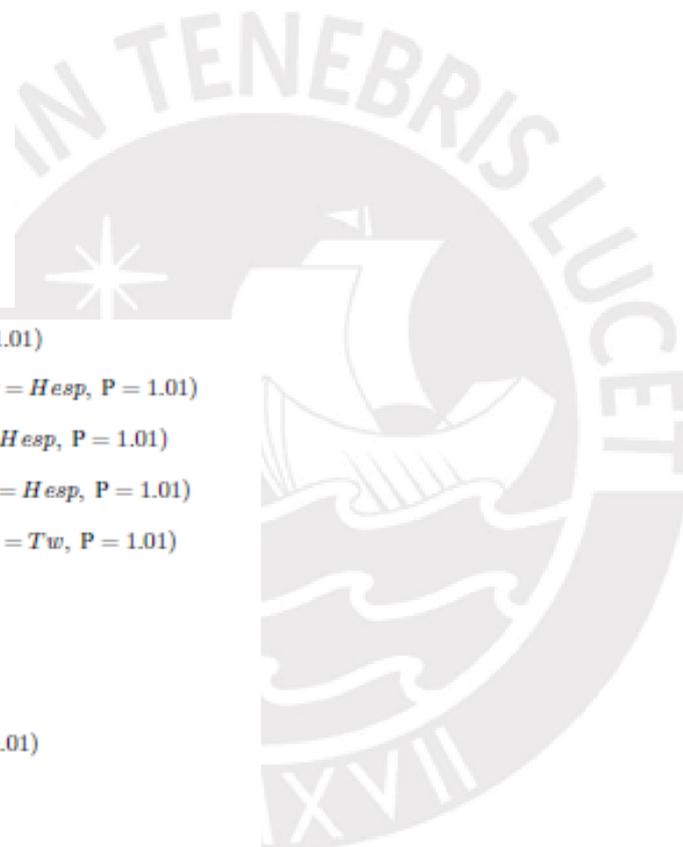
$$h = \frac{k \cdot \nu}{Lc}$$

$$Eff = 1 - \exp\left(-\frac{h \cdot h_{area}}{m1 \cdot 1000 \cdot c_{p_{air}}}\right)$$

$$T_{out} = T_{in} - Eff \cdot (T_{in} - Tw)$$

$$W_{out} = \omega (AirH_2O, T = T_{out}, B = Tw, P = 1.01)$$

$$G_{agua} = m1 \cdot (W_{out} - Win)$$



ANEXO 2 : EES DE ENFRIAMIENTO DPEC I SAUD GANDHI

$$w = 3$$

$$RH = 0.3$$

$$V = 2$$

$$L = 0.75$$

$$X = 0.4125$$

$$Ro = \rho(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{inlet}, r = RH, P = 1.01)$$

$$width = 0.60 \text{ [m]}$$

$$length = 0.65 \text{ [m]}$$

$$areap = length \cdot width$$

$$Q_{aire} = areap \cdot V$$

$$M = Q_{aire} \cdot Ro$$

$$T_{out} = 10.57 + 0.317 \cdot T_{inlet} - 2.3 \cdot RH + 4.67 \cdot V - 54.62 \cdot X - 9.39 \cdot L + 1.357 \cdot w - 6.11 \cdot RH^2 - 2.377 \cdot V^2 + 32 \cdot X^2 +$$

$$e = \frac{T_{inlet} - T_{out}}{T_{inlet} - wb}$$

ANEXO 3 : EES DE ENFRIAMIENTO DPEC II JIEN LIN

Equations

$$T_{inlet} = 35 [^{\circ}\text{C}]$$

$$r = 0.33$$

$$rh = 0.3$$

$$p = \rho(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{inlet}, r = rh, P = 1)$$

$$H = 0.004$$

$$L = 0.8$$

$$Dh = 2 \cdot H$$

$$V = 2$$

$$u = \mu(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{inlet}, r = rh, P = 1)$$

$$Re = (p \cdot V \cdot Dh / u)$$

$$t = 0.00025$$

$$dp = DP(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{inlet}, r = rh, P = 1)$$

$$M = 0.6568$$

$$E = 94.836 \cdot Re^{-0.315} \cdot (H/L)^{-0.29} \cdot (t/H)^{0.0741} \cdot 0.072^{1.5034} \cdot (1 - 0.0785 \cdot r^{-1.01})$$

$$T_{out} = E \cdot (dp - T_{inlet}) + T_{inlet}$$

BIBLIOGRAFÍA

- Amer, O., Boukhanouf, R., & Ibrahim, H. G. (2015b). A Review of Evaporative Cooling Technologies. *International Journal of Environmental Science and Development*, 6(2), 111-117. <https://doi.org/10.7763/ijesd.2015.v6.571>
- Anisimov, S., Pandelidis, D., & Maisotsenko, V. (2016). Numerical Study of Heat and Mass Transfer Process in the Maisotsenko Cycle for Indirect Evaporative Air Cooling. *Heat Transfer Engineering*, 37(17), 1455-1465.
<https://doi.org/10.1080/01457632.2016.1142314>
- Batukray, J. D. (2019, 21 octubre). An overview on desiccant assisted evaporative cooling in hot and humid climates. Recuperado 12 de febrero de 2020, de <https://zenodo.org/record/3595178#.XuOucLySntQ>
- Caliskan, H., Hepbasli, A., Dincer, I., & Maisotsenko, V. (2011). Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle. *International Journal of Refrigeration*, 34(4), 980-990. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.02.001>
- Cuce, P. M., & Riffat, S. (2016b). A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1240-1249. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.066>
- Deshmukh, R.D., Jdeshmukh, S., & Warke, D.A. (2015). Theoretical Analysis on Heat and Mass Transfer in a Direct Evaporative Cooler.
- Duan, Z., Zhan, C., Zhang, X., Mustafa, M., Zhao, X., Alimohammadisagvand, B., & Hasan, A. (2012b). Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(9), 6823-6850. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.07.007>

- Franco, A., Valera, D. L., Peña, A., & Pérez, A. M. (2011). Aerodynamic analysis and CFD simulation of several cellulose evaporative cooling pads used in Mediterranean greenhouses. *Computers and Electronics in Agriculture*, 76(2), 218-230. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2011.01.019>
- Glanville, Paul & Kozlov, Aleksandr & Maisotsenko, Valeriy. (2011). Dew point evaporative cooling: Technology review and fundamentals. *ASHRAE Transactions*. 117. 111-118.
- Jradi, M., & Riffat, S. (2014). Experimental and numerical investigation of a dew-point cooling system for thermal comfort in buildings. *Applied Energy*, 132, 524-535. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.07.040>
- Lin, J., Bui, D. T., Wang, R., & Chua, K. J. (2018). On the fundamental heat and mass transfer analysis of the counter-flow dew point evaporative cooler. *Applied Energy*, 217, 126-142. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.02.120>
- Mahmood, M. H., Sultan, M., Miyazaki, T., Koyama, S., & Maisotsenko, V. S. (2016b). Overview of the Maisotsenko cycle – A way towards dew point evaporative cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 66, 537-555. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.08.022>
- Oh, S. J., Shahzad, M. W., Burhan, M., Chun, W., Kian Jon, C., KumJa, M., & Ng, K. C. (2019). Approaches to energy efficiency in air conditioning: A comparative study on purge configurations for indirect evaporative cooling. *Energy*, 168, 505-515. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.11.077>
- Pakari, A., & Ghani, S. (2019). Regression models for performance prediction of counter flow dew point evaporative cooling systems. *Energy Conversion and Management*, 185, 562-573. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.025>

- Porumb, B., Ungureșan, P., Tutunaru, L. F., Șerban, A., & Bălan, M. (2016). A Review of Indirect Evaporative Cooling Technology. *Energy Procedia*, 85, 461-471. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.228>
- Sadighi Dizaji, H., Hu, E. J., & Chen, L. (2018). A comprehensive review of the Maisotsenko-cycle based air conditioning systems. *Energy*, 156, 725-749. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.086>
- Tariq, Rasikh & Benarab, Fatima Zahra. (2017). Mathematical Modelling and Numerical Simulation of Maisotsenko Cycle. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*. 11. 1589-1596.
- Tertipis, D., & Rogdakis, E. (2015). Maisotsenko cycle: technology overview and energy-saving potential in cooling systems. *Energy and Emission Control Technologies*, 15. <https://doi.org/10.2147/eect.s62995>
- Worek, William & Khinkis, Mark & Kalensky, David & Maisotsenko, Valeriy. (2012). Integrated Desiccant–Indirect Evaporative Cooling System Utilizing the Maisotsenko Cycle. 10.1115/HT2012-58039.
- Wu, J. M., Huang, X., & Zhang, H. (2009). Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 29(5-6), 980-984. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.05.016>
- Yang, Y., Cui, G., & Lan, C. Q. (2019). Developments in evaporative cooling and enhanced evaporative cooling - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 113, 109230. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.06.037>

Zhao, X., Li, J. M., & Riffat, S. B. (2008). Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering*, 28(14-15),1942-1951.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.12.006>

Zhu, G., Chen, W., & Lu, S. (2019). Modelling of a dew-point effectiveness correlation for Maisotsenko cycle heat and mass exchanger. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, 145, 107655. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2019.107655>

