

Evaluación numérica de un sistema de captación de agua atmosférica en ciudades iberoamericanas con escasez hídrica

Cristian Cuevas-Barraza¹, Aitor Cendoya-Ferrada², Matías Pezo-Pérez¹, Daniel Sacasas-Suárez¹

¹Dpto. Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción, Chile. Email: crcuevas@udec.cl

²Laboratoire de Thermodynamique, Faculté de Sciences Appliquées, Université de Liège, Bélgica. Email: acendoya@uliege.be

Resumen

En Chile y en el mundo la escasez de agua dulce viene siendo una realidad que se ha ido agudizando en los últimos años debido al cambio climático y al crecimiento de la población mundial. Entre las alternativas que se exploran para explotar nuevas fuentes de agua están los sistemas de captación de agua atmosférica basados en sistemas de refrigeración, que es el que se analiza en este estudio. Para ello se evalúa un sistema diseñado para producir 100 litros de agua por día para una temperatura ambiente de 20°C y 60% de humedad relativa. Al evaluar este sistema en 4 ciudades de países con estrés hídrico, se obtiene que para Ovalle (Chile) se logran captar 44202 litros al año, con un SEC promedio de 0,65 kWh/L, luego le sigue Durango (México) con 28177 litros y un SEC de 0,71 kWh/L, después Lucena (España) con 24708 litros y un SEC de 0,58 kWh/L y finalmente Petorca (Chile) con 23992 litros y un SEC de 0,62 kWh/L.

Palabras clave: sequía; agua atmosférica; recuperador de agua; sistema de refrigeración.

Abstract

In Chile and in the world, the scarcity of fresh water has been a reality that has worsened in recent years due to climate change and global population growth. Among the alternatives that are being explored to exploit new water sources are atmospheric water harvesting systems based on refrigeration systems, which is the one analyzed in this study. For this, a system designed to produce 100 liters of water per day is evaluated at an ambient temperature of 20°C and 60% relative humidity. When evaluating this system in 4 cities in countries with water stress, it is obtained that for Ovalle (Chile) it is possible to capture 44,202 liters per year, with an average SEC of 0.65 kWh/L, then Durango (México) follows with 28,177 liters and a SEC of 0.71 kWh/L, then Lucena (España) with 24708 liters and an SEC of 0.58 kWh/L and finally Petorca (Chile) with 23992 liters and an SEC of 0.62 kWh/L.

Keywords: drought; atmospheric water, water harvesting, refrigeration system.

1. Introducción

El agua que consumimos actualmente proviene principalmente de ríos, lagos y de napas subterráneas, las que en los últimos años se han visto afectadas por su uso indiscriminado y por el cambio climático [1]. Los actores que compiten por este recurso son la agricultura, consumo municipal y consumo industrial. A nivel mundial (para países altamente consumidores de agua) estos consumos se dividen en un 69%, 12% y 19% respectivamente. En el caso del continente Americano (norte, centro y sud América) las proporciones de extracción de agua son, en promedio, de un 51% para agricultura, un 15% para consumo

municipal y un 34% para consumo industrial. Se estima que el consumo de agua en los tres tipos de extracción crece del orden de 0,5% por año (valor tomado en el periodo 2000 - 2010) [2].

La sequía en el mundo ha afectado a 55 millones de personas, ha provocado la muerte de 1.100 personas y ha producido un daño económico que representa unos 5.400 millones de dólares [3]. De acuerdo a la ONU [3], el acceso al agua es un derecho humano y es vital para la dignidad de todas las personas, lo que obliga a los estados y empresas de servicios públicos a garantizar que todos los miembros de la población tengan acceso a los servicios básicos.

El indicador que se usa para definir la escasez de agua es la cantidad de agua renovable per cápita [4], que se resume en la Tabla 2. Además, en esta tabla se presenta el nivel de estrés hídrico que, de acuerdo a las Naciones Unidas, corresponde a los síntomas que se tienen frente a un escenario de escasez de agua, como por ejemplo, restricciones frecuentes y serias en el uso del agua, crecientes conflictos entre los usuarios y competencia por el agua, estándares de confiabilidad y servicios decrecientes, fallas en la cosecha e inseguridad alimentaria.

Tabla 1. Definiciones convencionales de niveles de estrés hídrico.

Agua dulce renovable anual (m ³ /persona al año)	Nivel de estrés hídrico
Menos de 500	Escasez absoluta de agua
500 – 1.000	Escasez crónica de agua
1.000 – 1.700	Estrés hídrico
Más de 1.700	Estrés hídrico localizado u ocasional

Según el IEP [5], en Iberoamérica Chile, México, España y Portugal son los países con la mayor vulnerabilidad al estrés hídrico, tal como se muestra en la Figura 1.

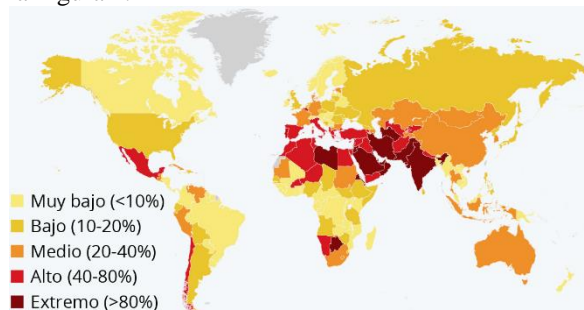


Figura 1. Vulnerabilidad al estrés hídrico en el mundo [5].

Las fuentes alternativas a los ríos, lagos y aguas subterráneas para proveer agua a las personas son: 1) el agua de mar, que se puede convertir en agua dulce a través de diferentes sistemas, como la desalinización por ósmosis inversa, 2) el agua presente en las neblinas en forma de gotas, y 3) el agua presente en el aire ambiente, que se puede atrapar a través de diferentes métodos, siendo los más conocidos los que usan materiales que adsorben humedad, los basados en sistemas que enfrían el aire por debajo de su temperatura de punto de rocío, como por ejemplo un sistema de refrigeración y los métodos de enfriamiento debido al intercambio de calor por radiación con el cielo.

En particular, en este estudio nos enfocaremos en los sistemas de captación de agua atmosférica a través de

sistemas de refrigeración. Para este tipo de equipo existen numerosas investigaciones que se han realizado para evaluar experimentalmente o numéricamente estos sistemas [6, 7, 8, 9]. El principal indicador que se usa para evaluar estos sistemas es el SEC (Specific Energy Consumption), el cual cuantifica la cantidad de energía consumida por el sistema por litro de agua recolectado. Este indicador varía en rangos bien amplios que pueden ir de 0,75 kWh/litro a valores de 6 kWh/litro. Este indicador depende de muchos factores, entre los que se cuentan la temperatura ambiente, la humedad disponible en el aire y de las características del sistema de recolección de agua (componentes y control).

De lo anterior resulta interesante evaluar estos sistemas considerando las características climatológicas de ciudades que presenten problemas de escasez hídrica, sobre todo aquellas ciudades y pequeños poblados que se encuentran lejos de la costa y que son alimentados con agua a través de camiones aljibes.

2. Metodología

Para este análisis se consideran 5 ciudades: Ovalle (Chile), Petorca (Chile), Durango (México) y Lucena (España).

2.1. Datos meteorológicos de las ciudades consideradas

Los datos meteorológicos de las ciudades consideradas se obtienen del software meteonorm [10] que considera un año meteorológico típico. La Figura 2 muestra los datos de temperatura y humedad relativa para las ciudades consideradas, ordenados por frecuencia de ocurrencia.

De las 3 ciudades analizadas, Ovalle presenta un comportamiento diferente, con la mayor parte de sus temperaturas concentradas en torno a aproximadamente 12°C y con humedades relativas mayores, con valores sobre 40%.

2.2. Sistema de captación de agua

El sistema de captación de agua que se evalúa en este estudio es uno basado en un sistema de refrigeración, como el que se muestra en la Figura 3. Este está compuesto de un compresor scroll a velocidad variable, un condensador de tubos y aletas, una válvula de expansión, un evaporador de tubos y aletas, y un ventilador axial de velocidad variable. El sistema modula el flujo de aire y la velocidad del compresor de tal forma de maximizar la captación de agua. Para ello se considera que el aire puede ser enfriado en el evaporador hasta una temperatura mínima de 6°C, para

evitar problemas de congelamiento de la humedad del aire.

Esto último limita el uso de este equipo a condiciones atmosféricas con temperaturas de punto de rocío superiores a 6°C. De acuerdo a esto y cruzando este

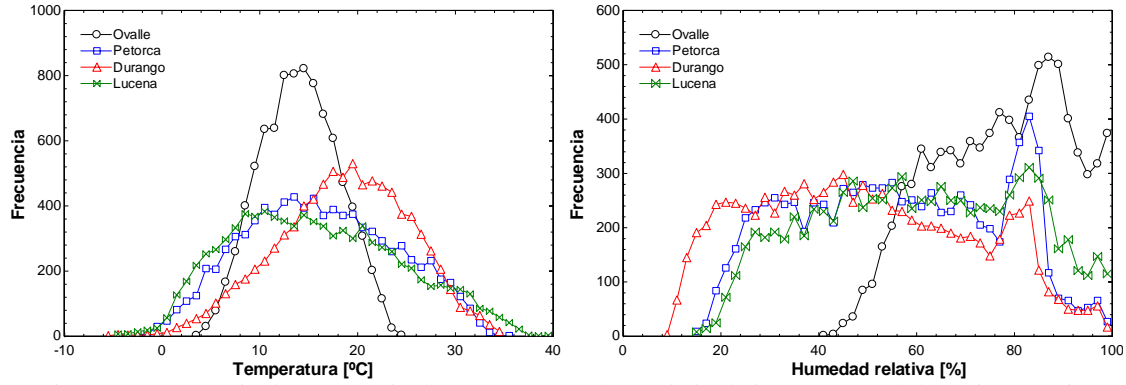


Figura 2. Frecuencia de ocurrencia de temperatura y humedad relativa. Fuente: elaboración propia.

valor con los datos meteorológicos de las ciudades consideradas se tiene que este sistema no podrá operar durante 43 (0.5%) horas en Ovalle, 1734 (19.8%) horas en Petorca, 760 (8.7%) horas en Durango y 1802 (20.6%) horas en Lucena debido a esta restricción de temperatura.

El refrigerante considerado en el sistema analizado es el R410A.

2.3. Modelos numéricos

El sistema de captación de agua es modelado de forma modular, donde cada modelo cuenta sus propias ecuaciones, entradas, parámetros y salidas. Esta modularidad permite conectar de mejor forma los modelos para dar lugar finalmente al modelo del sistema.

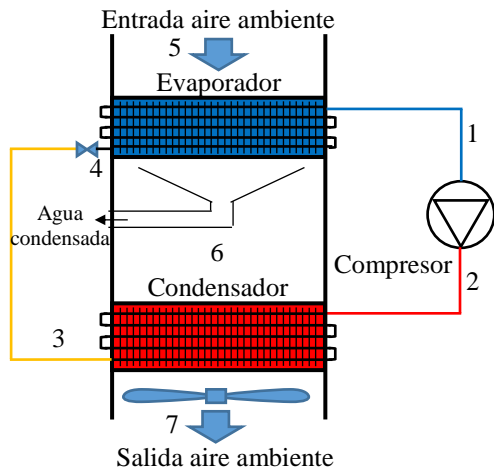


Figura 3. Sistema de captación de agua atmosférica.

2.3.1. Modelo del compresor

El compresor es modelado según lo propuesto por Winandy et al. [11], el cual se muestra en la Figura 4.

Este modelo predice el flujo de refrigerante, la potencia

eléctrica de entrada del compresor y la temperatura de salida del refrigerante. Para el flujo de refrigerante, el modelo considera que en el compresor existen fugas de refrigerante que se hacen más importantes cuando este trabaja a baja velocidad, así el flujo aspirado por el compresor se determina según la ecuación (1).

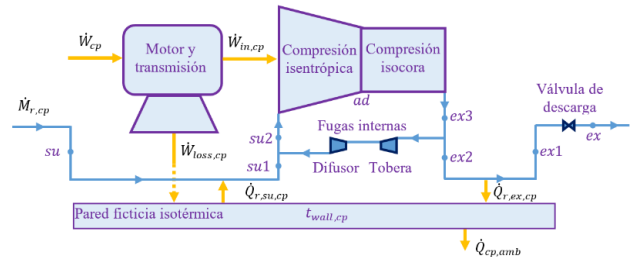


Figura 4. Sistema de captación de agua atmosférica.

$$\dot{M}_{r,in,cp} = \dot{M}_{r,su1,cp} + \dot{M}_{r,leak,cp} \quad (1)$$

Este flujo está a su vez relacionado con el volumen barrido del compresor según la ecuación (2).

$$\dot{M}_{r,in,cp} = \frac{V_{s,cp} \cdot N_{cp}}{v_{r,su2,cp}} \quad (2)$$

Para la potencia del compresor se usa un modelo semi-empírico, que considera la potencia entregada al fluido de trabajo y las pérdidas electromecánicas del compresor, como se indica en la ecuación (3).

$$\dot{W}_{cp} = \dot{W}_{in,cp} + \dot{W}_{loss,cp} \quad (3)$$

La potencia interna, entregada al fluido de trabajo se descompone en una potencia de compresión isentrópica y una isocora, tal como se muestra en la ecuación (4).

$$\dot{W}_{in,cp} = \dot{M}_{r,in,cp} \cdot [(h_{r,ad,cp} - h_{r,su2,cp}) + v_{r,ad,cp} \cdot (P_{r,ex3,cp} - P_{r,ad,cp})] \quad (4)$$

Las pérdidas electromecánicas se determinan con la relación empírica mostrada en la ecuación (5), que fue la que mostró mejores resultados en esta modelación.

$$\dot{W}_{cp} = \dot{W}_{in,cp} + \dot{W}_{loss,cp} \quad (5)$$

Finalmente, la temperatura del refrigerante a la salida del compresor se determina del balance de energía del compresor, el cual está dado por la ecuación (6).

$$\dot{W}_{cp} = \dot{M}_{r,su1,cp} \cdot (h_{r,ex,cp} - h_{r,su,cp}) + \dot{Q}_{cp,amb} \quad (5)$$

2.3.2. Modelo del condensador

El condensador es discretizado en 3 zonas, que están definidas por los estados en los que está el refrigerante: vapor sobrecalentado, bifásico y líquido subenfriado. Así, se definen las zonas sobrecalentada, bifásica y subenfriada, tal como se muestra en la Figura 5. Cada una de estas zonas es modelada con el método ε -NTU que es un método más estable al momento de resolver numéricamente los modelos planteados.

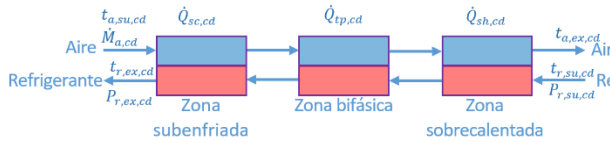


Figura 5. Modelo del condensador.

Para cada una de estas zonas se plantean 3 ecuaciones, que en este caso se presentarán sólo para la zona sobrecalentada, en las ecuaciones (6), (7) y (8).

$$\dot{Q}_{r,sh,cd} = \dot{M}_{r,cd} \cdot (h_{r,su,sh,cd} - h_{r,ex,sh,cd}) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{a,sh,cd} = \dot{M}_{a,cd} \cdot (h_{a,ex,sh,cd} - h_{a,su,sh,cd}) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{sh,cd} = \varepsilon_{sh,cd} \cdot \dot{C}_{min,sh,cd} \cdot (t_{r,su,sh,cd} - t_{a,su,sh,cd}) \quad (8)$$

Donde la eficacia de esta zona se determina considerando un contraflujo según la ecuación (9).

$$\varepsilon_{sh,cd} = \frac{1 - \exp(-NTU_{sh,cd} \cdot (1 - \omega_{sh,cd}))}{1 - \omega_{sh,cd} \cdot \exp(-NTU_{sh,cd} \cdot (1 - \omega_{sh,cd}))} \quad (9)$$

El número de unidades de transferencia se determina con los coeficientes convectivos del lado refrigerante y

del lado aire determinados con ecuaciones empíricas que por extensión del artículo no se pueden presentar.

La zona subenfriada se analiza de la misma forma, la diferencia está en la zona bifásica, donde la eficacia se determina con la ecuación (10).

$$\varepsilon_{tp,cd} = 1 - \exp(-NTU_{tp,cd}) \quad (10)$$

Tanto del lado del refrigerante como del lado del aire se determinan las pérdidas de carga, ya que estas también condicionan el funcionamiento del sistema. La pérdida de carga del lado del aire se usará para evaluar el funcionamiento del ventilador.

2.3.3. Modelo del evaporador

El evaporador se modela de una forma similar a la del compresor, discretizándolo en 2 zonas: bifásica y sobrecalentada. Como este intercambiador está diseñado para condensar humedad del aire ambiente, este se debe modelar considerando tanto transferencia de calor como transferencia de masa. También existe la posibilidad de que no exista condensación de la humedad del aire, por eso se considera sin o con condensación: régimen seco y régimen húmedo.

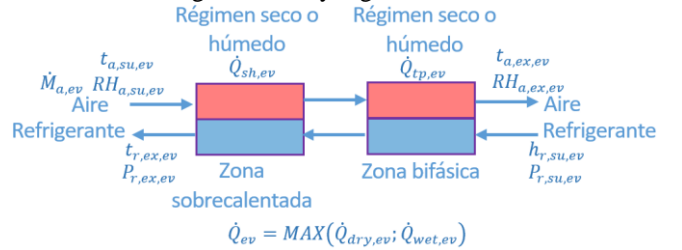


Figura 6. Modelo del evaporador.

Del lado del aire se utilizarán las ecuaciones (11) y (12) para tomar en cuenta los fenómenos de transferencia de calor y masa.

$$\dot{Q}_{a,wet,coil} = \dot{M}_{a,coil} \cdot (h_{a,su,wet,coil} - h_{a,ex,wet,coil}) - \dot{M}_{a,coil} \cdot (W_{a,su,wet,coil} - W_{a,ex,wet,coil}) \cdot h_{wl,coil} \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{a,wet,coil} = \dot{C}_{fa,wet,coil} \cdot (t_{wb,su,wet,coil} - t_{wb,ex,wet,coil}) \quad (12)$$

Se asume que el flujo de calor es proporcional a la temperatura de bulbo húmedo, lo que resulta una buena aproximación para el aire húmedo.

Las condiciones del aire a la salida de este intercambiador se determinan según la hipótesis de la

ASHRAE [12], que asume que estás son el resultado de la mezcla del aire que está en contacto con la superficie del evaporador y que se encuentra saturado y el aire que ingresa al evaporador, según las ecuaciones (13), (14), (15) y (16).

$$h_{a,su,wet,coil} - h_{a,ex,wet,coil} = \varepsilon_{c,wet,coil} \cdot (h_{a,su,wet,coil} - h_{c,wet,coil}) \quad (13)$$

$$W_{a,su,wet,coil} - W_{a,ex,wet,coil} = \varepsilon_{c,wet,coil} \cdot (W_{a,su,wet,coil} - W_{c,wet,coil}) \quad (14)$$

$$\varepsilon_{c,wet,coil} = 1 - \exp(-NTU_{c,wet,coil}) \quad (15)$$

$$NTU_{c,wet,coil} = \frac{1}{R_{a,coil} \cdot \dot{C}_{a,dry,coil}} \quad (16)$$

Al igual que para el condensador, se determinan las pérdidas de carga del lado refrigerante y del lado del aire.

$$\lambda_{fan} = \frac{\phi_{fan} \cdot \psi_{fan}}{\varepsilon_{s,fan}} \quad (19)$$

Estos factores se pueden relacionar entre sí a través de leyes polinomiales, en las que se deja uno de estos factores como variable independiente y dos como variables dependientes, tal como se indica en las ecuaciones (20) y (21), donde se dejó el factor de presión como variable independiente.

$$\lambda_{fan} = a_0 + a_1 \cdot \psi_{fan} + a_2 \cdot \psi_{fan}^2 \quad (20)$$

$$\phi_{fan} = b_0 + b_1 \cdot \psi_{fan} + b_2 \cdot \psi_{fan}^2 \quad (21)$$

Las constantes de estas leyes polinomiales se identifican de los datos de catálogo del ventilador.

2.3.5. Modelo del sistema

El modelo del sistema se obtiene interconectando cada modelo del sistema de captación de agua atmosférica, para dar lugar al modelo global presentado en la Figura 7. Como se mencionó previamente, el sistema trabajará con una restricción de temperatura de descarga del

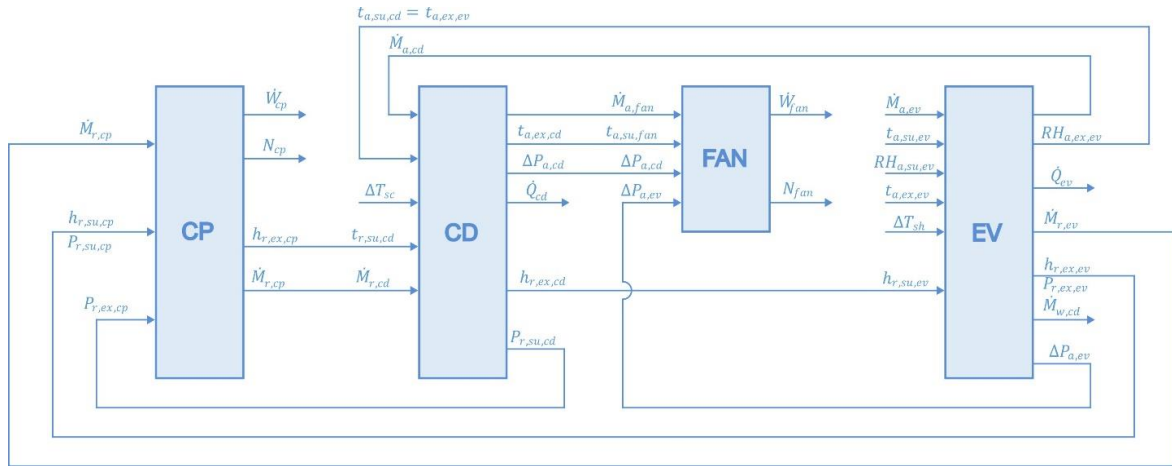


Figura 7. Modelo del sistema. Fuente: elaboración propia.

2.3.4. Modelo del ventilador

El ventilador es modelado con una aproximación empírica, que depende de 3 factores adimensionales: factor de flujo, factor de presión y factor de potencia, presentados en las ecuaciones (17), (18) y (19), respectivamente.

$$\phi_{fan} = \frac{\dot{V}_{a,fan}}{A_{fan} \cdot U_{fan}} \quad (17)$$

$$\psi_{fan} = \frac{\Delta P_{total,fan}}{P_{dyn,periph,fan}} \quad (18)$$

evaporador de 6°C para maximizar la recolección de agua. Los resultados del modelo permitirán determinar la producción de agua mensual y el consumo específico de energía mensual del sistema, según las ecuaciones (22) y (23).

$$MWH = \int_{\tau_{initial}}^{\tau_{final}} \dot{M}_{w,cd} \cdot d\tau \quad (17)$$

$$EC = \int_{\tau_{initial}}^{\tau_{final}} \frac{(\dot{W}_{cp} + \dot{W}_{fan})}{\dot{M}_{w,cd}} \cdot d\tau \quad (17)$$

2.4. Simulaciones

El sistema se simula a lo largo de un año meteorológico típico. Los datos mensuales se clasifican mediante el método BIN, teniendo como referencia la temperatura de bulbo húmedo.

En las simulaciones se consideran las siguientes restricciones del sistema: velocidad del compresor entre 15 Hz y 120 Hz, potencia máxima de entrada del compresor de 3,6 kW y caudal másico de aire entre 0,14 kg/s y 0,7 kg/s. Cuando las condiciones de trabajo están fuera de estos límites, se fuerza al sistema a trabajar dentro de estas condiciones seguras modificando la velocidad del compresor o la temperatura del aire en el escape del evaporador.

Para las simulaciones, en primer lugar se simula el sistema considerando una velocidad del compresor de 120 Hz y una temperatura del aire en la salida del evaporador de 6°C. El modelo determina la potencia de entrada del compresor y el caudal másico de aire requerido. Si la potencia de entrada es superada, esta se fija al máximo y se determina la velocidad a la que debería trabajar el compresor.

3. Resultados

La Figura 8 presenta la producción de agua mensual de las 4 ciudades consideradas. Se observa una marcada tendencia estacional en la producción de agua de este tipo de sistemas. Con una mayor producción en verano y una menor producción en invierno. Ovalle es la ciudad que presenta una mayor producción de agua anual, con 44202 litros, luego Durango con 28177 litros, después Lucena con 24708 litros y finalmente Petorca con 23992 litros.

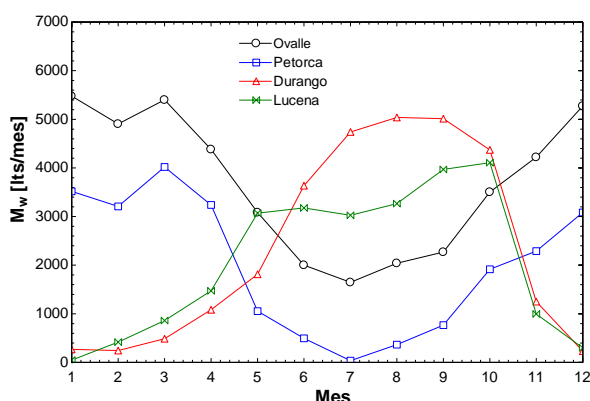


Figura 8. Producción de agua mensual de las ciudades consideradas. Fuente: elaboración propia.

En relación al SEC, este oscila entre 0,35 y 1,15 kWh/L, siendo Lucena la ciudad que presenta el menor SEC promedio de las 4 consideradas.

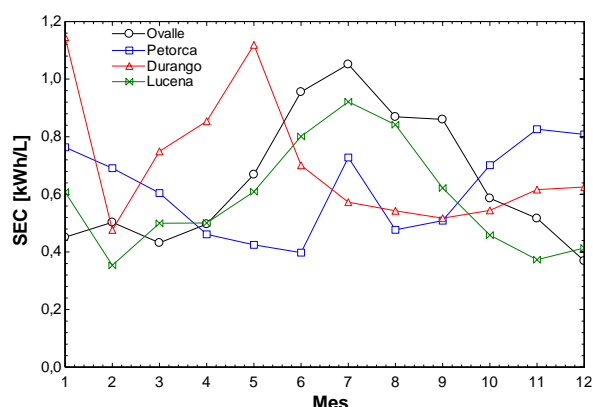


Figura 9. Modelo del sistema. Fuente: elaboración propia.

Ordenando del SEC menor al mayor tenemos a Lucena con un SEC promedio de 0,58 kWh/L, luego Petorca con un SEC de 0,62 kWh/L, lo sigue Ovalle con 0,65 kWh/L y finalmente Durango con 0,71 kWh/L.

4. Conclusiones

Se modela un sistema de captación de agua atmosférica basado en un sistema de refrigeración por compresión de vapor, utilizando R410A como refrigerante.

El sistema se diseña para captar 100 litros de agua por día para un ambiente a 20°C y 60% de humedad relativa.

El desempeño de este tipo de sistema está estrechamente relacionado con las condiciones ambientales del lugar donde se instala y de la estación o mes del año. Se observa una mayor producción de agua en verano, debido a las condiciones más favorables en este periodo: mayor potencial de agua y mayor temperatura. De las 4 ciudades analizadas, Ovalle es la que presenta una mayor captación de agua.

En relación al consumo específico de energía, este varía entre 0,35 y 1,15 kWh/L, siendo la ciudad de Lucena la que presenta un menor SEC.

5. Agradecimientos

Este trabajo fue financiado por ANID FONDEF ID22110051.

6. Referencias

[2] FAO. Afrontar la escasez de agua. Un marco de acción para la agricultura y la seguridad alimentaria. 2013.

[2] <http://www.fao.org/aquastat/es/overview/methodology/water-use>

[3] ONU-Agua. No dejar a nadie atrás. Informe Mundial de Naciones Unidas sobre el Desarrollo de los Recursos Hídricos 2019. Organización de las Naciones Unidas para la Educación, la Ciencia y la Cultura, 7, place de Fontenoy, 75352 París 07 SP, Francia.

[4] Falkenmark, M. & Widstrand, C. 1992. Population and Water Resources: A delicate balance. Population Bulletin. Population Reference Bureau, Washington, USA.

[5] Institute for Economics & Peace. Ecological threat register 2020: understanding ecological threats, resilience and peace.

[6] Farshid Bagheri. 2018. Performance investigation of atmospheric water harvesting systems. Water Resources and Industry, 20: 23-28.

[7] Patel, J., Patel, K. Mudgal, A., Panchal, H., Kumar Sadasivuni, K. 2020. Experimental investigations of atmospheric water extraction devuice under different climatic conditions. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 38, 100677.

[8] Ravesh, G., Goyal, R., Tyagi, S.K. 2021. Advances in atmospheric water generation technologies. Energy Conversion and Management 239, 114226.

[9] Wang, X., Xu, B., Liu, Q., Yang, Y., Chen, Z. 2021. Enhancement of vapor condensation heat transfer on the micro- and nano-structured superhydrophobic surfaces. International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 177, 121526.

[10] Meteonorm. Versión 7. <https://meteonorm.com>

[11] E. Winandy, C. Saavedra, J. Lebrun. Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor. Applied Thermal Engineering, Vol. 22, Issue 2, February 2002, Pages 107-120.

[12] ASHRAE Handbook: HVAC Systems and Equipment. Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2016.