

ISSN 2410-3950

Volumen 5, Número 17 – Octubre – Diciembre - 2018

Revista de  
Sistemas  
Experimentales

ECORFAN®

## **ECORFAN-Bolivia**

### **Editora en Jefe**

RAMOS-ESCAMILLA, María. PhD

### **Redactor Principal**

SERRUDO-GONZALES, Javier. BsC

### **Asistente Editorial**

ROSALES-BORBOR, Eleana. BsC

SORIANO-VELASCO, Jesús. BsC

### **Director Editorial**

PERALTA-CASTRO, Enrique. MsC

### **Editor Ejecutivo**

IGLESIAS-SUAREZ, Fernando. MsC

### **Editores de Producción**

ESCAMILLA-BOUCHAN, Imelda. PhD

LUNA-SOTO, Vladimir. PhD

### **Administración Empresarial**

REYES-VILLO, Angélica. BsC

### **Control de Producción**

RAMOS-ARANCIBIA Alejandra. BsC

DÍAZ-OCAMPO Javier. BsC

**Revista de Sistemas Experimentales**, Volumen 5, Número 17, de Octubre a Diciembre-2018, es una revista editada trimestralmente por ECORFAN-Bolivia. Loa 1179, Cd. Sucre. Chuquisaca, Bolivia.

WEB:

[www.ecorfan.org](http://www.ecorfan.org), [revista@ecorfan.org](mailto:revista@ecorfan.org).

Editora en Jefe: RAMOS-ESCAMILLA, María. PhD, Co-Editor: IGLESIAS-SUAREZ, Fernando. ISSN-2410-4000. Responsables de la última actualización de este número de la Unidad de Informática ECORFAN. ESCAMILLA-BOUCHÁN, Imelda. PhD, LUNA-SOTO, Vladimir. PhD, actualizado al 31 de Diciembre del 2018.

Las opiniones expresadas por los autores no reflejan necesariamente las opiniones del editor de la publicación.

Queda terminantemente prohibida la reproducción total o parcial de los contenidos e imágenes de la publicación sin permiso del Instituto Nacional del Derecho de Autor.

# **Revista de Sistemas Experimentales**

## **Definición del Research Journal**

### **Objetivos Científicos**

Apoyar a la Comunidad Científica Internacional en su producción escrita de Ciencia, Tecnología en Innovación en el Área de Biología y Química, en las Subdisciplinas Métodos Lógicos, Métodos de Investigación, Método Hipotético-Deductivo, Método de la Observación Científica, Método de la Medición, Experimentación Científica, Climatología, Geología, Geoquímica, Acústica.

ECORFAN-México S.C es una Empresa Científica y Tecnológica en aporte a la formación del Recurso Humano enfocado a la continuidad en el análisis crítico de Investigación Internacional y está adscrita al RENIECYT de CONACYT con número 1702902, su compromiso es difundir las investigaciones y aportaciones de la Comunidad Científica Internacional, de instituciones académicas, organismos y entidades de los sectores público y privado y contribuir a la vinculación de los investigadores que realizan actividades científicas, desarrollos tecnológicos y de formación de recursos humanos especializados con los gobiernos, empresas y organizaciones sociales.

Alentar la interlocución de la Comunidad Científica Internacional con otros centros de estudio de México y del exterior y promover una amplia incorporación de académicos, especialistas e investigadores a la publicación Seriada en Nichos de Ciencia de Universidades Autónomas - Universidades Públicas Estatales - IES Federales - Universidades Politécnicas - Universidades Tecnológicas - Institutos Tecnológicos Federales - Escuelas Normales - Institutos Tecnológicos Descentralizados - Universidades Interculturales - Consejos de CyT - Centros de Investigación CONACYT.

### **Alcances, Cobertura y Audiencia**

Revista de Sistemas Experimentales es un Research Journal editado por ECORFAN-México S.C en su Holding con repositorio en Bolivia, es una publicación científica arbitrada e indizada con periodicidad trimestral. Admite una amplia gama de contenidos que son evaluados por pares académicos por el método de Doble-Ciego, en torno a temas relacionados con la teoría y práctica de la Métodos Lógicos, Métodos de Investigación, Método Hipotético-Deductivo, Método de la Observación Científica, Método de la Medición, Experimentación Científica, Climatología Geología, Geoquímica, Acústica con enfoques y perspectivas diversos, que contribuyan a la difusión del desarrollo de la Ciencia la Tecnología e Innovación que permitan las argumentaciones relacionadas con la toma de decisiones e incidir en la formulación de las políticas internacionales en el Campo de las Biología y Química. El horizonte editorial de ECORFAN-México® se extiende más allá de la academia e integra otros segmentos de investigación y análisis ajenos a ese ámbito, siempre y cuando cumplan con los requisitos de rigor argumentativo y científico, además de abordar temas de interés general y actual de la Sociedad Científica Internacional.

## **Consejo Editorial**

NUÑEZ-SELLES, Alberto Julio. PhD  
Instituto Central de Análisis de Alimentos Utrecht

ESCAMILLA-GARCÍA, Erandi. PhD  
Université de Bourgogne

NAVARRO-FRÓMETA, Amado Enrique. PhD  
Instituto de Petróleo y Química Azerbaiján

ARMADO-MATUTE, Arnaldo José. PhD  
Universidad de los Andes

RIVERA-BECERRIL, Facundo. PhD  
Institut National de la Recherche Agronomique

CHEW-HERNÁNDEZ, Mario Luis. PhD  
University of Nottingham

SOTERO-SOLIS, Victor Erasmo. PhD  
Universidade de São Paulo

CORNEJO-BRAVO, José Manuel. PhD  
University of California

OROPEZA-GUZMÁN, Mercedes Teresita . PhD  
National Polytechnique de Toulouse

PINA-LUIS, Georgina Esther. PhD  
Universidad de la Habana

CARVAJAL-MILLAN, Elizabeth. PhD  
École Nationale Supérieure Agronomique de Montpellier

CRUZ-REYES, Juan. PhD  
Instituto de Catálisis y Petroleoquímica

STILIANOVA-STOYTCHEVA, Margarita. PhD  
Universidad de Tecnología Química y Metalurgia de Sofia

CASTRO-CECEÑA, Ana Bertha. PhD  
University of California

CÓRDOVA-GUERRERO, Iván. PhD  
Universidad de la Laguna

MELÉNDEZ-LÓPEZ, Samuel Guillermo. PhD  
University of California

FRÍAS-DE LEÓN, María Guadalupe. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

RAMÍREZ-LEAL, Roberto. PhD  
Centro de Investigación en Materiales Avanzados

GAMBOA-HERNÁNDEZ, Adriana. PhD  
Instituto Tecnológico de Saltillo

HERNANDEZ-HERNANDEZ, Francisca. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

CASTAÑÓN-OLIVARES, Laura Rosio. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

OCHOA-TERÁN, Adrián. PhD  
Tecnológico Nacional de México

SANTACRUZ-ORTEGA, Hisila del Carmen. PhD  
Instituto Tecnológico de Tijuana

VALDEZ-SALAS, Benjamín. PhD  
Universidad Autónoma de Guadalajara

FRONTANA-VAZQUEZ, Carlos Eduardo. PhD  
Universidad Autónoma Metropolitana

## **Comité Arbitral**

PALOS-PIZARRO, Isidro. PhD  
Centro de Investigación en Química Aplicada

VALDÉS-ORDOÑEZ, Alejandro. PhD  
Centro de Investigación y de Estudios Avanzados

HERRERA-PÉREZ, Gabriel. PhD  
Universidad Autónoma del Estado de Morelos

RIOS-DONATO, Nely. PhD  
Universidad de Guanajuato

ALVARADO-FLORES, Jesús. PhD  
Universidad Autónoma de Aguascalientes

DE LEON-FLORES, AneD. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

MARTÍNEZ-HERRERA, Erick Obed. PhD  
Universidad Autónoma Metropolitana

DUARTE-ESCALANTE, Esperanza. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

SALAZAR-HERNÁNDEZ, Ma. Mercedes. PhD  
Universidad de Guanajuato

GARCÍA-ORTEGA, Héctor. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

RANGEL-VILLALOBOS, Héctor. PhD  
Universidad de Guadalajara

QUIROZ-CASTILLO, Jesús Manuel. PhD  
Universidad de Sonora

CERTUCHA-BARRAGÁN, María Teresa. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

SUÁREZ-ALVAREZ, Roberto Osvaldo. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

CALVA-BENÍTEZ, Laura Georgina. PhD  
Universidad Autónoma Benito Juárez de Oaxaca

LÓPEZ-MALDONADO, Eduardo Alberto. PhD  
Tecnológico Nacional de México

MAGANA-BADILLA, Héctor Alfonso. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

MARTÍNEZ-QUIROZ, Marisela. PhD  
Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico en Electroquímica

LÓPEZ-URETA, Luz Cecilia. PhD  
Universidad de Guadalajara

DEL VALLE-GRANADOS, José Mario. PhD  
Centro de Investigación Científica y Educación Superior de Ensenada

HURTADO-AYALA, Lilia Angélica. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

RIVERA-ITURBE, Fernando Felipe. PhD  
Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico en Electroquímica

VALDEZ-CASTRO, Ricardo. PhD  
Universidad Nacional Autónoma de México

VILLARREAL-GÓMEZ, Luis Jesús. PhD  
Universidad Autónoma de Baja California

COTA-ARRIOLA, Octavio. PhD  
Universidad de Sonora

## **Cesión de Derechos**

El envío de un Artículo a Revista de Sistemas Experimentales emana el compromiso del autor de no someterlo de manera simultánea a la consideración de otras publicaciones seriadas para ello deberá complementar el Formato de Originalidad para su Artículo.

Los autores firman el Formato de Autorización para que su Artículo se difunda por los medios que ECORFAN-México, S.C. en su Holding Bolivia considere pertinentes para divulgación y difusión de su Artículo cediendo sus Derechos de Obra.

## **Declaración de Autoría**

Indicar el Nombre de 1 Autor y 3 Coautores como máximo en la participación del Artículo y señalar en extenso la Afiliación Institucional indicando la Dependencia.

Identificar el Nombre de 1 Autor y 3 Coautores como máximo con el Número de CVU Becario-PNPC o SNI-CONACYT- Indicando el Nivel de Investigador y su Perfil de Google Scholar para verificar su nivel de Citación e índice H.

Identificar el Nombre de 1 Autor y 3 Coautores como máximo en los Perfiles de Ciencia y Tecnología ampliamente aceptados por la Comunidad Científica Internacional ORC ID - Researcher ID Thomson - arXiv Author ID - PubMed Author ID - Open ID respectivamente

Indicar el contacto para correspondencia al Autor (Correo y Teléfono) e indicar al Investigador que contribuye como primer Autor del Artículo.

## **Detección de Plagio**

Todos los Artículos serán testeados por el software de plagio PLAGSCAN si se detecta un nivel de plagio Positivo no se mandara a arbitraje y se rescindirá de la recepción del Artículo notificando a los Autores responsables, reivindicando que el plagio académico está tipificado como delito en el Código Penal.

## **Proceso de Arbitraje**

Todos los Artículos se evaluarán por pares académicos por el método de Doble Ciego, el arbitraje Aprobatorio es un requisito para que el Consejo Editorial tome una decisión final que será inapelable en todos los casos. MARVID® es una Marca de derivada de ECORFAN® especializada en proveer a los expertos evaluadores todos ellos con grado de Doctorado y distinción de Investigadores Internacionales en los respectivos Consejos de Ciencia y Tecnología el homologo de CONACYT para los capítulos de America-Europa-Asia-Africa y Oceania. La identificación de la autoría deberá aparecer únicamente en una primera página eliminable, con el objeto de asegurar que el proceso de Arbitraje sea anónimo y cubra las siguientes etapas: Identificación del Research Journal con su tasa de ocupamiento autoral - Identificación del Autores y Coautores- Detección de Plagio PLAGSCAN - Revisión de Formatos de Autorización y Originalidad-Asignación al Consejo Editorial- Asignación del par de Árbitros Expertos-Notificación de Dictamen-Declaratoria de Observaciones al Autor-Cotejo de Artículo Modificado para Edición-Publicación.

## **Instrucciones para Publicación Científica, Tecnológica y de Innovación**

### **Área del Conocimiento**

Los trabajos deberán ser inéditos y referirse a temas de Métodos Lógicos, Métodos de Investigación, Método Hipotético-Deductivo, Método de la Observación Científica, Método de la Medición, Experimentación Científica, Climatología Geología, Geoquímica, Acústica y a otros temas vinculados a las Biología y Química.



## **Presentación del Contenido**

Como primer artículo *Determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal* por MORALES, Laura Irene, SOLÓRZANO, Patricia, MONTIEL, Moisés y DEMESA, Noé con adscripción en la Universidad Autónoma del Estado de Morelos, como siguiente artículo está *Análisis del desempeño higrotérmico de cava de vino subterránea* por JIMÉNEZ-LÓPEZ, Verónica, GÓMEZ-AMADOR, Adolfo, BENNI, Stefano y BOJÓRQUEZ-MORALES, Gonzalo con adscripción en la Universidad de Colima, como siguiente artículo está *Análisis experimental de una bomba de calor aire-agua que opera en una alberca pública en condiciones invernales* por LÓPEZ-CALLEJAS, Raymundo, VACA-MIER, Mabel, TERRES-PEÑA, Hilario y LIZARDI-RAMOS, Arturo con adscripción en la Universidad Autónoma Metropolitana-Azcapotzalco, como siguiente artículo está *Análisis y modelado de motores tipo HCCI usando biocombustibles* por PRINCE-AVELINO, Juan C, OVANDO-CHACÓN, Guillermo y RODRÍGUEZ-LEÓN, Abelardo con adscripción en el Instituto Tecnológico de Veracruz.

## Contenido

Artículo	Página
<b>Determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal</b> SOLÓRZANO, Patricia, MORALES, Laura Irene, , MONTIEL, Moisés y DEMESA, Noé <i>Universidad Autónoma del Estado de Morelos</i>	1-9
<b>Análisis del desempeño higrotérmico de cava de vino subterránea</b> JIMÉNEZ-LÓPEZ, Verónica, GÓMEZ-AMADOR, Adolfo, BENNI, Stefano y BOJÓRQUEZ-MORALES, Gonzalo <i>Universidad de Colima</i>	10-17
<b>Análisis experimental de una bomba de calor aire-agua que opera en una alberca pública en condiciones invernales</b> LÓPEZ-CALLEJAS, Raymundo, VACA-MIER, Mabel, TERRES-PEÑA, Hilario y LIZARDI-RAMOS, Arturo <i>Universidad Autónoma Metropolitana-Azcapotzalco</i>	18-25
<b>Análisis y modelado de motores tipo HCCI usando biocombustibles</b> PRINCE-AVELINO, Juan C, OVANDO-CHACÓN, Guillermo y RODRÍGUEZ-LEÓN, Abelardo <i>Instituto Tecnológico de Veracruz</i>	26-35

## Determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal

### Experimental determination of heat transfer coefficients of a helicoidal evaporator

SOLÓRZANO, Patricia†\*, MORALES, Laura Irene, MONTIEL, Moisés y DEMESA, Noé

*Facultad de Ciencias Químicas e Ingeniería, Universidad Autónoma del Estado de Morelos. Av. Universidad 1001, Col. Chamilpa, C.P. 62209, Cuernavaca, Morelos, México*

*Alianza para el Desarrollo Tecnológico S.A. de C.V. Calle 25 por 22 No. 106-A, Col. México, Mérida, Yucatán, México, C.P. 97125.*

ID 1<sup>er</sup> Autor: Patricia, Solórzano

ID 1<sup>er</sup> Coautor: Laura, Irene-Morales/ ORC ID: 0000-0001-7500-620, Researcher ID Thomson: T-6933-2018, CVU CONACYT ID: 45697

ID 2<sup>do</sup> Coautor: Moisés, Montiel / ORC ID: 0000-0001-6726-9344, CVU CONACYT ID: 230353

ID 3<sup>er</sup> Coautor: Noé, Demesa

Recibido 9 de Octubre, 2018; Aceptado 5 de Noviembre, 2018

#### Resumen

Se diseñó, caracterizó y se realizaron pruebas experimentales para determinar los coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal, con la finalidad de posteriormente ser adaptado a una máquina de absorción. El diseño interno propuesto incluye 7 serpentines helicoidales concéntricos, anidados en una coraza rígida, conectados en paralelo a través de un *manifold*, el cual distribuye el fluido de servicio hacia el interior de los serpentines. Por la parte externa se realiza el suministro del fluido de trabajo mediante un distribuidor de gota (tipo regadera) con el objetivo de formar una película descendente uniforme sobre los tubos. El material de construcción es acero inoxidable 304 para prolongar su vida útil. Se realizaron 36 pruebas experimentales utilizando agua como fluido de trabajo y de servicio, a 6 diferentes temperaturas y 6 flujos de alimentación de la fuente. Los resultados muestran que el coeficiente total de transferencia de calor esta entre 574 y 1352 W/m<sup>2</sup> °C. Mientras que los coeficientes convectivos de transferencia de calor están entre 661 y 1650 W/m<sup>2</sup> °C. Estos valores son superiores a los reportados en la literatura para evaporadores convencionales, lo cual demuestra que el evaporador helicoidal tiene un mejor desempeño de transferencia de calor.

#### Evaporador helicoidal, Película descendente, Máquina de absorción

#### Abstract

Experimental tests were designed, characterized and carried out to determine the heat transfer coefficients of a helical evaporator, with the purpose of being adapted to an absorption machine. The proposed internal design includes 7 concentric helical coils, nested in a rigid shell, connected in parallel through a manifold, which distributes the service fluid into the coils. On the outside, the supply of the working fluid is carried out by means of a drop distributor (shower) with the aim of forming a uniform falling film on the tubes. The construction material is 304 stainless steel to prolong its useful life. 36 experimental tests were carried out using water as a working and service fluid, at 6 different temperatures and 6 supply flows from the source. The results show that the overall heat transfer coefficient is between 574 and 1352 W/m<sup>2</sup> °C. While the convective heat transfer coefficient is between 661 and 1650 W/m<sup>2</sup> °C. These values are higher than those reported in the literature for conventional evaporators, which shows that the helical evaporator has a better heat transfer performance.

#### Helical evaporator, Falling film, Absorption machine

**Citación:** SOLÓRZANO, Patricia, MORALES, Laura Irene, MONTIEL, Moisés y DEMESA, Noé. Determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal. Revista de Sistemas Experimentales 2018, 5-17: 1-9

\*Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: laura.morales@uaem.mx)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

Los transformadores térmicos por absorción son un tipo de bomba de calor que tienen la capacidad de recuperar calor de desecho y regresarlo al proceso primario o bien, utilizarlo en un proceso secundario como la purificación de agua o el secado de alimentos [Devotta y Patwardhan, 1989]. Los componentes de las máquinas de absorción son básicamente intercambiadores de calor, los cuales realizan las operaciones de evaporación, condensación, absorción y desorción. Es por eso que su diseño constituye una parte esencial en la configuración de estos sistemas, estos componentes de manera individual permitirán aceptar o rechazar calor para completar el ciclo termodinámico del transformador térmico.

En la literatura publicada en revistas internacionales se han reportado tres revisiones bibliográficas exhaustivas sobre transformadores de calor por absorción. Parham et al. [2014] publicó una revisión de 99 referencias con enfoque en transformadores de calor por absorción avanzados, de doble y triple etapa. Donellan et al. [2015] presentaron la revisión de 106 referencias de transformadores de calor por absorción con énfasis en estudios de optimización, análisis de configuraciones, comportamiento de algunos fluidos de trabajo y resultados de estudios de caso, con el fin de recomendar y promover el uso de estos equipos en aplicaciones industriales. Por otra parte, Rivera et al. [2015] realizaron una revisión bibliográfica de 158 trabajos publicados entre 1986 y 2015, la cual incluye estudios teóricos y experimentales en transformadores de calor por absorción simples y avanzados, que operan con mezclas convencionales o alternativas. Además de la recuperación de calor residual de procesos industriales, se han reportado estudios en la industria de plástico [Ma et al, 2003], textil [Horuz y Kurt, 2010] y de papel [Bakhtiari et al, 2010], así como también se mencionan otras aplicaciones como sistemas de cogeneración, desalinización de agua de mar y destilación, entre otros.

Por otra parte, algunos investigadores han mostrado que la geometría del intercambiador de calor influye significativamente en los coeficientes de transferencia de calor, Prabhanjan et al. [2002] estudiaron el beneficio de utilizar intercambiadores de calor de tubos helicoidales en lugar de tubos rectos. Los autores concluyeron que para dimensiones similares, el coeficiente de transferencia de calor es mucho mayor en intercambiadores de tubos helicoidales que en los de tubos rectos, debido a la turbulencia y la vorticidad provocada por las curvas. Por otra parte, Li et al [2007], llevaron a cabo una investigación experimental del proceso de condensación de refrigerante R-134a en intercambiadores de calor de tubos y demostraron que los tubos helicoidales mejoran los coeficientes de transferencia de calor promedio hasta un 13.8% con respecto a los tubos rectos.

Essalhi et al [2017] desarrollaron un modelo de condensador de bobina helicoidal para una potencia de 10 kW y que opera con el par bromuro de litio/agua, el modelo se basa en ecuaciones y correlaciones empíricas para determinar coeficientes de transferencia de calor locales y totales. La configuración propuesta para el condensador de bobina helicoidal tiene un gran potencial en aplicaciones domésticas debido a su tamaño compacto y el peso mínimo de diseño.

Demesa et al [2017] reportaron un estudio teórico-experimental de un evaporador de 2 kW con serpentines anidados conectados en serie, el cual fue operado como tubos inundados y tubos conectados en serie a una temperatura de evaporación del agua de 323.15 K. Los autores obtienen coeficientes locales y globales de transferencia de calor considerando varios parámetros operativos y proponen nuevos parámetros basados en la capacidad térmica y el tamaño, los autores reportan una eficiencia para el evaporador de 83% y coeficientes convectivos de 659 W/m<sup>2</sup> K.

En cuanto a evaporadores para máquinas de absorción, los estudios experimentales en intercambiadores de tubos helicoidales son escasos, es por ello, que en este trabajo se presenta un estudio experimental para determinar los coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal de 5 kW operando por el principio de película descendente y con serpentines conectados en paralelo, con la finalidad de posteriormente ser adaptado a una máquina de absorción. El equipo fue diseñado por Morales y Demesa [2016] para un proyecto de innovación apoyado por Conacyt. A continuación, se describe la metodología experimental y los resultados obtenidos.

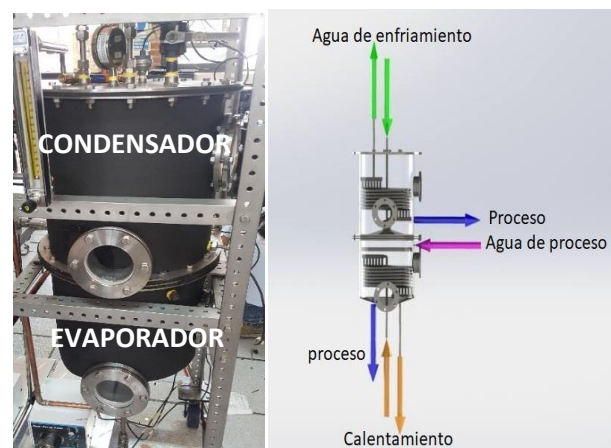
## Metodología

### Descripción del equipo experimental

Se diseñó un equipo compacto Evaporador-Condensador (EVACON) con arreglo vertical y serpentines helicoidales anidados, es decir, ambos componentes comparten disposición en una misma coraza para aminorar las pérdidas de calor por convección y conducción, pérdidas de presión por fricción en tuberías externas y mejorar la estabilidad del proceso. El tipo de diseño se ha denominado equipo dúplex por realizar dos operaciones unitarias diferentes en una misma coraza.

Los componentes del EVACON son básicamente intercambiadores de calor, se eligió una geometría de serpentines concéntricos operando mediante el principio de película descendente sobre tubos horizontales, esto permite incrementar el coeficiente de transferencia de calor, en comparación de intercambiadores de calor inundados [Incropera, 1996].

El equipo EVACON (figura 1) se compone por dos corazas unidas mediante dos bridas atornilladas y una campana que permite el paso del vapor de una coraza a otra e impide el retorno del condensado. El evaporador se encuentra en la parte inferior, mientras que el condensador se encuentra en la parte superior, para facilitar el ascenso del vapor. El funcionamiento del EVACON se muestra en la figura 1



**Figura 1** Equipo EVACON  
(Solorzano, 2018)

En la tabla 1 se muestran las características del EVACON. 1b.

Dimensiones de diseño del evacon	
Diámetro de coraza	0.33 m
Altura de la coraza	0.62 m
No. Tubos helicoidales	7
No. De vueltas	6
Diámetro externo de tubo	0.127 m
Separación entre tubos	0.003 m
Altura del banco de tubos	0.10 m
Área de transferencia de calor	0.954 m <sup>2</sup>

**Tabla 1** Características del equipo EVACON  
(Solorzano, 2018)

Para llevar a cabo las pruebas experimentales del EVACON se construyó un banco de pruebas (Figura 2) en una estructura de perfil de acero inoxidable 304 con ruedas para su fácil transportación. Las medidas finales del banco son: 1.02 m de largo, 0.51 m de ancho y 1.40 m de alto.



**Figura 2** Vista final del banco de pruebas del EVACON (Solorzano, 2018)

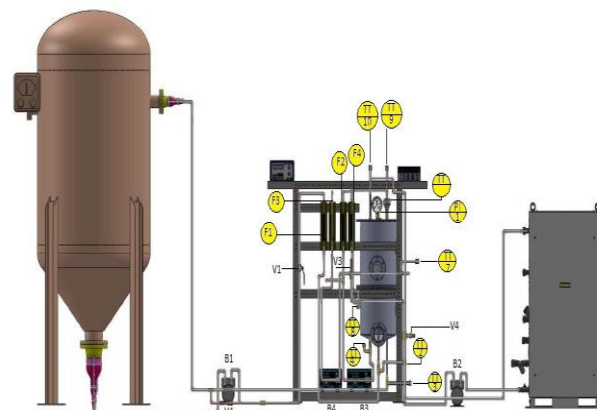
### Pruebas experimentales

Para controlar las variables de proceso como son flujo, temperatura y presión, se instalaron flujómetros analógicos, termopares tipo J, manovacuumetros y transductores de presión, los cuales fueron previamente calibrados. Para el monitoreo de las variables de proceso se utilizó un adquirente de datos Marca Keysight Technologies y mediante este sistema, se obtuvo comunicación con una computadora a través del software Agilent BenchLink Data Logger 3, registrando lecturas de medición cada 10 segundos. Las características de los instrumentos de medición se presentan en la Tabla 2.

Variable	Sensor	Características
<b>Temperatura</b>	Termopar tipo j marca west	Rango de temperatura 0-120 °c Exactitud $\pm 0.01$ °c
<b>Presión</b>	Transductor de presión	Rango de temperatura -140 a 127 °c Exactitud $\pm 0.25\%$
<b>Flujo</b>	Flujómetros analógicos marca coleparmer de 1200 ml/min, 6 gpm, 12 gpm	Rango de temperatura -26 a 121 °c Exactitud $\pm 0.25\%$

**Tabla 2** Características de Instrumentos de Medición (Solorzano, 2018)

Se utilizó una bomba de vacío para operar a condiciones de presión sub-atmosféricas. Se aisló térmicamente con un material de conductividad térmica de 0.039 W/m°C. En la Figura 3 se muestra el diagrama de tubería e instrumentación del banco de pruebas.



**Figura 3** Diagrama de Tubería e Instrumentación del Banco de Pruebas

Como se muestra en la Tabla 3, se probaron 6 temperaturas de la fuente a 6 diferentes flujos, para hacer un total de 36 pruebas experimentales.

Numero de Prueba	T <sub>fuentes</sub> (°C)	Gasto Fuente (L/min)
1 - 6	65	10
7 - 12	70	12
		14
13 - 18	75	16
		18
19 - 24	80	20
25 - 30	85	
31 - 36	90	

**Tabla 3** Condiciones de pruebas (Solorzano, 2018)

Los valores de proceso y de servicio en cada componente fueron calculados con las siguientes ecuaciones.

$$Q_{EV,PROCESO} = \dot{m}_{l,s}h_{l,s} - \dot{m}_{l,e}h_{l,e} - \dot{m}_{v,s}h_{v,s} \quad (1)$$

$$Q_{EV,SERVICIO} = \dot{m}_c Cp \Delta T = \dot{m}_c (h_{c,s} - h_{c,e}) \quad (2)$$

$$Q_{CO,PROCESO} = \dot{m}_{l,s}h_{l,s} - \dot{m}_{l,e}h_{l,e} \quad (3)$$

$$Q_{CO,SERVICIO} = \dot{m}_f Cp \Delta T = \dot{m}_f (h_{f,s} - h_{f,e}) \quad (4)$$

El fluido dentro de tubos está bien tipificado, es decir, existen correlaciones para determinar el coeficiente convectivo interno dependiendo el régimen en el que este se encuentre (laminar, transición o turbulento). Es por eso, que primero se calcula  $h_i$ . Se utilizaron las siguientes ecuaciones [Incropera, 1996], [Bergman, 2011]:

$$\text{Número de Reynolds: } Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_{int} \mu} \quad (5)$$

$$\text{Número de Prandtl: } Pr = \frac{\mu Cp}{k} \quad (6)$$

$$\text{Número de Nusselt: } Nu = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} \text{ para } Re \geq 10000, 0.7 \leq Pr \leq 160 \quad (7)$$

Para tubos helicoidales se realizó una corrección del número de Nusselt [Hewitt, 1992]:

$$Nu_{HEL} = Nu \left[ 1 + 3.5 \left( \frac{D_i}{D_{HEL}} \right) \right] \quad (8)$$

El cálculo del coeficiente convectivo interno se calculó mediante:

$$h_i = Nu_{HEL} \frac{k_f}{D_i} \quad (9)$$

Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor se utilizó el calor promedio, calculado con la siguiente ecuación.

$$Q_{PROMEDIO} = \frac{Q_{PROCESO} + Q_{SERVICIO}}{2} \quad (10)$$

En el proceso de evaporación, es importante considerar el cambio de fase en el cálculo de la temperatura media logarítmica, como se muestra a continuación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c,e} - T_v) - (T_{c,s} - T_v)}{\ln \left( \frac{T_{c,e} - T_v}{T_{c,s} - T_v} \right)} \quad (11)$$

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor experimental se utilizó la siguiente ecuación [Incropera, 1996]:

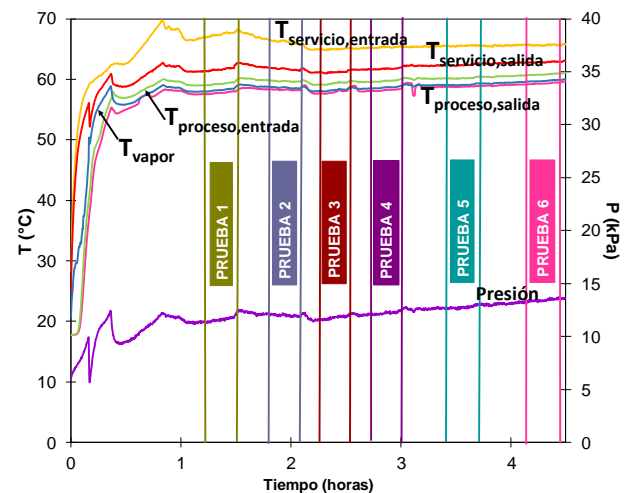
$$U_{exp} = \frac{Q_{PROMEDIO}}{A \Delta T_{lm}} \quad (12)$$

A partir de la ecuación 13 podemos calcular  $h_o$ , el cual es el coeficiente convectivo experimental [Bird, 2007].

$$h_{o,exp} = \left[ \frac{1}{U_{exp}} - \frac{d_o}{d_i h_i} \right]^{-1} \quad (13)$$

## Resultados

En el gráfico 1 se muestra el comportamiento de las temperaturas de entrada y salida del evaporador así como la presión durante una corrida experimental que duró 4.5 horas. En ella se observa la estabilidad del equipo, las pruebas tuvieron una tolerancia en las variaciones de la temperatura de  $\pm 1$  °C. La primera hora es el tiempo que tardó el equipo en estabilizarse, este lapso de tiempo es más corto que en equipos convencionales (coraza y tubos), donde el tiempo de estabilización puede ser de hasta 3 horas. Cada prueba corresponde a un flujo específico (10-12-14-16-18-20 L/min) a una misma temperatura de servicio (65 °C). La variación en la presión se debe a la temperatura ambiente debido a que se alimentaba de tanques de almacenamiento.

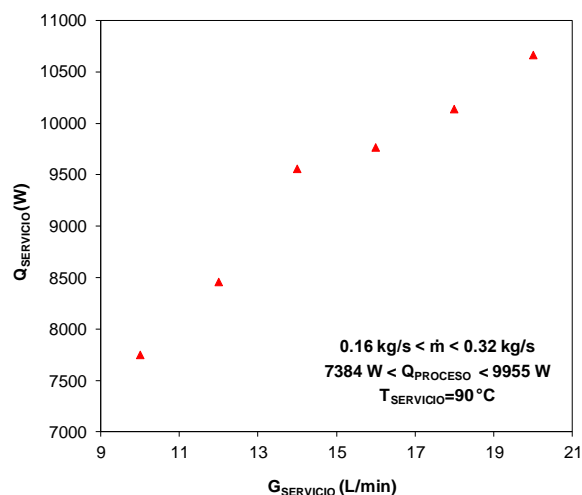


**Gráfico 1** Temperaturas experimentales de entrada y salida del evaporador (Solorzano, 2018)

En el gráfico 2 se presenta el comportamiento del calor de servicio en función del flujo de agua caliente suministrado.

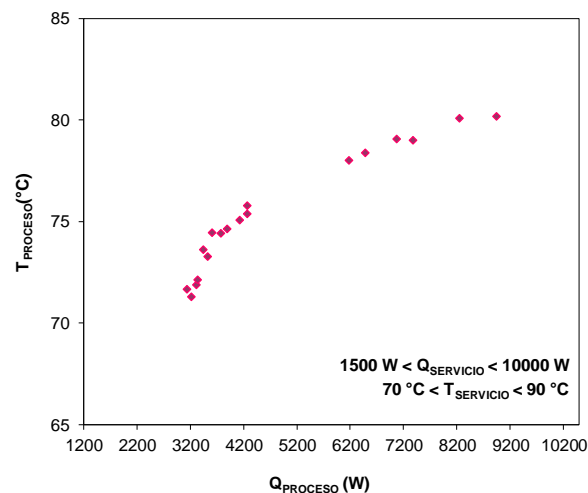


Se puede observar que al incrementar el flujo se incrementa la carga térmica suministrada al equipo, esto se debe a que aumenta la turbulencia dentro de los tubos se promueve la transferencia de calor, para esta geometría helicoidal la turbulencia es mayor debido a las vueltas de cada serpentín, y esto se refleja en la corrección al número de Nusselt dado en la ecuación 8.



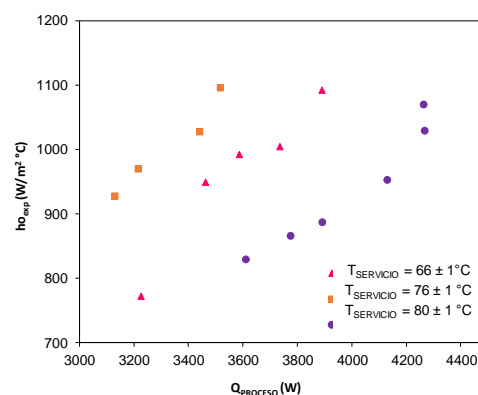
**Gráfico 2** Comportamiento del calor de servicio en función del flujo suministrado (Solorzano, 2018)

En el gráfico 3 se muestra el comportamiento de la temperatura de proceso en función del calor de proceso. Se observa una tendencia a incrementar la temperatura del vapor generado en el evaporador conforme aumenta el calor de proceso. Es importante señalar que a partir de los 6200 W de potencia la temperatura del vapor solo incrementa un máximo de 0.5 °C a pesar que el calor de proceso alcanza los 9,955.6 W, por lo tanto, podemos concluir que no es conveniente suministrar más energía una vez superados los 6200 W, esto se puede deber a que el equipo se encuentra en su potencia límite, recordemos que la capacidad de diseño es de 5 kW.



**Gráfico 3** Temperatura proceso en función del calor de proceso (Solorzano, 2018)

En el gráfico 4, se muestra el coeficiente de transferencia de calor convectivo experimental ( $h_{o_{exp}}$ ) respecto al calor de proceso ( $Q_{PROCESO}$ ) para tres temperaturas de servicio. En los tres casos se observa que al incrementar el suministro de calor de proceso también se incrementa el coeficiente de transferencia de calor. Esto se debe a que el vapor producido es directamente proporcional al calor suministrado, en efecto, a mayores valores de calor de proceso existe una mayor producción de vapor y en consecuencia se incrementa el coeficiente de transferencia de calor convectivo.

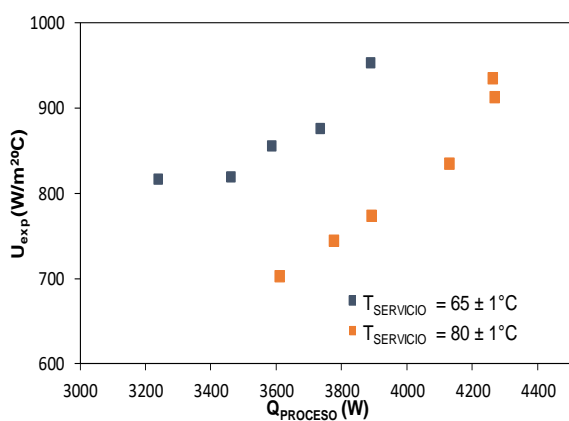


**Gráfico 4** Coeficiente convectivo experimental para tres temperaturas de servicio (Solorzano, 2018)

El gráfico 5 muestra el coeficiente global de transferencia de calor experimental ( $U_{exp}$ ) con respecto al calor de proceso ( $Q_{PROCESO}$ ) para dos temperaturas de servicio. Teóricamente, se sabe que a mayor potencia, mayor será el coeficiente total de transferencia de calor porque son directamente proporcionales.

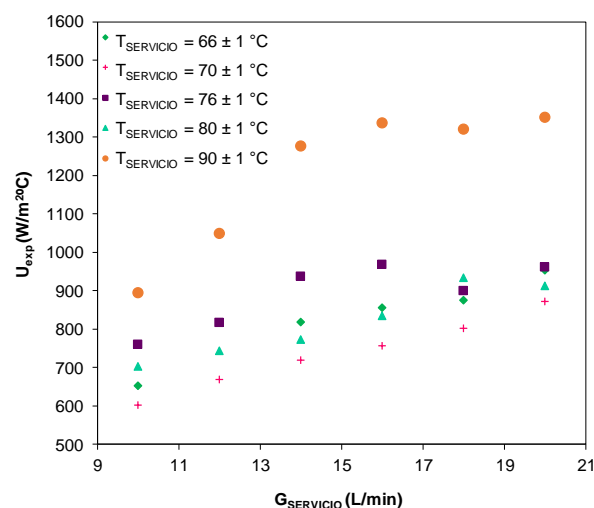


Experimentalmente, se observa con claridad el comportamiento esperado, esto es debido a que el evaporador fue operado con agua como fluido de trabajo y como fluido de servicio. Sin embargo, el equipo fue diseñado, dimensionado y construido para integrarse posteriormente a un transformador térmico por absorción y operar con el par de trabajo LiBr-C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>O<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O, también conocida como Carrol®, este comportamiento térmico permite concluir que el equipo está sobre diseñado para operar con H<sub>2</sub>O-H<sub>2</sub>O, por lo que se espera que su operación con solución de trabajo sea óptima.



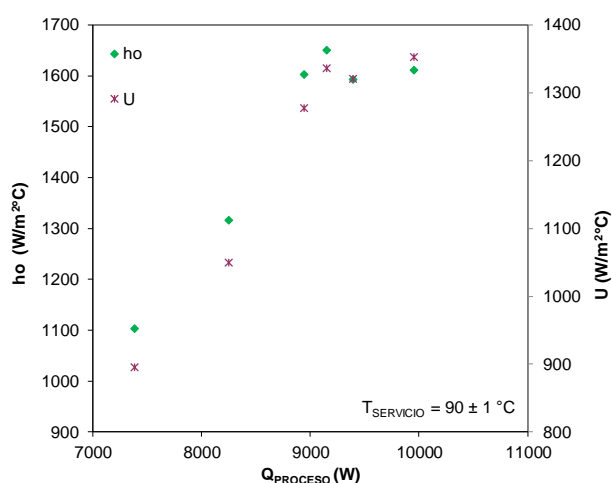
**Gráfico 5** Tendencia del Coeficiente Global experimental para dos temperaturas de servicio (Solorzano, 2018)

En el gráfico 6 muestra el comportamiento del coeficiente total de transferencia de calor experimental ( $U_{exp}$ ) respecto al flujo volumétrico ( $G_{SERVICIO}$ ) para cinco temperaturas de servicio. Las pruebas se realizaron para 6 condiciones de flujo volumétrico, la figura muestra que los coeficientes totales de transferencia de calor más altos se obtienen con la condición de mayor temperatura de servicio. Este comportamiento es debido a que los tubos helicoidales y el aumento del flujo volumétrico favorecen la turbulencia, lo que a su vez incrementa la cantidad de movimiento y a mayores temperaturas de servicio la transferencia de calor también es mayor. Para el caso de la temperatura  $T_{SERVICIO}=76 \pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}$ , se observa una caída del coeficiente de global para los flujos de 18 y 20 L/min, esto se debe a una caída en la presión del sistema lo cual implica disminución en la potencia suministrada.



**Gráfico 6** Coeficiente global en función del flujo de servicio (Solorzano, 2018)

En el gráfico 7 se muestran los coeficientes convectivos y globales para una temperatura de servicio de 90 °C. Se observa que al incrementar el calor de proceso se incrementa el valor de los coeficientes, esto se debe a que al aumentar la carga térmica se genera más cantidad de vapor en la cámara. A esta temperatura se obtuvieron los valores más altos de ambos coeficientes 1650 W/m<sup>2</sup> °C para el coeficiente convectivo y 1352 W/m<sup>2</sup> °C para el coeficiente global. Por lo que podemos concluir que esta geometría es adecuada para el proceso de evaporación.



**Gráfico 7** Coeficientes de Transferencia de Calor para  $T_{SERVICIO}=90 \text{ } ^\circ\text{C}$  (Solorzano, 2018)

## Agradecimientos

Los autores agradecen a la empresa ALDETEC, CONACyT, al IER-UNAM, al CIICAP-UAEM y al Dr. Roberto Best y Brown por el apoyo proporcionado para la realización del proyecto.

## Conclusiones

En el presente trabajo se realizó la operación de un equipo dúplex EVAPORADOR-CONDENSADOR con geometría helicoidal utilizando una solución H<sub>2</sub>O-H<sub>2</sub>O como fluido de trabajo. El equipo mostró una buena estabilidad durante las pruebas experimentales, realizando hasta 6 condiciones experimentales en una prueba con duración de 5 horas con variaciones de temperatura de  $\pm 1$  °C. Se obtuvieron los coeficientes de transferencia de calor experimentales convectivos y globales del evaporador, el cual opera mediante el principio de película descendente sobre tubos helicoidales. Los resultados muestran valores máximos del coeficiente convectivo de 1650 W/m<sup>2</sup> K y de 1352 W/m<sup>2</sup> K para el global, lo cual es superior a los reportados por equipos con geometría de coraza y tubos. En cuanto a la sensibilidad del equipo, se pudo observar que la transferencia de calor se promueve a temperaturas de servicio de 90 °C y flujos de 20 L/min, lo cual se ve reflejado también en la eficiencia del equipo. Por lo que podemos concluir que al integrarse este equipo a un transformador térmico por absorción para realizar las operaciones de Generación y Condensación tendrá un buen desempeño.

## Referencias

- Bakhtiari B., Fradette L., Legros R., Paris J., (2010). Opportunities for the integration of absorption heat pumps in the pulp and paper process. *Energy*, 35, 4600-4606.
- Bergman, T, Lavine, A, Incropera, F, DeWitt, D. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Séptima Edición. John Wiley and Sons.
- Bird B., Stewart W., Lightfoot E. (2007) *Fenómenos de Transporte*. Segunda Edición. Limusa Wiley.
- Demesa N., Huicochea A., Hernández J.A., Siqueiros J. (2017). Heat transfer coefficients for evaporator with nested helical coils. *International Journal Thermal Science*, 121, 390-397.
- Devotta S., Patwardhan V. S. (1989). *Short course and workshop on heat pumps and energy conservation* Chemical Engineering Division, National Chemical Laboratory, NCL and University of Salford (U.K.). pp 1.1-1.4, 4.7-4.8.
- Donnellan P, Cronin K, Byrne E (2015). Recycling waste heat energy using vapour absorption heat transformers: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 42, 1290-1304.
- Essalhi N, Fguiri A, Marvillet Ch, Razak M.J. (2017). *International Journal of Hydrogen Energy*, 42, 8888-8897.
- Hewitt G.F, G.L. Shires, F.R. Bott (1992) *Process Heat Transfer*, CRC.
- Horus I., Kurt B. (2010). Absorption heat transformers and an industrial application. *Renewable Energy*, 35, 2175-2181.
- Incropera F.P., De Witt D.P., (2002). *Fundamentos de Transferencia de Calor: Cuarta Edición*. Prentice Hall.
- Li S., Ji-tian H., Guo-ping S., Ji-hong P. (2007). Condensation heat transfer of R-134a in a horizontal straight and helically coiled tube-in-tube heat exchangers. *Journal of Hydrodynamics*, 19, 677-682.
- Ma X., Chen J., Li S., Sha Q., Liang A., Li W., Zhang J., Zheng G., Feng Z. (2003). Application of absorption heat transformer to recover waste heat from a synthetic rubber plant. *Applied Thermal Engineering*, 23, 797-806.
- Mohamed E. Ali. Experimental investigation of natural convection from vertical helical coiled tubes (1994). *International Journal Heat and Mass Transfer*, 37, 665-671.

Morales L.I., Demesa N. (2016). Reporte Técnico del Proyecto “Diseño y desarrollo de un Transformador Térmico Por Absorción (TTA) a nivel piloto para el ahorro energético de la Industria Textil”. ALDETEC, CONACyT.

Parham K., Khamooshi M., Tematio D., Yari M. (2014) Absorption heat transformers—a comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 34, 430-452.

Prabhanjan D.G, Raghavan G.S.V, Rennie T.J. (2002). Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*; 29, 185-191.

Rivera W, Best R, Cardoso MJ, Romero RJ, (2015). A review of absorption heat transformers. *Applied Thermal Engineering*. 91, 654-670.

Solorzano P. (2018). Determinación de los Coeficientes de Transferencia de Calor de un Generador-Condensador Compacto para un Transformador Térmico. Tesis de Licenciatura. FCQeI-UAEM.

## Análisis del desempeño higrotérmico de cava de vino subterránea

### Analysis of thermal performance of underground wine cellar

JIMÉNEZ-LÓPEZ, Verónica†\*, GÓMEZ-AMADOR, Adolfo, BENNI, Stefano y BOJÓRQUEZ-MORALES, Gonzalo

*Universidad de Colima, Programa Interinstitucional de Doctorado en Arquitectura.*

ID 1<sup>er</sup> Autor: *Verónica, Jiménez-López/ ORC ID: 0000-0003-1564-1479, CVU CONACYT ID: 399944*

ID 1<sup>er</sup> Coautor: *Adolfo, Gómez-Amador/ ORC ID: 0000-0002-1071-0861*

ID 2<sup>do</sup> Coautor: *Stefano, Benni/ ORC ID: 0000-0002-1425-172X*

ID 3<sup>er</sup> Coautor: *Gonzalo, Bojórquez-Morales/ ORC ID: 0000-0001-9303-9278, Researcher ID Thomson: C-8687-2018, CVU CONACYT ID: 79645*

Recibido 19 de Octubre, 2018; Aceptado 15 de Noviembre, 2018

#### Resumen

El control de la temperatura es fundamental para el envejecimiento del vino, lo que representa mayor tiempo de uso de sistemas electromecánicos para enfriamiento y humidificación interior, que incrementa el costo operativo de las cavas de vino. Los edificios subterráneos representan una solución constructiva para maximizar el desempeño térmico y la eficiencia energética, al utilizar las propiedades termofísicas del subsuelo para la reducción de la oscilación de la temperatura interior, sin embargo, dicho efecto dependerá de las características del edificio y del lugar de estudio. El objetivo del presente trabajo fue analizar el desempeño higrotérmico de una cava de vino subterránea ubicada en el Valle de Guadalupe, México, con datos de temperatura de bulbo seco y humedad relativa, obtenidos por monitoreo durante 1 año. De manera asincrónica se midieron las condiciones del exterior con una estación meteorológica. Para el análisis se consideraron rangos teóricos de temperatura y humedad óptimos para envejecimiento del vino con base en autores líderes en el tema. Los resultados mostraron el efecto del subsuelo y de las variaciones meteorológicas del exterior sobre las condiciones interiores para el periodo frío (diciembre a febrero) y el periodo cálido (junio a septiembre).

#### Monitoreo higrotérmico, Cava de vino, Desempeño higrotérmico

#### Abstract

Temperature control is fundamental for the aging of wine, which requires more time of use of electromechanical systems for interior cooling and humidification that increases the operative cost of wine cellars. The underground buildings represent a constructive solution to maximize the thermal performance and energy efficiency, by using the thermophysical properties of the subsoil for the reduction of the interior temperature, however, this effect depends on the characteristics of the building and the study site. The main objective of the present work was to analyze the hygrothermal performance of an underground wine cellar in Guadalupe Valley Mexico, using data of dry bulb temperature and relative humidity monitored for 1 year. The conditions of the external microclimate were measured asynchronously with a weather station. For the analysis, theoretical ranges of optimum temperature and humidity for wine aging are considered, based on literature of leading authors. The results show the effect of the subsoil and the meteorological variations of the exterior on the interior conditions for the cold period (December to February) and the warm period (June to September).

#### Hygrothermal monitoring, Wine cellar, Hygrothermal performance

**Citación** JIMÉNEZ-LÓPEZ, Verónica, GÓMEZ-AMADOR, Adolfo, BENNI, Stefano y BOJÓRQUEZ-MORALES, Gonzalo. Análisis del desempeño higrotérmico de cava de vino subterránea. *Revista de Sistemas Experimentales* 2018, 5-17: 10-17

\*Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: [vjimenez0@ucol.mx](mailto:vjimenez0@ucol.mx))

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

Las cavas de vino requieren espacios interiores con condiciones controladas de temperatura y humedad para la conservación y envejecimiento del vino (Considine y Frankish, 2014), para lograrlo es necesario el uso de sistemas electromecánicos de enfriamiento que representan altos consumos de energía eléctrica, sobre todo en periodos cálidos.

El control de las condiciones ambientales interiores es un problema común en la industria vinícola y otros sectores de la agroindustria donde la producción y almacenamiento requiere el uso de sistemas electromecánicos de enfriamiento, para lograr rangos adecuados de temperatura y humedad que aseguren la calidad del producto final.

La revisión de trabajos diversos sugiere un rango de temperatura de bulbo seco de 10 °C a 20 °C (algunos autores consideran un límite más estricto con un mínimo de 8 °C y un máximo de 15 °C) y humedad relativa de 30% a 75% para el envejecimiento del vino (Tinti et al., 2014), sobrepasar los límites anteriores puede afectar el proceso de fermentación, ocasionar la pérdida del vino dentro de las barricas o propiciar la aparición de moho (Ocón, et al., 2011).

Los edificios subterráneos son una opción constructiva para reducir la demanda de energía en comparación con los edificios convencionales construidos sobre el nivel natural del terreno, lo anterior, debido a las propiedades termofísicas del subsuelo que disminuyen la oscilación de la temperatura.

En un sentido histórico, en Georgia el país más antiguo en producción de vino, antes de la era cristiana los Marani eran espacios donde se almacenaba el vino en ollas de barro llamadas qvevris, las cuales se enterraban para su conservación (Barisashvili, 2011).

En la región central de España, las cavas de vino tradicionales son construcciones vernaculas subterráneas, que tienen consumos mínimos de agua y electricidad, debido a la estabilidad higrotérmica de las condiciones interiores en comparación con el exterior no es necesario el uso de sistemas electromecánicos de enfriamiento para conservar el vino (Mazarrón, Cid-Falceto y Cañas, 2012).

El objetivo del presente trabajo fue analizar el desempeño higrotérmico del área de envejecimiento subterránea de una cava de vino, a partir de datos de temperatura de bulbo seco y humedad relativa obtenidos con mediciones realizadas en el interior y exterior, en dos periodos de estudio, frío (diciembre a febrero) y cálido (junio a septiembre).

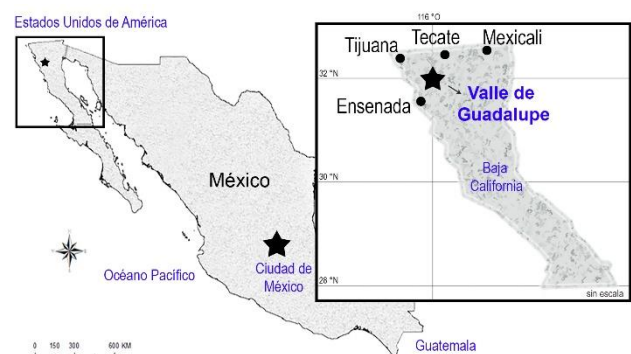
## Materiales y métodos

El diseño metodológico de la investigación incluyó la 1. Caracterización de la zona de estudio y la cava de vino monitoreada, 2. La descripción del monitoreo interior y exterior, así como 3. El método de análisis de los datos obtenidos.

## Área y cava de vino estudiada

El Valle de Guadalupe se ubica al Noroeste de México (32°05'47" N y 116°34'21" O), en el Municipio de Ensenada, Baja California, a 100 kilómetros de distancia con la frontera Suroeste de Estados Unidos, dentro de los paralelos 30° y 50° Norte, reconocidos como las franjas geográficas de producción mundial del vino (Figura 1).

La topografía del Valle de Guadalupe oscila entre los 250 y 500 MSNM (metros sobre el nivel del mar), con una altura promedio de 375 MSNM, se estima que la sierra que rodea a la zona tiene una altura máxima de 1,050 MSNM (Instituto Nacional de Estadística y Geografía, 2016.). La brisa proveniente del océano pacífico le proporciona al Valle características climáticas de tipo mediterráneo, lo cual permite el crecimiento de ciertos varietales de uva en la región.

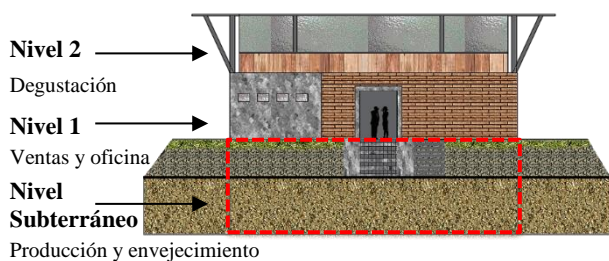


**Figura 1** Ubicación geográfica del Valle de Guadalupe

*Fuente: Elaboración Propia*

En el Valle de Guadalupe se produce el 90% del vino mexicano, por lo que es la región vitivinícola de mayor importancia en el país (Cavazos, 2012). Se tiene el registro de más de 80 casas vinícolas distribuidas en las tres delegaciones que componen a la zona de estudio, Francisco Zarco, San Antonio de las Minas y El Porvenir, de las cavas existentes más del 75% son de producción artesanal, es decir, empresas pequeñas enfocadas en la elaboración de vino con procesos y técnicas tradicionales con menos de 900 hl de vino producido al año (10,000 cajas de vino).

La cava de vino estudiada se localizó en el Ejido El Porvenir, donde se concentra el 47% de las cavas productoras de vino artesanal (Dato obtenido por recorridos en la zona durante el año 2017). El edificio se ubica a una altura de 327 MSNM y tiene una producción anual de 270 hl (3,000 cajas de vino). La fachada principal tiene orientación suroeste, es una construcción de planta arquitectónica rectangular, de tres niveles, de los cuáles uno es subterráneo con una altura total de 5 m. Los muros subterráneos son de dos materiales, 3 m de mampostería de piedra y 2 m de bloques de concreto, techos de estructura metálica y pisos de firme de concreto (Figura 2 y 3).



**Figura 2** Esquema de la fachada de cava de vino de estudio  
Fuente: *Elaboración Propia*

El tipo y distribución de los espacios del edificio vinícola estudiado coincide con el ideal para elaboración del vino mencionado por algunos autores (Sánchez-Medrano, 2003 y Torregiani et al., 2011). Se identificaron dos áreas interiores principales en el nivel subterráneo, una para producción y otra para envejecimiento del vino (Figura 3). La cava cuenta con sistemas activos de enfriamiento y humidificación en el área donde se ubican las barricas para envejecimiento del producto.



**Figura 3** Nivel subterráneo. Izquierda: Área de envejecimiento y derecha: Área de producción  
Fuente: *Jiménez (2016)*

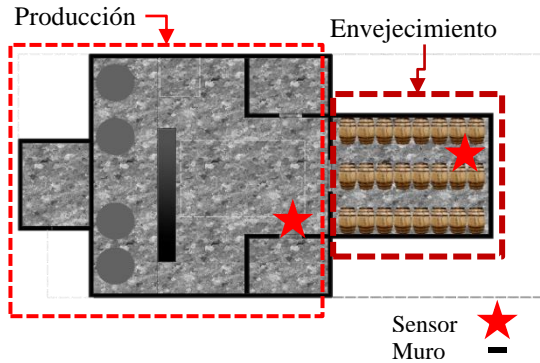
### Monitoreo higrotérmico

El objetivo principal del proceso de monitoreo fue conocer el comportamiento de las condiciones higrotérmicas dentro de la cava de vino durante un año. En el monitoreo interior se consideraron siete aspectos: 1) Espacios fundamentales de una cava de vino, 2) Selección de instrumentación disponible, de fácil transportación y colocación, 3) Ubicación de sensores en el interior de la cava, 4) Frecuencias de registro de datos, 5) Calibración de sensores y 7) Zonas de colocación de sensores.

En el interior se utilizaron registradores de datos (*data logger*) con sensores tipo transductor de cobre constatan con dos salidas externas, para medir temperatura de bulbo seco (TBS), temperatura de globo negro (TGN) y humedad relativa (HR), se tomó en cuenta la norma ASTM C 1046-95. El rango de medición de temperatura de los sensores utilizados fue de  $-20^{\circ}\text{C}$  a  $70^{\circ}\text{C}$  y humedad relativa de 5% a 95%, la precisión para medición de temperatura fue de  $\pm 0.35^{\circ}\text{C}$  de  $0^{\circ}\text{C}$  a  $50^{\circ}\text{C}$  y para humedad relativa de  $\pm 2.5\%$  de 10% a 90% hasta un máximo de  $\pm 3.5\%$ , la resolución de  $0.03^{\circ}\text{C}$  para temperatura y  $0.05\%$  para humedad relativa.

Las mediciones se realizaron para el área de producción donde se ubica la maquinaria y se llevan a cabo los procesos de elaboración del vino, y en el área de envejecimiento donde el vino se almacena en barricas (Figura 4). En el presente trabajo se exponen los resultados del área de envejecimiento solamente.





**Figura 4** Planta arquitectónica de ubicación de sensores en interior del nivel subterráneo

Fuente: *Elaboración Propia*

La altura de colocación de los sensores en el interior fue de aproximadamente 1.20 m, se tomó como referencia la altura promedio en la que se encontraban las barricas y la ubicación estuvo condicionada a evitar la interrupción de las actividades diarias realizadas en el área.

En el exterior se colocó una micro estación meteorológica con sensores para medición de presión atmosférica, temperatura de bulbo seco, humedad relativa, radiación solar, dirección y velocidad del viento. La ubicación se definió a partir de los criterios de emplazamiento que menciona la Organización Meteorológica Mundial (OMM) en la guía de prácticas climatológicas (Organización Meteorológica Mundial, 2011).

Se realizaron mediciones de prueba con la intención de establecer frecuencias de registro de datos y visitas para mantenimiento y descarga de datos. En el interior fue de 15 minutos y de 30 minutos en el exterior, lo que permitió la descarga de datos cada 30 días.

### Análisis de datos

Con los datos registrados se estimaron promedios horarios de dos variables: 1) Temperatura: 1.a. Temperatura de bulbo seco exterior (micro estación meteorológica), 1.b. Temperatura de bulbo seco interior (área de envejecimiento) y 2) Humedad relativa: 2.a. Humedad relativa exterior (micro estación meteorológica), 2.b. Humedad relativa interior (área de envejecimiento).

Se analizó el efecto de las condiciones exteriores sobre el ambiente higrotérmico interior, a partir del cálculo de porcentajes de diferencia de incremento, para lo que se utilizó la ecuación siguiente:

$$\% \text{ dif} = \frac{\text{valor mayor} - \text{valor menor}}{\text{valor menor}} \times 100 \quad (1)$$

En la comparación de los datos obtenidos, se utilizaron como referencia los rangos óptimos de temperatura ambiente interior (10 °C a 20 °C) y humedad relativa (30% a 75%) para envejecimiento del vino, obtenidos a partir de la revisión teórica de autores diversos (Tabla 1).

Autor de referencia	Temperatura de bulbo seco (°C)	Humedad relativa (%)
Mazarrón y Cañas (2008)	≤ 18	70%
Steiner (2010)	13 – 20	40% - 60%
Ramos y Blasco (2011)	18 – 20 para vinos blancos.	30% – 75%
Bondiac, citado en Barbaresi, et al. (2014)	10 – 12	--
Marescalchi, citado en Barbaresi, et al. (2014)	15 – 20	--
Marrara et al. (2014)	12 – 16	--
Considine y Frankish (2014)	≤ 20 para vinos tintos y < 16 para vinos blancos.	--
Tinti et al. (2014)	--	≥ 70%

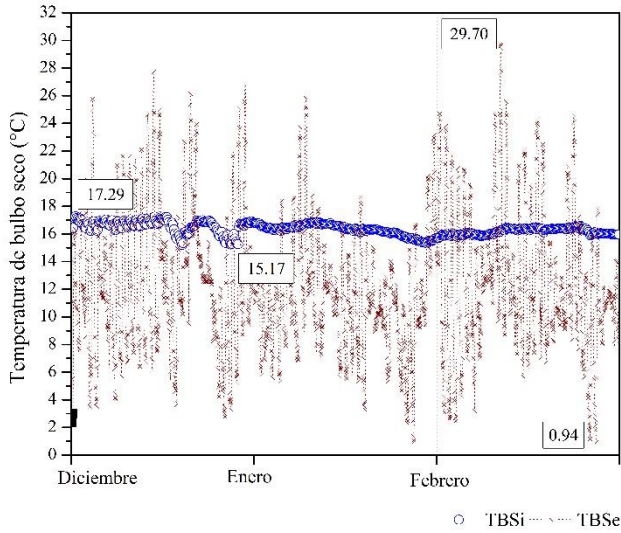
**Tabla 1** Temperatura ambiente interior óptima para el área de envejecimiento en una cava de vino

Fuente: *Elaboración Propia a partir de Mazarrón y Cañas (2008), Steiner (2010), Ramos - Sanz y Blasco – Lucas (2011), Barbaresi et al. (2014), Considine y Frankish (2014), Marrara et al. (2014) y Tinti et al. (2014)*

### Resultados

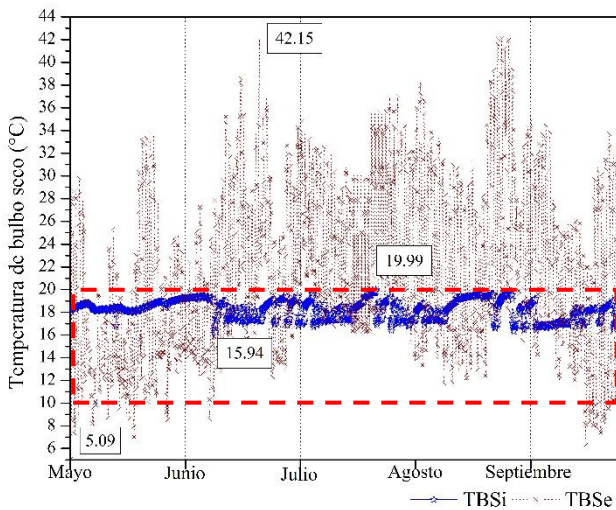
En el periodo frío (diciembre a febrero) se observó que la temperatura de bulbo seco interior (TBSi) se ubicó dentro del rango óptimo para envejecimiento del vino (10 °C a 20 °C). La oscilación máxima registrada en la TBSi fue de 2.1 °C, el valor máximo se registró en diciembre mientras que el mínimo en enero (Figura 5).

Al realizar un comparativo de valores máximos y mínimos registrados dentro y fuera de la cava de vino, la máxima temperatura de bulbo seco exterior (TBSe) fue 71.8% mayor en comparación con la TBSi máxima registrada. La TBSi mínima fue 45% mayor en comparación con la TBSe (Figura 5). En el exterior la oscilación máxima de temperatura fue de más de 28 °C y se presentó en el mes de febrero (Figura 5).



**Figura 5** Comparativo de temperatura de bulbo seco interior con el exterior. Periodo frío  
 Fuente: Elaboración Propia

La humedad relativa interior (HRi) registrada durante el periodo frío se ubicó dentro del rango óptimo de 30% a 75%, solo durante el mes de diciembre. A partir del mes de enero la HRi estuvo por encima del límite máximo establecido y se registró un valor máximo de 98.7% en el mes de febrero, mientras que el mínimo fue de 32.8% en diciembre. Por lo anterior, la oscilación máxima registrada en el periodo para la HRi fue de 65.9% (Figura 6).

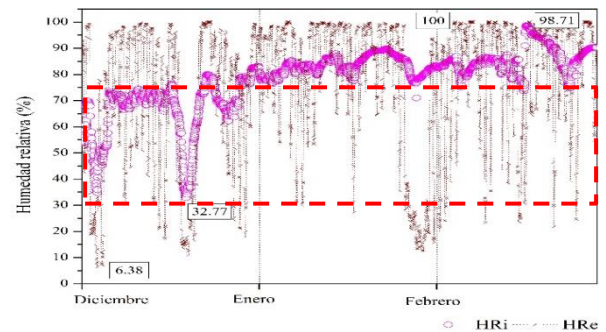


**Figura 6** Comparativo de humedad relativa interior y exterior. Periodo frío  
 Fuente: Elaboración Propia

En el exterior, la humedad relativa (HRe) máxima registrada fue de 100%, valor que se registró en los tres meses del periodo, mientras que la mínima fue de 6.4% y que se presentó en el mes de diciembre (Figura 6).

En el periodo cálido (mayo a septiembre) los resultados obtenidos con el monitoreo mostraron valores dentro del rango óptimo para envejecimiento del vino en barricas. El valor máximo de TBSi registrado fue de 19.9 °C en el mes de julio y agosto, mientras que la mínima TBSi fue de 15.94 °C en el mes de junio, una oscilación máxima de 4 °C durante el periodo (Figura 7).

La TBSe máxima registrada fue de 42.2 °C en el mes de junio y la mínima de 5.1 °C en mayo, es decir, la oscilación máxima de la temperatura en el exterior fue de 37 °C. Al comparar exterior contra interior, la TBSe máxima registrada fue 111% mayor en comparación con el valor máximo obtenido de TBSi. En cuanto a valores mínimos, la diferencia fue 213% mayor dentro de la cava en comparación con los datos de TBSe (Figura 7).

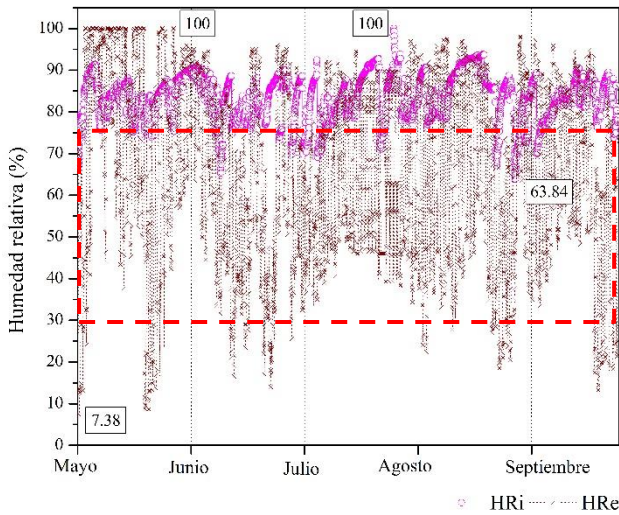


**Figura 7** Comparativo de temperatura de bulbo seco interior y exterior. Periodo cálido  
 Fuente: Elaboración Propia

En relación con la HRi, la mayor parte de las horas del periodo cálido se obtuvieron valores por encima del límite máximo de 75%. La oscilación máxima de la HRi fue de hasta 36%, lo cual indicó caídas significativas en la cantidad de vapor de agua contenida en el ambiente, principalmente durante la noche (Figura 8). La HRi máxima registrada fue de 100% y se registró en el mes de agosto, mientras que la mínima registrada en el interior fue de 63.8%.

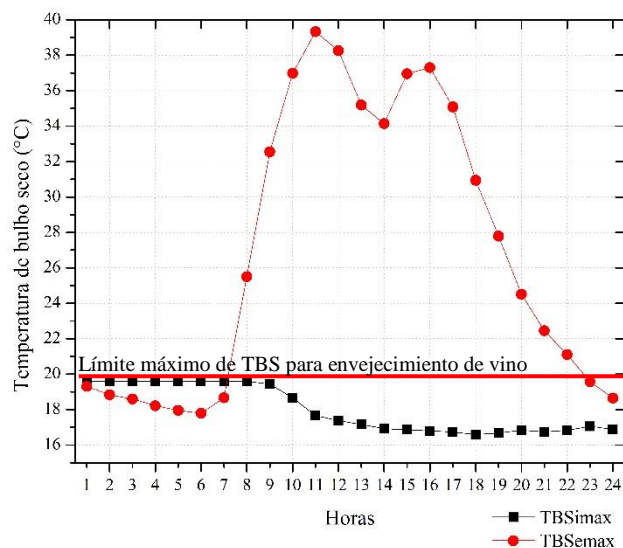
En el exterior, los valores máximos de HRe se presentaron durante el mes de mayo y fueron de hasta 100%, dicho fenómeno se registró a partir de las 12 pm hasta las 3 am, mientras que la mínima HRe fue de 7.4%, valor obtenido durante el mes de mayo también y principalmente durante las horas de 8 a 11 a.m. La oscilación máxima de la HRe fue de hasta 65% (Figura 8).





**Figura 8** Comparativo de humedad relativa interior y exterior. Periodo cálido  
Fuente: *Elaboración Propia*

El mes de agosto fue el mes crítico del periodo cálido debido a que se registraron las TBSi promedio horarias máximas diarias de todo el año. Al realizar un análisis solo del día que registró las máximas promedio horarias, la oscilación de la temperatura interior en comparación con el exterior fue de 19.7 °C (Figura 9).



**Figura 9** Día de TBS horaria máxima promedio interior. 28 de agosto 2017  
Fuente: *Elaboración propia*

En el día crítico analizado en la Figura 9, es importante destacar que en ningún momento del año se sobrepasó el límite de temperatura máximo establecido para envejecimiento del vino (20 °C).

**Conclusiones**

Los resultados permiten concluir que, en los dos periodos estudiados, la temperatura de bulbo seco interior (TBSi) se mantuvo por debajo de los 20 °C, límite teórico máximo definido como óptimo para envejecimiento del vino (Figuras 5 y 7).

En el Valle de Guadalupe, durante el periodo frío la oscilación de la temperatura exterior fue de 28.7 °C, en el interior dicha variación fue de 2.1 °C. Mientras que en el periodo cálido la oscilación exterior fue de 21.3 °C y en el interior de 4.05 °C. Los datos anteriores muestran que la temperatura exterior tiene poca influencia en las oscilaciones del interior y que concuerda con los resultados obtenidos en trabajos similares previos (Martín y Cañas, 2005). Esto se debió al efecto de la masa térmica que rodea a la envolvente del nivel subterráneo.

También se observó que los datos medidos en el periodo cálido tuvieron mayor oscilación entre la máxima y la mínima diaria, debido a que durante los meses de mayo a octubre en el interior de la cava se utilizaron sistemas electromecánicos para el enfriamiento y humidificación de la zona, por lo que la TBSi se matuvo estable durante el día y se registraron aumentos de temperatura durante la noche, aunque no significativos.

El uso de pulverizadores de agua para humidificación durante el periodo cálido se reflejó en los datos obtenidos de humedad relativa, los valores aumentaron durante el día a partir de las 10 a.m y disminuyeron a partir de las 11 p.m.

La refrigeración y humidificación activa en el interior no permitió registrar los valores de TBSi y HRi producto del efecto de la envolvente del edificio durante el periodo cálido, sin embargo, en el periodo frío se observó un desempeño higrotérmico interior apto para el almacenamiento y envejecimiento del vino, lo que demuestra las ventajas térmicas de los edificios subterráneos (Mazarrón y Cañas, 2009.).

El objetivo principal de este trabajo de investigación fue analizar el desempeño higrotérmico de una cava subterránea, donde se almacena y envejece el vino, con la intención de llenar un vacío en la información local sobre los edificios vinícolas y la efectividad de las construcciones subterráneas a partir del monitoreo de las condiciones higrotérmicas interiores, donde el único antecedente realizado en una zona próxima al Valle de Guadalupe, es el trabajo de Calderón et al., (2015), pero que no aborda el beneficio del subsuelo como estrategia de diseño pasivo para regular las condiciones térmicas interiores.

Los resultados obtenidos pueden ser útiles para el diseño de edificios dedicados a la agroindustria, a la producción de cerveza artesanal, aceite de oliva o queso, que requieren del control de las condiciones de temperatura y humedad para su elaboración.

De manera asincrónica se realizaron mediciones de temperatura de globo negro en el interior de dos cavas de vino, para observar el efecto de radiación de las barricas hacia el ambiente, así como mediciones de la temperatura del subsuelo a diferentes profundidades con la intención de analizar el efecto de las propiedades termofísicas del terreno, en la oscilación de las temperaturas interiores en cavas subterráneas, dichos resultados se publicarán en trabajos posteriores.

### Agradecimientos

A Dr. Marcos E. González Trevizo, Dr. Julio C. Rincón Martínez, Dr. Daniel A. Olvera García, por su apoyo en el montaje de sensores para monitoreo higrotérmico. A Dr. ZBJ por sus contribuciones al trabajo de investigación. A los propietarios de las vinícolas visitadas por su apoyo y confianza para la realización del presente estudio. Al Laboratorio de Diseño Ambiental, a la Facultad de Arquitectura y Diseño e Instituto de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Baja California por el préstamo de instrumentos y estaciones meteorológicas.

### Referencias

American Society for Testing and Materials. (2013). *ASTM C 1046-95 Standard Practice for In-Situ Measurement of Heat Flux and Temperature on Building Envelope Components*. Pennsylvania: Author.

Barbaresi, A., Torregiani, D., Benni, S. y Tassinari, P. (2014). Underground cellar thermal simulation: Definition of a method for modelling performance assessment based on experimental calibration. *Energy and Buildings*, 76: 363-372.

Barisashvili, G. (2011). *Making wine in Qvevri – a unique Georgian tradition*. Elkana. Págs. 34. Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI). 2016. *Topografía*. <http://www.inegi.org.mx/geo/contenidos/topografia/>. 05 de mayo de 2017.

Calderón, C., Baeza, O., y Bojórquez, G. (2014). Evaluación higrotérmica invernal de una cava de vino en el Valle de Guadalupe, Baja California, México. *La cultura científica en la Arquitectura. Patrimonio, Ciudad y Medio ambiente*. Universidad Autónoma de Aguascalientes. 355-366.

Cavazos, M.T. (2012). *Situación actual y bajo escenarios de cambio climático de la industria vitivinícola de Baja California, México*. Departamento de Oceanografía Física, CICESE. Baja California. Págs. 76.

Considine, J. A. y Frankish, E. (2014). *A complete guide to quality in small-scale wine making*. Págs. 224. ISBN: 9780124080812.

Marrara, V., Barreca, F. y Di Fazio, S. (2014). Green roofs in the sustainable design of agrifood buildings: a case-study in Calabria (Italy). *Proceedings International Conference of Agricultural Engineering*, Zurich. Págs. 8.

Mazarrón, F. y Cañas, I. (2008). Exponential sinusoidal model for predicting temperature inside underground wine cellars from a Spanish region. *Energy and Buildings*, 40: 1931 – 1940.

Mazarrón, F. y Cañas, I. (2009). Seasonal analysis of the thermal behaviour of traditional underground wine cellars in Spain. *Renewable Energy*, 34, 2484-2492. doi:10.1016/j.renene.2009.03.002

Mazarrón, F., López - Ocón, E., Garcimartín, M.A. y Cañas, I. (2013). Assessment of basement constructions in the winery industry. *Tunnelling and Underground Space Technology*, 35, 200–206.

Ocón, E., Gutierrez, A. R., Garijo, P., Santamaría, P., López, R., Olarte, C. y Sanz, S. (2011). Factors of influence in the distribution of mold in the air in a wine cellar. *Journal of Food Science*, Vol. 76, número 3, 169-174.

Organización Meteorológica Mundial. (2011). *Guía de prácticas climatológicas. OMM-N°100*. Consultado el 09 de abril de 2017 en: [http://www.wmo.int/pages/prog/wcp/ccl/guide/documents/wmo\\_100\\_es.pdf](http://www.wmo.int/pages/prog/wcp/ccl/guide/documents/wmo_100_es.pdf).

Ramos - Sanz, A. y Blasco – Lucas, I. (2011). Condiciones higrotérmicas de fermentación de vinos comunes y finos de variedades blancas y tintas. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 15. Argentina. ISSN 0329-5184.

Sánchez - Medrano, F. J. (2003). Arquitecturas vinícolas. *Congreso sobre Etnoarqueología del vino. Murcia: Universidad de Murcia*. Págs. 395-412.

Steiner, T. E. (2010). What is the best sterilization option for the bottling line? Winemaking problems solved. Woodhead Publishing Series. *Food Science, Technology and Nutrition*, 193. Págs. 150 – 153.

Tinti, F., Barbaresi, A., Benni, S., Torregiani, D., Bruno, R. y Tassinari, P. (2014). Experimental analysis of shallow underground temperature for the assessment of energy efficiency potential of underground wine cellars. *Energy and Buildings*, 80: 451-460.

Torregiani, D., Benni, S., Corzani, V., Tassinari, P. y Galassi, S. (2011). A meta-design approach to agroindustrial buildings: A case study for typical italian wine productions. *Land Use Policy*, 28: 11-18.

## Análisis experimental de una bomba de calor aire-agua que opera en una alberca pública en condiciones invernales

### Experimental analysis of a heat pump air-water which operates at a public pool in a position to overwinter them

LÓPEZ-CALLEJAS, Raymundo†\*, VACA-MIER, Mabel, TERRES-PEÑA, Hilario y LIZARDI-RAMOS, Arturo

*Universidad Autónoma Metropolitana-Azcapotzalco*

ID 1<sup>er</sup> Autor: *Raymundo, López-Callejas* / ORCID ID: 0000-0001-9415-3435, Researcher ID Thompson: H-2084-2018, CVU CONACYT ID: 213601

ID 1<sup>er</sup> Coautor: *Mabel, Vaca-Mier* / ORCID ID: 0000-0002-1341-7863, CVU CONACYT ID: 12369

ID 2<sup>do</sup> Coautor: *Hilario, Terres-Peña* / ORCID ID: 0000-0001-7996-5734, Researcher ID Thompson: G-6072-2018, CVU CONACYT ID: 98093

ID 3<sup>er</sup> Coautor: *Arturo, Lizardi-Ramos*

Recibido Octubre 4, 2018; Aceptado Diciembre 5, 2018

#### Resumen

En este trabajo se analiza el comportamiento de una bomba de calor del tipo aire-agua, la cual suministra el calor necesario para el calentamiento del agua de una alberca pública en condiciones invernales. La alberca utilizada está ubicada en la zona cercana a la Universidad Autónoma Metropolitana, es de dimensiones olímpicas (50 m de longitud, 25 m de ancho y 1.50 m de profundidad). Por ser para todo público opera en un horario de 6:00 de la mañana a las 21:00 durante seis días a la semana. La temperatura del agua debe ser de 28 °C todo el tiempo de operación y el calor requerido por el agua se suministra mediante un sistema de 16 bombas de calor que trabajan en forma alternada. La evaluación del sistema se realizó en los meses comprendidos de diciembre a marzo de los años 2016, 2017 y 2018. Las bombas de calor deben suministrar en promedio 180 kW de calor al agua para mantenerla en las condiciones requeridas de operación. El coeficiente de operación (COP) de las bombas de calor más bajo fue de 4.5 entre las 6:00–10:00 h y correspondió al mes de febrero. El promedio en el horario de 13:00–15:00 h fue de 5.8. Para el periodo vespertino entre 19:00–21:00 h, en promedio se obtuvo un valor de 5.2. Estos valores difieren de los obtenidos para otras épocas del año y están muy alejados del 7.0 que reporta el fabricante para este periodo del año.

**Bomba de calor, COP, Bomba aire-agua, Estación invernal**

#### Abstract

This work analyzes the behavior of an air-water type heat pump, which provides the necessary heat for raising the temperature of water from a public pool in winter conditions. The studied pool is located in the area close to the Autonomous Metropolitan University; it is of Olympic dimensions (50 m-long, 25 m-wide and 1.50 m-deep). Since these are public premises, they operate on a schedule from 6:00 to 21:00 a.m. six days a week. The water temperature should be 28 °C throughout the operation time and the heat required by the water is supplied by means of an 18 heat-pumps system, intermittently working. The system was evaluated in the periods comprehending December to March of the years 2016, 2017, and 2018. Heat pumps should deliver on average 180 kW of heat into the water to keep the pool in the required operation conditions. The operation performance coefficient (COP) of heat pumps was 4.5 between 6:00-10:00 h, during february. The average value in the 13:00-15:00 h. period was 5.8. For the evening period between 19:00-21:00 h the average value was 5.2. These values differ from those obtained for other seasons of the year and are far away from the value of 7.0 reported by manufacturer for this time of the year.

**Heat pump, COP, Heat pump air water, Winter season**

**Citación:** LÓPEZ-CALLEJAS, Raymundo, VACA-MIER, Mabel, TERRES-PEÑA, Hilario y LIZARDI-RAMOS, Arturo. Análisis experimental de una bomba de calor aire-agua que opera en una alberca pública en condiciones invernales. Revista de Sistemas Experimentales 2018, 5-17: 18-25

\*Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: rlc@correo.azc.uam.mx)

†Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

Para satisfacer la demanda agua caliente de la alberca del Centro Acuático Azcapotzalco cuyas dimensiones físicas son del tipo olímpico: 50 m de longitud, 25 m de ancho y una profundidad promedio de 1.70 m, se emplean 16 bombas de calor que se operan en forma alternada, para lograrlo se utilizan entre 8 y 9 de ellas al mismo tiempo. En un trabajo previo se reportaron los resultados obtenidos experimentalmente, el periodo de evaluación fue de los meses de mayo a septiembre del año 2015 con una temperatura del ambiente promedio de 25 - 27 °C, (López R., Vaca M., Terres H., Lizardi A., Morales J., Chávez S., 2017).

El funcionamiento de una bomba de calor consiste en emplear un fluido refrigerante (tipo de refrigerante R-410A) y hacerlo pasar por un compresor que aumenta su presión, con ello aumentan la temperatura y la energía; después de comprimirse, el refrigerante pasa por un intercambiador de calor llamado condensador y cede su calor al foco caliente, ya que éste ha salido a mayor temperatura que el foco caliente, una vez cedido el calor el refrigerante vuelve a su estado líquido, después pasa por una válvula de expansión en donde se ocasiona una caída de presión y por lo tanto el fluido se enfría rápidamente y comienza a evaporarse, posteriormente en un intercambiador de calor llamado evaporador, el refrigerante se evapora absorbiendo calor del foco frío, por último el refrigerante evaporado regresa al compresor cerrando el ciclo continuo. Para la evaluación de estas bombas de calor se emplea el Coeficiente de Operación o de Desempeño, *COP* (Coefficient of Performance, por sus siglas en inglés), definido más adelante.

Los valores del *COP*, que se obtuvieron están en el intervalo de 4.5 y 6.1, los cuales no son cercanos a los que reporta el fabricante de las bombas para este tipo de aplicación. Estas bombas son del tipo aire-agua, es decir toman la energía del aire y se la transfieren al agua con la cual se dota de la energía térmica requerida a la alberca. La temperatura del medio ambiente en los meses de invierno presenta una disminución importante con respecto a la evaluación realizada previamente.

La temperatura del medio ambiente promedio registrada en los años 2016 a 2018 para diciembre fue 18.0 °C, en enero 14 °C, para febrero 10 °C y finalmente marzo 20 °C, como puede observarse el valor de las temperaturas no es muy bajo comparado con los registrados en otras partes del mundo y en particular en México, sin embargo, el conocimiento de su operación a estas temperaturas es significativo para estimar su consumo de energía. Las bombas de calor han mostrado ser una alternativa en el ahorro de energía para el calentamiento de agua residencial, En (Hepbasli y Kalinci, 2009) se realiza un análisis de los diferentes tipos de bombas de calor que se utilizan para este fin, se encontró la fuente de energía más utilizada es solar seguida por la energía eléctrica, aunque también se utilizan otras fuentes de energía como la geotérmica y la de desecho. En (M. Mohanraj, Ye. Belyayev, S. Jayaraj, A. Kaltayev, 2018) se presenta también un análisis de todas las configuraciones que se han utilizado para una bomba de calor con energía solar como fuente externa de energía. Para el calentamiento del agua que se requiere en una alberca con el empleo de bombas de calor tradicionalmente la fuente de energía ha sido la energía solar, uno de los primeros prototipos que se utilizaron se presenta en (Chaturvedi S., Shen J, 1984), utilizando un colector solar como evaporador del refrigerante R-12, el COP que obtuvieron fue de 2; a partir de entonces se han propuesto y analizado un gran número de soluciones para incrementar la eficiencia de este tipo de dispositivos, entre las más recientes se tiene el empleo de sistemas fotovoltaicos híbridos de celdas solares y energía geotérmica (Katsaprakakis D., 2015, M. Mohanraj, Ye. Belyayev, S. Jayaraj, A. Kaltayev, 2018).

Las bombas de calor que utilizan al aire como fuente de energía térmica son menos utilizadas debido a que el aire presenta más variaciones termodinámicas a lo largo del día que la energía solar y geotérmica; en (Huchtemann y Müller, 2012) se obtuvo un COP de 3.0 para el verano y el otoño, debido a las condiciones climáticas no se realizó prueba alguna en el periodo de invierno.



Otros investigadores como (Kong X., Sun P., Li Y., Jiang K., Dong S., 2018) realizaron la evaluación experimental de una bomba de calor operando en condiciones de otoño e invierno, pero la asistencia de energía utilizada en la bomba de calor fue con colectores solares planos, el COP encontrado varió entre 3.0 y 4.0 y para las condiciones más extremas del clima fue de 2.5. El propósito de este trabajo es evaluar experimentalmente el comportamiento termodinámico de una bomba de calor con del tipo aire-agua utilizada en el calentamiento en condiciones invernales de una alberca pública.

### Descripción del sistema

La alberca pública es el Centro Acuático Azcapotzalco (19° 30' 01.2" N, 99° 10' 59.4" O y 2240 msnm), es una escuela de natación de dimensiones olímpicas, que ofrece servicio a 450 usuarios al día, en un horario de las 6:00 a las 21:00 horas, en turnos de 50 min de clase y 10 min de intermedio, de lunes a sábado. La calidad del agua se rige por la Norma Oficial Mexicana para albercas NOM-245-SSA1-2010, 2010. Las dimensiones de la alberca son 50 m de longitud, 25.0 m de ancho, 1.55 m de profundidad mínima y la máxima de 1.90 m. Tiene 10 carriles de 2.5 m cada uno de ellos, la Fig. 1 muestra una fotografía de esta.



**Figura 1** Centro Acuático Azcapotzalco  
Fuente: *Elaboración Propia*

El agua de la alberca deberá estar entre 25 y 28 °C de acuerdo con la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (2003), (ASHRAE por sus siglas en inglés). La temperatura del aire en el interior del edificio está alrededor de los 27 °C con una humedad relativa en el intervalo de 50 a 60%, esto es con la finalidad de reducir la evaporación del agua de la alberca.

La evaluación se realizó entre los meses diciembre a marzo de los años 2016, 2017 y 2018.

Para el suministro de agua caliente el Centro Acuático Azcapotzalco se cuenta con 16 bombas de calor de la marca Heat Siphon, modelo C5HP3, son del tipo aire-agua, es decir, toma la energía del aire del medio ambiente y junto con la energía del compresor se le cede al agua. Únicamente se activa el número de bombas de calor necesarias para proporcionar la energía al agua, en la evaluación realizada se utilizaron, en promedio, hasta 12 unidades alternativamente. Para que el agua fluya se utiliza una bomba centrífuga que la distribuye por las bombas de calor que se requieran y se regresa nuevamente a la alberca a la temperatura de operación (30 °C), el refrigerante es el R 410A y el coeficiente de operación (COP, por sus siglas en inglés) teórico es de 7.6 (dato del fabricante). La figura 2 muestra la distribución de las bombas de calor en el cuarto de máquinas.



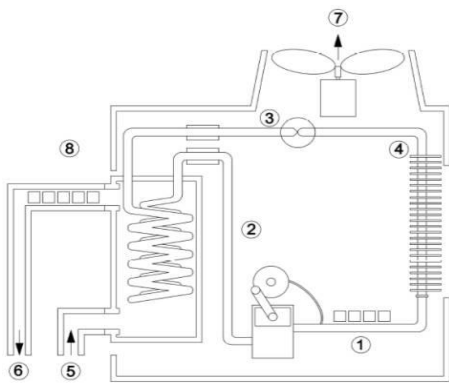
**Figura 2** Distribución de las bombas de calor  
Fuente: *Elaboración Propia*

### Equipo experimental

Uno de los 16 equipos fue adaptado con la finalidad de obtener su evaluación experimental, en el esquema de la Figura 3 se muestran los puntos en los cuales se instalaron los dispositivos de medición.

Para la medición de la temperatura se colocaron termopares tipo J a la entrada del compresor (T1), a la entrada del condensador (T2), antes de la válvula de expansión (T3) y a la entrada del evaporador (T4); al condensador entra el agua de alimentación a la alberca la temperatura (T5) y sale a (T6); en el evaporador se midió el flujo másico del aire utilizado que sale a la temperatura (T7) y el flujo másico; y la temperatura del aire en el medio ambiente (T8).

La medición de la presión se realizó instalando dos manómetros, a la entrada (p1) y salida (p2) del compresor; los consumos de energía eléctrica utilizada por el compresor, el ventilador y de la bomba de recirculación del agua también fueron valorados.



**Figura 3** Esquema de la bomba de calor y los lugares donde se realizaron las mediciones  
Fuente: Elaboración Propia

Para realizar la evaluación se consideraron los meses de diciembre, enero, febrero y marzo de los años 2016, 2017 y 2018; para los meses de diciembre y marzo únicamente se consideraron los primeros 15 días. Las mediciones realizadas se promediaron y se dividieron de 6:00 a 10:00 se consideró como la mañana, de las 13:00 a 15:00 la tarde y para la noche de 19:00 a 21:00 horas; fuera de estos horarios no se realizó alguna otra anotación. La Tabla 1 muestra la temperatura promedio del medio ambiente para meses considerados. Para el mes de diciembre la mínima sería de 6 °C mientras que la máxima de 22 °C. El mes más frío siempre fue febrero, ya que la máxima registrada fue de 15°C, mientras que el mes de marzo se registraron temperaturas de 24 °C como máximo.

**Consideraciones teóricas**

Para el cálculo del COP en este trabajo se utilizó la metodología sugerida en (ASHRAE, 2003), dada en el siguiente desarrollo.

Mes	Periodo	Temperatura °C
Diciembre	mañana	6
	tarde	22
	noche	15
Enero	mañana	5
	tarde	19
	noche	12
Febrero	mañana	4
	tarde	14
	noche	9
Marzo	mañana	8
	tarde	23
	noche	16

**Tabla 1** Temperaturas promedio del medio ambiente  
Fuente: Elaboración Propia

El calor total que se debe suministrar a la alberca para mantenerla en condiciones adecuadas de operación debe ser igual a la pérdida de calor que se tenga, el cual es:

$$Q = Q_s + Q_l + Q_f + Q_{conv} \tag{1}$$

En la cual  $Q_s$  es la pérdida de calor por conducción en la superficie sólida que rodea la alberca;  $Q_l$  es la pérdida de calor por evaporación del agua;  $Q_f$  es la energía del agua de reposición;  $Q_{conv}$  son las pérdidas por convección en la superficie libre del agua.

Las pérdidas de calor por conducción del agua de la alberca hacia las paredes y el piso que la forman se determinan con:

$$Q_s = U_p A_p (T_w - T_{wg}) \tag{2}$$

Donde  $U_p$  es el coeficiente total de transferencia de calor de las paredes;  $A_p$  es el área total de las paredes y del piso;  $T_w$  y  $T_g$  son las temperaturas del agua y de la tierra que la rodea respectivamente. Las pérdidas de calor por evaporación están dadas por:

$$Q_l = W Y \tag{3}$$

Donde  $W$  es la relación de evaporación de agua en la superficie, y  $Y$  es el calor latente de evaporación del agua en la superficie. Para el cálculo del agua evaporada se utiliza:

$$W = (0.089 + 0.782v_a)(p_w - p_a) \frac{A_p}{Y} \quad (4)$$

Donde  $v_a$  es la velocidad del aire por encima de la superficie libre del agua;  $p_w$  es la presión de vapor saturado a la temperatura del fluido;  $p_a$  es la presión del vapor en el punto de rocío;  $A_p$  es el área total de la superficie del agua. La energía del agua de reposición que se tiene en 24 horas en promedio es:

$$Q_f = C_p q_d \rho (T_w - T_f) / 24 \quad (5)$$

En la cual  $C_p$  es el calor específico;  $q_d$  es el flujo del agua de alimentación (se considera que es del 3 % del volumen de agua de la alberca);  $T_f$  es la temperatura del agua reposición.

Las pérdidas de energía por convección se obtienen mediante la ley de Newton:

$$Q_{conv} = h_{conv} A_p (T_w - T_a) \quad (6)$$

Donde  $h_{conv}$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección y  $T_a$  es la temperatura del aire en el interior de la alberca.

Para determinar la capacidad del calentamiento en la bomba de calor se utiliza:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r (h_o - h_i) \quad (7)$$

Donde  $\dot{m}_r$  es el flujo másico del refrigerante;  $h_o$  y  $h_i$  son las entalpías específicas a la salida y entrada del condensador. Este será el flujo de calor suministrado al agua de la alberca:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w C_w (T_{wi} - T_{wo}) \quad (8)$$

Donde  $\dot{m}_w$  es el flujo másico del agua a calentar;  $T_{wi}$  y  $T_{wo}$  son sus temperaturas de entrada y salida.

La cantidad de energía consumida por la bomba de calor en su conjunto  $\dot{W}_{hp}$  es igual a la energía suministrada al compresor, la de los ventiladores y a la bomba de recirculación del agua, la cual se mide directamente en el registrador de tablero general de la instalación.

De esta manera el  $COP$  se determina con la ecuación:

$$COP = \dot{Q}_{cond} / \dot{W}_{hp} \quad (9)$$

### Resultados y análisis

La energía eléctrica que se suministra a la bomba de calor en su conjunto se compone de tres partes, de acuerdo a los datos proporcionados por los fabricantes son: del compresor de la bomba de calor, 7.46 kW, la bomba de recirculación del agua, 3.75 kW y el ventilador, 2.24 kW, las cuales suman 13.45 kW; el medidor de energía eléctrica que se tiene instalado para tal fin, registró un valor de 12.8 kW en su conjunto, este será el valor que se considera como la energía suministrada al calentamiento del agua de la alberca.

En la Tabla 2 se muestran los valores promedio de las temperaturas y presiones registradas en la instalación, estos valores fueron obtenidos de todas las lecturas registradas en el periodo de evaluación.



Mes	T1 (p1)	T2 (p2)	T3	T4	T5	T6	T7	T8
Dic	0 (0.80)	60.0 (4.1)	34.0	3.9	24.0	30.8	3.4	6
	9.3 (0.84)	85.8 (4.5)	35.2	3.1	27.0	31.2	3.0	22
	8.9 (0.83)	84.4 (4.2)	35.1	3.1	28.1	31.4	3.8	16
Ene	-2 (0.72)	56.0 (3.6)	31.0	3.4	22.0	27.7	3.0	5
	6.5 (0.88)	74.0 (3.7)	32.6	2.7	24.8	28.3	3.1	20
	5.1 (0.84)	71.8 (3.8)	33.7	2.7	25.0	28.8	3.3	14
Feb	-5 (0.68)	52.0 (3.2)	30.0	2.0	21.5	26.5	2.8	4
	5.0 (0.84)	70.4 (4.5)	32.8	2.9	25.1	28.9	2.9	15
	3.9 (0.83)	68.0 (3.8)	32.7	2.7	25.5	29.1	3.0	11
Mar	1 (0.81)	61.8 (4.1)	33.5	3.6	23.5	29.7	3.1	8
	9.7 (0.92)	86.4 (4.5)	35.0	3.2	26.6	31.0	3.4	24
	9.3 (0.83)	85.4 (4.4)	34.3	3.0	26.5	30.8	3.5	18

**Tabla 2** Temperaturas medidas en los puntos considerados de la bomba de calor en °C, para los meses considerados,  $T$  (°C) y  $p$  (MPa)

Fuente: *Elaboración Propia*

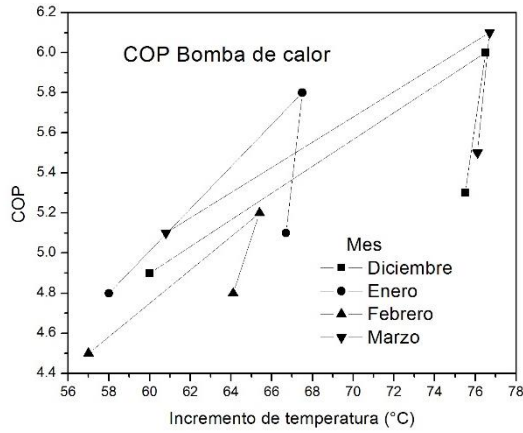
Los valores correspondientes a diciembre y marzo resultaron muy semejantes, mientras que en diciembre empieza a bajar lentamente, hacia marzo se da el proceso contrario, es decir aumenta gradualmente debido a la temperatura atmosférica. Los valores más bajos correspondieron al mes de febrero, por ser el más frío del año.

Utilizando las ecuaciones descritas en la sección de consideraciones teóricas con estos valores y apoyándose en el diagrama de Mollier del refrigerante R-410, se obtienen los valores de  $COP$ , los cuales se proporcionan en la Tabla 3. Para los cuatro meses el valor más bajo siempre fue el de la mañana, hacia la tarde se registró el de mayor valor y el de la noche disminuye nuevamente. En el mes de febrero se obtuvieron los más bajos valores de los cuatro meses, se debe a que la temperatura del ambiente fue la de menor valor, esto se puede observar de manera gráfica en la Fig. 2, la cual muestra el  $COP$  contra la diferencia de temperatura del agua en el condensador de la bomba de calor. El incremento de temperatura más alto es para el mes de marzo y como se esperaba el más bajo para febrero.

Para suministrar la cantidad de energía que se requiere a la alberca, en López (López R., Vaca M., Terres H., Lizardi A., Morales J., Chávez S., 2017) reportaron que se requerían hasta ocho bombas de calor de las 16 existentes en el cuarto de máquinas del centro acuático, la evaluación se realizó para los meses de mayo a julio, el  $COP$  determinado fue de 7.0. De acuerdo con la hoja de especificaciones del fabricante de las bombas de calor, el  $COP$  que deberían proporcionar sería de 7.5 a 8.0. Sin embargo, debido a que el  $COP$  baja considerablemente para los meses de clima frío es necesario aumentar el número de éstas en operación de la siguiente manera. Para diciembre los valores registrados del coeficiente de operación variaron de 5.3 a 6.0, por lo cual se requiere que trabajen entre diez y once bombas de calor al mismo tiempo; en el mes de enero se tienen valores de 4.8 a 5.8, por lo cual se requieren de 10 a 13 bombas de calor, es necesario activar de 11 a 14 bombas de calor en febrero; adicionalmente y de forma extraordinaria, durante dos días fue necesario activar 15 bombas, de las 16 que tiene la instalación, porque la temperatura del ambiente fue considerablemente baja. Finalmente, para el mes de marzo, en el cual la temperatura del medio ambiente vuelve a subir, el valor del coeficiente varió de 5.1 a 6.1, lo cual requirió que se activaran de 10 a 12 bombas de calor.

Con estos resultados con los equipos existentes apenas se logra cubrir las necesidades de energía requerida para el funcionamiento pleno de la alberca. Sin embargo, el sistema no contempla algún suministro de energía alterno en caso de alguna falla mayor.

En la Tabla 3 se muestran todos estos resultados obtenidos y en el Gráfico 1 se presenta el comportamiento del  $COP$  para las tres secciones del día.



**Gráfico 1** COP contra el incremento de temperatura del compresor  
Fuente: Elaboración Propia

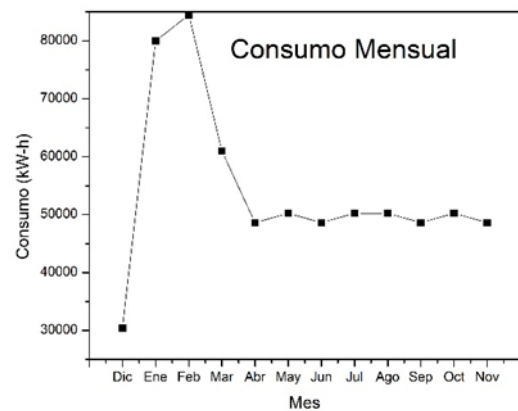
El consumo de energía eléctrica mensual en promedio tomados de los medidores de la compañía que suministra el servicio eléctrico fue: para diciembre de 30,400 kW-h considerando que únicamente se trabajan los primeros 15 días del mes, ya que durante la segunda quincena del mes se programa un receso vacacional; en enero fue de 80,000 kW-h pues este mes tiene 31 días; para febrero que únicamente tiene 28 días el consumo fue el mayor registrado de 84,500 kW-h, debido a que trabajaron todas las bombas disponibles; en marzo el consumo de energía bajó nuevamente a 61,000 kW-h. Para los meses restantes del año que tienen 30 días, es decir, abril, junio, septiembre y noviembre, fue de 48,600 kW-h y los de 31 días: mayo, julio, agosto y octubre, de 50,220 kW-h. En el Gráfico 2, se muestra el cargo de energía eléctrica que realizó la compañía que suministra el servicio en la zona de ubicación de la alberca.

Mes	Turno	COP	BC	Q̇ kW	Ė kW-h
Dic	Mañana	5.3	11	79300	30400
	Tarde	6	10	86500	
	Noche	5.5	11	76500	
Ene	Mañana	4.8	13	69300	80000
	Tarde	5.8	10	84000	
	Noche	5.1	12	73700	
Feb	Mañana	4.5	14	65000	84500
	Tarde	5.2	11	75500	
	Noche	4.8	13	70000	
Mar	Mañana	5.1	12	74000	61000
	Tarde	6.1	10	88500	
	Noche	5.5	11	79500	

**Tabla 3** COP calculado con las mediciones realizadas  
Fuente: Elaboración Propia

**Conclusiones**

Se determinó el Coeficiente de Operación, COP, de las bombas de calor que suministran la energía requerida por el agua del Centro Acuático Azcapotzalco, el cual está ubicado al norte de la Ciudad de México en la delegación del mismo nombre, en los meses correspondientes a la época invernal, es decir, diciembre, enero, febrero y marzo.



**Gráfico 2** Consumo de energía eléctrica que se realizó en la alberca  
Fuente: Elaboración Propia

Para lograrlo se instrumentó una de las 16 bombas de calor instaladas para tal fin, colocando medidores de temperatura en cada uno de los puntos principales y dos medidores de presión, uno a la entrada y otro a la salida del compresor.

Así se determinaron los puntos de operación en el diagrama de Mollier del refrigerante R-410 que es el empleado en dichos equipos, esto permitió calcular la cantidad de calor del ciclo termodinámico. También se determinó el consumo de energía eléctrica suministrado al compresor de la bomba de calor, al ventilador que mueve al aire que aporta la energía en el evaporador, y la energía eléctrica consumida por la bomba que mueve al agua desde la alberca al condensador de la bomba de calor y regresarla nuevamente a la alberca. Los valores del *COP* encontrados variaron desde 4.5, que correspondió al periodo matutino del mes de febrero a 6.1 del mes de marzo. Para el mes de diciembre únicamente se consideraron 15 días, ya que se programa un receso de vacaciones de dos semanas. También se determinó el número de equipos que debería de trabajar de acuerdo a las condiciones de operación que se presentaron. Es necesario proveer de un sistema alterno de suministro de energía térmica a la alberca puesto que no existe, ya que, con los equipos existentes apenas se logra cubrir las necesidades en la época invernal.

## Referencias

- Arif Hepbasli, Yildiz Kalinci, 2009. A review of heat pump water heating systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13, pp 1211–1229. doi:10.1016/j.rser.2008.08.002.
- ASHRAE Handbook, 2003. ASHRAE Handbook–HVAC Applications, American Society of Heating, Refrigerating and AIR-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.
- Cengel, Y. A., Boles, M. 2011. *Thermodynamics*. McGraw-Hill, USA.
- Chaturvedi S., Shen J, 1984. Thermal performance of a direct expansion solar-assisted heat pump. *Solar Energy* 33, pp 155–162. doi.org/10.1016/0038-092X(84)90233-0.
- Huchtemann K, Müller D., 2012. Evaluation of a field test with retrofit heat pumps. *Building and Environment* 53, pp 100–106. doi:10.1016/j.buildenv.2012.01.013.
- Katsaprakakis D, 2015. Comparison of swimming pools alternative passive and active heating systems based on renewable energy sources in Southern Europe. *Energy* 81, pp 738–753. doi.org/10.1016/j.energy.2015.01.019.
- Kong X., Sun P., Li Y., Jiang K., Dong S., 2018. Experimental studies of a variable capacity direct-expansion solar-assisted heat pump water heater in autumn and winter conditions. *Solar Energy* 170, pp 352–357. doi.org/10.1016/j.solener.2018.05.081
- López R., Vaca M., Terres H., Lizardi A., Morales J., Chávez S., 2017. Experimental evaluation of a heat pump for the water-supply heating of a public swimming pool. *Journal of Physics: Conference Series*, V 792. pp 1–7. doi:10.1088/1742-6596/792/1/012020. ISSN: 17426596.
- M. Mohanraj, Ye. Belyayev, S. Jayaraj, A. Kaltayev, 2018. Research and developments on solar assisted compression heat pump systems – A comprehensive review (Part A: Modeling and modifications). *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 83, pp 90–123. doi.org/10.1016/j.rser.2017.08.022
- NORMA Oficial Mexicana NOM-245-SSA1-2010. Requisitos sanitarios y calidad del agua que deben cumplir las albercas. [http://dof.gob.mx/nota\\_detalle.php?codigo=5256066&fecha=25/06/2012](http://dof.gob.mx/nota_detalle.php?codigo=5256066&fecha=25/06/2012)

## Análisis y modelado de motores tipo HCCI usando biocombustibles

### Analysis and modeling of HCCI type engines using biofuels

PRINCE-AVELINO, Juan C†\*, OVANDO-CHACÓN, Guillermo y RODRÍGUEZ-LEÓN, Abelardo

*Instituto Tecnológico de Veracruz, M. A. de Quevedo 2779, Veracruz, Ver., C.P. 91857, México*

ID 1<sup>er</sup> Autor: Juan C., Prince-Avelino/ **ORCID ID:** 0000-0001-9415-3435, **CVU CONACYT ID:** 9650

ID 1<sup>er</sup> Coautor: Guillermo, Ovando-Chacón / **ORCID ID:** 0000-0003-2441-3021, **CVU CONACYT ID:** 43814

ID 2<sup>do</sup> Coautor: Abelard, Rodríguez-León / **ORCID ID:** 0000-0002-2179-4837, **CVU CONACYT ID:** 222277

Recibido Octubre 7, 2018; Aceptado Diciembre 3, 2018

#### Resumen

En el presente trabajo de investigación se describe la importancia del motor de combustión interna de carga homogénea encendida por compresión (HCCI), así como su eficiencia energética asociada a una menor generación de contaminantes. Se presenta su modelado y simulación numérica para el proceso de ignición de mezclas de biocombustibles con aire. Uno de los objetivos de esta investigación radica en aplicar mecanismos de reacción reducidos de estas mezclas de combustibles para posteriormente probar su efectividad al implementarlos en un software basado en el método de los elementos finitos. El uso de mecanismos reducidos en lugar de mecanismos detallados de los combustibles permitirá que futuras simulaciones más complejas de motores tipo HCCI se puedan realizar sin requerir equipos de cómputo tan sofisticados. Para el modelo numérico, las ecuaciones de masa y energía con generación de calor debido a la ignición fueron incluidas. Los resultados de la simulación muestran que la auto-ignición de la mezcla depende de su temperatura de entrada a la cámara de combustión. **Objetivos:** Obtener mecanismo reducido de biocombustible para su uso en modelado de motores. **Metodología:** Análisis Computacional **Contribución:** Energía sustentable

#### Motores HCCI, Eficiencia energética, Disminución de Contaminantes

#### Abstract

This research paper describes the importance of the internal combustion engine of homogeneous charge ignited by compression (HCCI), its energy efficiency associated with a lower generation of pollutants, as well as its modeling and numerical simulation for the process of ignition of mixtures of propanol / air and n-butanol / air. One of the objectives of this research is to apply reduced reaction mechanisms of these fuel mixtures to later test their effectiveness by implementing them in software based on the finite element method. The use of reduced mechanisms instead of detailed fuel mechanisms will allow future more complex simulations of HCCI-type engines to be carried out without requiring such sophisticated computer equipment. For the numerical model, mass and energy equations with heat generation due to ignition were included. The results of the simulation show that the auto-ignition of the mixture depends on its temperature of entrance to the combustion chamber. **Objectives:** Obtain a reduced mechanism for biofuel for its use on engine modeling. **Methodology:** Computational analysis **Contribution:** Sustainable energy

#### HCCI engines, energy efficiency, pollution control

**Citación:** PRINCE-AVELINO, Juan C, OVANDO-CHACÓN, Guillermo y RODRÍGUEZ-LEÓN, Abelardo. Análisis y modelado de motores tipo HCCI usando biocombustibles. Revista de Sistemas Experimentales 2018, 5-17: 26-35

\*Correspondencia al Autor (Correo electrónico: cpa@itver.edu.mx)

†Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

Los motores de combustión interna son las principales fuentes de energía en vehículos de transporte, barcos marinos, equipos de construcción y maquinarias agrícolas, entre otros. Estos motores consumen grandes cantidades de combustible para producir energía y emiten gases venenosos o dañinos, que incluyen CO, hidrocarburos no quemados (HC), óxidos de nitrógeno (NOx), partículas de hollín (PM) y CO<sub>2</sub> [1].

En las últimas dos décadas, investigaciones a nivel mundial en las industrias del motor y del automóvil se han dedicado a encontrar una mayor eficiencia del combustible y menores emisiones, así como el desarrollo de combustibles alternativos renovables debido a la cantidad finita de combustibles fósiles. Las tecnologías de reducción de emisiones han mejorado los índices de contaminantes, pero el gasto de combustible no ha sido más económico. Como resultado, la eficiencia térmica de motores no ha mejorado significativamente a pesar de los rápidos avances de la industria automotriz y los campos de ingeniería de fabricación. Esta situación agrava la escasez de combustibles para vehículos y aumenta las emisiones de gases de efecto invernadero.

Entonces, la mejora de la utilización de la energía que minimiza todos los tipos de contaminantes se ha convertido en un objetivo clave científico en el campo de los motores de combustión interna [1]. Además, debido a las crecientes preocupaciones sobre el efecto invernadero en los últimos años, varios gobiernos y organizaciones han introducido estándares legislativos imperativos de economía de combustible.

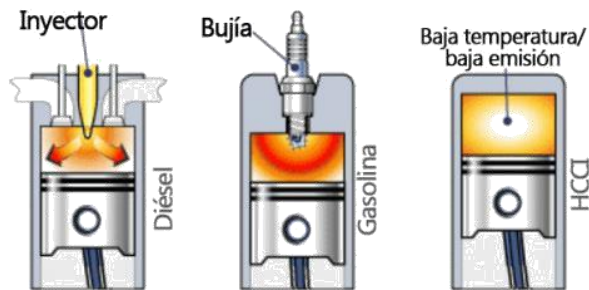
Algunos investigadores han indicado que el ahorro de combustible de los motores de pistón tradicionales tiene el potencial para una mejora adicional en un 25% o más (mientras que reduce las emisiones dañinas a aproximadamente cero), mediante la innovación con tecnología avanzada de combustión.

Los investigadores han prestado gran atención a los modos de combustión avanzada. Entre éstos, el motor de ignición por compresión de carga homogénea (HCCI, por sus siglas en inglés: Homogeneous Charge Compression Ignition) [2], y los modos de combustión de baja temperatura se presentan como posibilidades para el uso en motores de encendido por compresión. Debido a sus emisiones extremadamente bajas de NOx y hollín, así como a su eficiencia térmica relativamente alta, estos ejemplos se reconocen comúnmente como modos de combustión de próxima generación separados de los modos de combustión de encendido por chispa (SI) y de encendido por compresión por inyección directa (DICI). El concepto inicial de la combustión HCCI se basa en una combinación de las ventajas de los motores SI y DICI, evitando al mismo tiempo sus desventajas. De los primeros utilizan el tipo de mezcla del combustible, y de los segundos, el tipo de encendido. Son una alternativa a los motores convencionales, particularmente cuando en los motores diesel no se logran mezclas homogéneas en detrimento del proceso de combustión. Los motores HCCI utilizan combustibles flexibles y pueden funcionar con bajo grado de combustible siempre y cuando se llegue al punto de ignición del combustible, lográndose temperaturas más bajas para disminuir la generación de contaminantes del tipo NOx [2].

Este modo de combustión funciona con una mezcla mixta más diluida, pero que se enciende automáticamente cerca del PMS (punto muerto superior) por compresión del pistón. La formación de PM y NOx se minimiza controlando tanto la temperatura global como la temperatura local en el cilindro.

Como ya se indicó, el principal objetivo de la combustión HCCI es la combinación de las ventajas de los motores SI y DICI y la prevención de desventajas [3]. Un motor convencional de SI emplea un combustible homogéneo/aire que se mezcla en el orificio de admisión y luego se somete a compresión por inducción. La carga del motor se controla al ajustar la mezcla de combustible/aire y se enciende por descarga de chispa. Eso presenta emisiones extremadamente bajas de hollín.

En contraste, un motor DICI tradicional emplea una mezcla heterogénea de combustible/aire. Se inyecta combustible en la cámara de combustión cerca del PMS, que luego se enciende automáticamente después de un corto tiempo de atraso. Por lo tanto, hay menos pérdida de bombeo, y la alta relación de compresión genera una mayor eficiencia energética; sin embargo, las desventajas de este método son los altos niveles de NOx y Hollín y la relación de compensación.



**Figura 1** Ilustración del proceso de combustión dentro de un motor HCCI

Fuente: *Elaboración Propia*

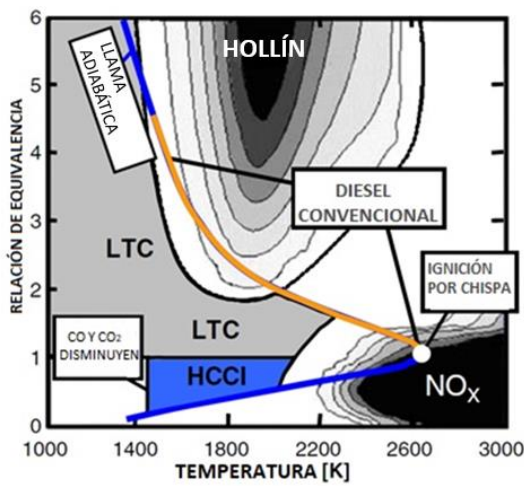
La combustión HCCI (Fig. 1) se logra controlando la temperatura, presión y composición de la mezcla homogénea de aire/mezcla de combustible para que se autoencienda en múltiples puntos y posteriormente reaccione homogéneamente a medida que es comprimido por el movimiento hacia arriba del pistón. Para una combustión limpia de HCCI, la reacción de liberación de calor es distribuida por toda la cámara de combustión sin propagación de llama y por las zonas de alta temperatura o zonas ricas en combustible. Dando como resultado, una mezcla uniforme y un promedio de baja producción de NOx y PM [2]. En este modo de combustión, la temperatura de la mezcla es el parámetro más importante, y desempeña un papel significativo, determinando las características de combustión y las emisiones por muchas razones. En primer lugar, la reacción química de alta temperatura o auto ignición ocurre solo si la temperatura de la mezcla excede la auto ignición límite. Segundo, idealmente la temperatura máxima de combustión debe superar los 1500°K para garantizar la Oxidación de CO a CO<sub>2</sub>. Por último, la temperatura máxima se mantenga inferior a la temperatura crítica para la formación de NOx.

Como se muestra en la Fig. 1 se crea una mezcla de combustible-aire premezclada en el interior del cilindro que es pobre en combustible, es decir, diluido por exceso de aire, o diluido con gases de escape [3]. La ignición automática de la mezcla ocurre en múltiples puntos calientes, o núcleos de encendido, y el proceso de combustión se produce como una reacción distribuida a baja temperatura, en lugar de como una llama propagándose.

No existe un mecanismo de control de encendido directo en motores HCCI como la chispa en un motor SI o el tiempo de inyección de combustible en un motor de CI y, por lo tanto, la combustión a baja temperatura controla la ignición y tiene una fuerte influencia en la estabilidad del motor. Estrategias de control basadas en la recirculación de gases de escape (EGR), estratificación de combustible y temperatura dentro del cilindro, y otras técnicas están siendo empleadas, el conocimiento adicional de la química de combustión a baja temperatura de los posibles combustibles HCCI, incluidos los biocombustibles, son necesarios para el modelado y diseño de estos dispositivos.

La característica más destacada de los nuevos modos de combustión, como el motor de carga homogénea encendido por compresión (HCCI), y la combustión a baja temperatura (LTC) mostrada en la Fig. 2, es la exigencia de crear una mezcla homogénea o controlable para una mezcla estratificada antes de la ignición [4]. Para ello, se emplea una mezcla de combustible-aire pobre y/o un nivel controlable de recirculación de gases de escape (EGR). La mezcla se somete a un autoencendido controlado cerca de la posición de punto muerto superior (PMS) debido al efecto de compresión del movimiento ascendente del pistón. Cabe señalar que el proceso de combustión carece de un método directo para el control del tiempo de encendido y la velocidad de combustión, que en su lugar son controlados principalmente por la cinética química y, en menor medida, por la turbulencia y la mezcla. Debido a los impactos significativos de las propiedades físico-químicas del combustible en el proceso de ignición y combustión, la fabricación y el procesamiento del combustible se ha convertido en el enfoque más común para el control de la velocidad de combustión y de estimulación del encendido en tales modos de combustión avanzados.





**Figura 2** Diferentes modos de combustión en un diagrama  $\phi$ -T

Fuente: [2] Bergthorson, J. M., & Thomson, M. J. (2015). A review of the combustion and emissions properties of advanced transportation biofuels and their impact on existing and future engines. *Renewable and sustainable energy reviews*, 42, 1393-1417

La combustión HCCI también da como resultado temperaturas de combustión más bajas, lo que reduce las pérdidas de calor en las paredes del cilindro del motor y, por lo tanto, mejora la eficiencia del motor y el kilometraje del vehículo [5]. Una limitación al rendimiento del motor HCCI es el hecho de que la combustión se vuelve inestable bajo condiciones de alta carga, debido a la rápida subida de la presión, que resulta en ruido del motor, golpes y daños potenciales al motor, además que la auto-ignición es difícil de controlar bajo condiciones de baja carga debido a bajas concentraciones de combustible. Una solución para el funcionamiento en condiciones de baja carga, por ejemplo, ralentí del motor, consiste en crear una carga estratificada dentro del cilindro mediante inyección directa para mantener una relación combustible/aire suficiente cerca a la chispa para permitir el encendido. A altas cargas, la dilución de la mezcla de combustible-aire con gases de escape adicionales, ya sea empleando una recirculación de gases de escape externa (EGR) o una distribución variable de válvulas para atrapar el escape dentro del cilindro antes de que el aire sea ingerido, puede limitar la velocidad de liberación de calor y el aumento de la presión para evitar que el motor golpee [6]. Una comparación del motor HCCI con respecto a los motores de gasolina y diésel se encuentra en la Tabla 1.

	Motor gasolina inyección indirecta	Motor Diésel	Motor HCCI
Lugar de formación de la mezcla	Conducto de admisión	Cámara de combustión o en la pre-cámara	Conducto de admisión
Distribución de la mezcla en el cilindro:	Homogénea	Estratificada: rica en torno al punto de inyección, pobre en el resto de la cámara	Homogénea
Proporción de la mezcla:	Estequiométrica ( $\phi = 1$ )	Pobre ( $\phi < 1$ )	Pobre ( $\phi < 1$ )
Regulación de la carga	Cantidad de mezcla (válvula de mariposa)	Cantidad de combustible	Cantidad de combustible
Tipo de Encendido	Chispa	Auto-ignición	Auto-ignición
Presión de inyección	Baja	Muy alta	Baja
Relación de compresión	Entre 8-12 a 1	Entre 17-23 a 1	Entre 20-30 a 1

**Tabla 1** Comparación de los modos de combustión tradicionales con la combustión HCCI

Fuente: Elaboración Propia

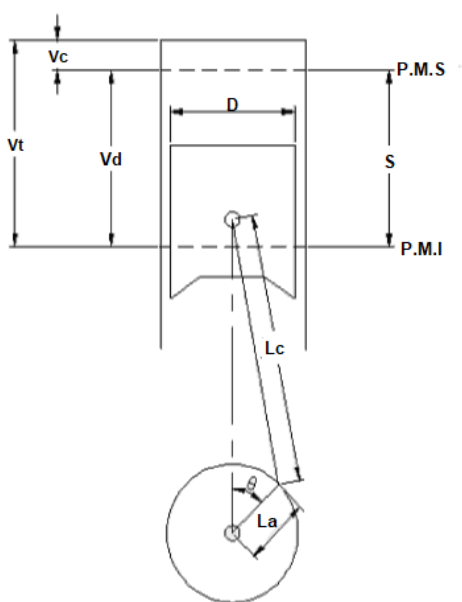
Los estudios de mezclas de bio-combustibles y gasolina en un motor HCCI mostraron que podría tener un fuerte efecto sobre las velocidades de liberación de calor y el tiempo de combustión de la mezcla [6]. También es posible conseguir el control de la ignición en motores HCCI mediante la utilización de dos impulsos de inyección de combustible en el cilindro: la primera inyección está al final de la carrera de escape para reformar el combustible en intermedios reactivos utilizando una llama de combustión a baja temperatura, mientras que el segundo evento de inyección de combustible es durante la carrera de admisión o de compresión.

Parece que un combustible óptimo para un buen funcionamiento de motores HCCI tendría propiedades de auto-ignición entre la de la gasolina y los bio-combustibles [7-8]. Los biocombustibles oxigenados podrían desempeñar un papel como aditivos de control de la ignición. Estos combustibles tendrían que ser de reacciones de oligomerización para controlar la ramificación del combustible, y por lo tanto las propiedades de ignición del combustible. Estos motores de combustión a baja temperatura (HCCI) al usar bio-combustibles han demostrado mejoras en la eficiencia del combustible de aproximadamente un 20% respecto a los motores Diesel y un 40-50% respecto a los motores convencionales de gasolina SI, lo que garantiza nuevos esfuerzos para mejorar el motor de combustión interna como esta tecnología de nueva generación y con el uso de combustibles sustentables [9-12].

### Modelado del motor HCCI

#### Cilindro de combustión, geometría y ecuaciones cinemáticas

El modelo físico representa a un cilindro de combustión con una mezcla homogénea de volumen variable. La Fig. 3 muestra el esquema del cilindro del motor y señala los parámetros relevantes para el cálculo instantáneo del volumen del cilindro.



**Figura 3** Esquema del cilindro de combustión que puede ser expresado como una función del tiempo

Fuente: *Elaboración Propia*

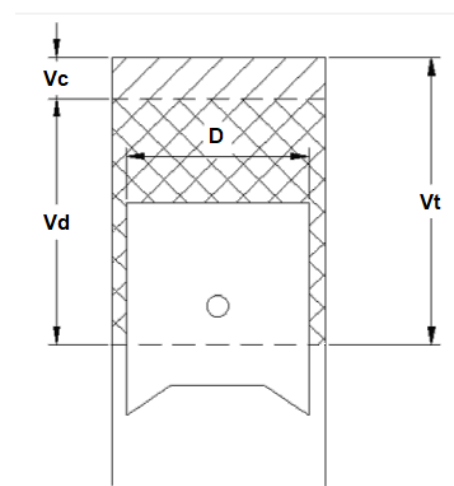
Como lo indica la Fig. 3 los principales parámetros geométricos  $\theta$ ,  $La$  y  $D$ , son el ángulo de la manivela, la longitud del brazo de la manivela y el diámetro del cilindro, respectivamente. Para este cilindro, la relación de compresión se expresa como

$$RC = \frac{Vol.Max.Cilindro}{Vol.Mín.Cilindro} = \frac{V_d + V_c}{V_c} = \frac{V_t}{V_c} \quad (1)$$

En términos de  $RC$  y  $R = Lc/La$ , la relación entre la longitud de la barra conectora y el radio de la manivela, se puede deducir que el cambio del volumen es una función del tiempo descrita por

$$\frac{V}{V_c} = 1 + \frac{(RC - 1)}{2} \left[ R + 1 - \cos\theta - \sqrt{R^2 - \sin^2\theta} \right] \quad (2)$$

Aquí,  $V$  es el volumen total del cilindro,  $V_c$  el volumen de la cámara de combustión, y  $\theta = 2\pi Nt/60$  es el ángulo de la manivela como una función del tiempo.  $N$  es la velocidad del motor en revoluciones por minuto (rpm) y  $t$  es el tiempo.  $V_d$  es el volumen desalojado por el pistón, también llamado cilindrada, generado por el pistón en su movimiento alternativo desde el Punto Máximo Superior (PMS) hasta el Punto Mínimo Inferior (PMI), durante un ciclo, y se determina como  $V_d = \pi D^2 S / 4$ . La Fig. 4 muestra los volúmenes utilizados en las ecuaciones anteriores.



**Figura 4** Volúmenes en el cilindro función de la posición del pistón.

Fuente: *Elaboración Propia*



## Ecuaciones de conservación de masa y energía

Un modelo matemático de un motor que simule todos y cada uno de los fenómenos físicos que suceden en el ciclo de funcionamiento de un motor de combustión interna es muy complejo. Existen en la literatura varios estudios teóricos, que describen las ecuaciones más importantes que gobiernan parcial o totalmente el fenómeno de la formación de la mezcla. Estos modelos utilizados responden a simplificaciones en mayor o menor grado, consecuencia de aplicar unas hipótesis. Para el presente estudio, se consideran ecuaciones de conservación de masa y energía para un sistema homogéneo, que puede ser considerado zero-dimensional. El modelo describe las condiciones volumen-temperatura bajo las cuales la mezcla combustible/aire alcanza un proceso de auto-ignición. Las ecuaciones

$$\frac{d(V_c C_i)}{dt} = V_c R_i \quad (3)$$

$$V_c \sum_i C_i c_{p,i} \frac{dT}{dt} = Q + V_c \frac{dp}{dt} \quad (4)$$

Son las ecuaciones de conservación de masa y energía para una mezcla homogénea, respectivamente.  $C_i$  es la concentración de las especies ( $\text{mol/m}^3$ ),  $R_i$  la velocidad de la reacción ( $\text{mol/m}^3\text{s}$ ),  $c_{p,i}$  Es la capacidad calorífica molar a presión constante de las especies ( $\text{J/mol-K}$ ),  $T$  es la temperatura ( $\text{K}$ ),  $p$  es la presión ( $\text{Pa}$ ). En la Ec. (4),  $Q$  es el calor debido a la reacción química ( $\text{J/s}$ ) es

$$Q = -V_c \sum_j H_j r_j \quad (5)$$

Aquí  $H_j$  es la entalpía de reacción ( $\text{J/mol-K}$ ),  $r_j$  es la velocidad de reacción ( $\text{mol/m}^3\text{s}$ ).

Para completar el modelo matemático es necesario definir las condiciones iniciales: la mezcla aire/combustible de entrada al motor y correspondientes presión y temperatura de entrada son las condiciones iniciales. En este modelo se utilizarán modelos químicos reducidos de los bio-combustibles n-propanol [13] y n-butanol [14] con aire.

La composición del aire es de 21% de oxígeno y 79% de nitrógeno y, se emplea la relación estequiométrica aire-combustible  $(A/F)_{\text{stoic}} = m_{\text{air}}/m_{\text{fuel}}$ , así como la relación de equivalencia aire-combustible  $\phi = (A/F)_{\text{stoic}}/(A/F)_{\text{real}}$ .

Como ya se indicó, se usaron modelos reducidos de reacciones del n-propanol y del n-butanol, recientemente desarrollados [13-14], que garantizan su aplicación en códigos de CFD, y probados para diferentes datos experimentales de ignición y flamas [17-20]. Para post-proceso de los resultados se emplearon las fracciones molares ( $X_i$ ), estando relacionadas con las concentraciones como como  $C_i = \rho X_i/W_i$  y, donde  $W$  es el peso molecular.

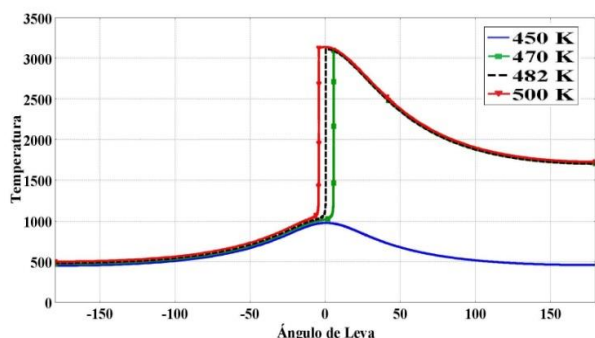
## Procedimiento computacional y resultados

Las ecuaciones (1-4) junto con el mecanismo reducido de n-propanol [13] y n-butanol [14] se implementaron en COMSOL Multiphysics [21], que es un software basado en el método de los elementos finitos (FEM). Este código abarca varios campos de la física como la transferencia de calor, mecánica de fluidos, electromagnetismo y mecánica estructural, resolviendo ecuaciones diferenciales parciales. COMSOL junto con sus librerías, trabaja en conjunto con otros módulos de especialización como COMSOL Script y COMSOL Reaction Engineering Lab. Este último se utilizó para la simulación del motor de combustión tipo HCCI junto con las librerías en formato CHEMKIN del n-propanol y n-butanol. El modelo empleado, zero-dimensional de las Ecs. (3)-(4), se resuelven junto con la ecuaciones cinemáticas del pistón (1)-(2) para acoplar el proceso de combustión al ciclo del motor HCCI. Las especificaciones del motor usadas en el modelo son se muestran en la Tabla 2.

Especificaciones del motor	Nombre de la variable	Valor
Diámetro del pistón	D	13 cm
Carrera	S	16 cm
Barra conectora	Lc	26.93 cm
Brazo de manivela	La	8 cm
Velocidad motor	N	1500 rpm
Relación de compresión	RC	15

**Tabla 2** Especificaciones del motor HCCI en la simulación

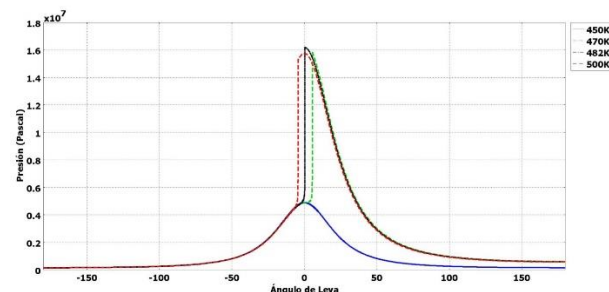
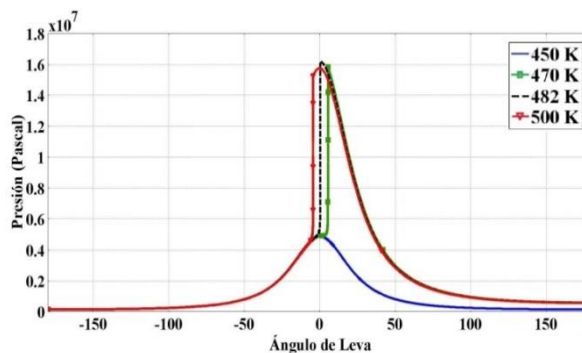
Fuente: Elaboración propia.



**Gráfico 1** Tiempo de ignición del n-propanol para diferentes temperaturas de inicio

Fuente: Elaboración Propia

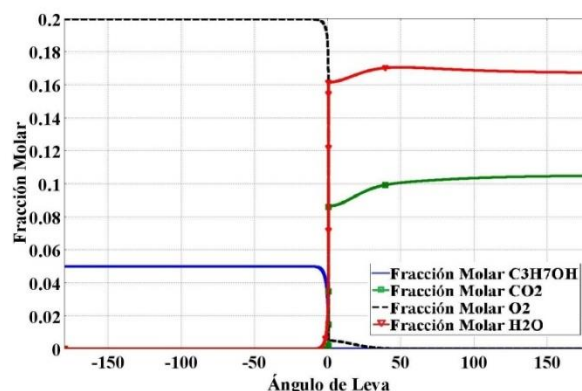
La Gráfica 1 muestra el comportamiento de la temperatura dentro del cilindro del motor en función del ángulo del cigüeñal para diferentes temperaturas de entrada de la mezcla aire/n-propanol al cilindro. Se observa que, para una temperatura de entrada de la mezcla de 450 K, la ignición no ocurre, ya que no se alcanza una temperatura para la auto-ignición. Para una temperatura de entrada de 470 K la ignición ocurre después del PMS, mientras que, para una temperatura de 500 K, la ignición ocurre antes del PMS. Estas condiciones no son deseables en un motor y muestra la importancia de la química de combustión en estos motores. Se encontró que la temperatura óptima de entrada de los reactantes es de 482 K, ocurriendo la auto-ignición exactamente en el PMS. La Gráfica 2 muestra el desarrollo de la presión en función del ángulo de la leva para temperaturas de 450 K, 470 K, 482 K y 500 K.



**Gráfico 2** Presión vs ángulo de leva para diferentes temperaturas de inicio en mezcla aire/n-propanol

Fuente: Elaboración Propia

En la Gráfica 3 se observan las fracciones molares de las principales especies químicas de una combustión en función del tiempo para la temperatura óptima de 482 K, donde se observa el consumo del bio-combustible n-propanol y del oxígeno del aire, mientras que el vapor de agua y el bióxido de carbono son formados a partir del tiempo de la auto-ignición.

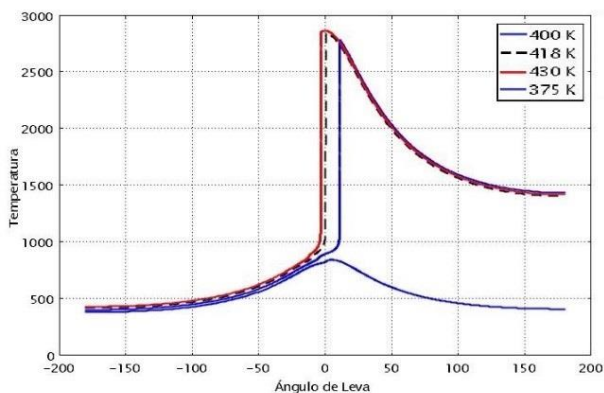


**Gráfico 3** Fracciones molares del n-propanol ( $C_3H_7OH$ ),  $O_2$ ,  $H_2O$  y  $CO_2$  para una temperatura de inicio de 482 K

Fuente: Elaboración Propia

La Gráfica 4 muestra el comportamiento de la temperatura dentro del cilindro del motor en función del ángulo del cigüeñal para diferentes temperaturas de entrada al cilindro de una mezcla de aire/n-butanol.

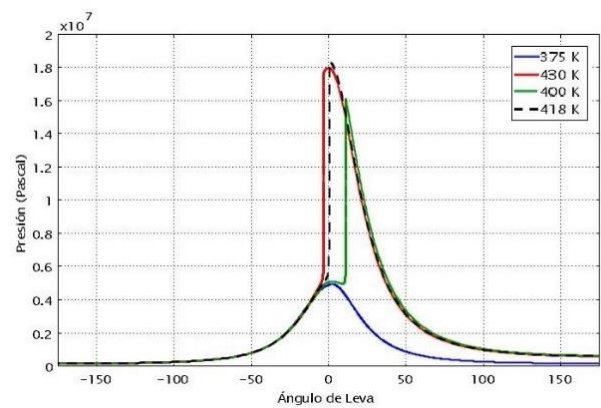
El mecanismo de combustión utilizado ha sido recientemente desarrollado [14] y validado para diferentes condiciones de procesos de combustión, incluyendo ignición a bajas temperaturas ( $T < 1000$  K). Se encontró que la temperatura óptima de entrada de los reactantes es de 418 K, ocurriendo la auto-ignición exactamente en el PMS. En la Gráfica 4 se observan las fracciones molares de las principales especies químicas de una combustión en función del tiempo para la temperatura óptima de 420 K, donde se observa el consumo del bio-combustible n-butanol y del oxígeno del aire, mientras que el vapor de agua y el bióxido de carbono son formados a partir del tiempo de la auto-ignición.



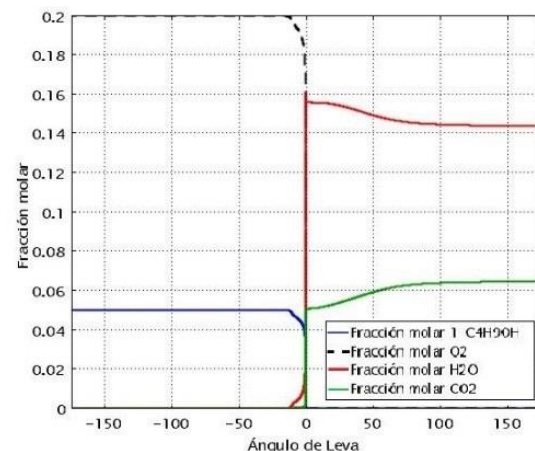
**Gráfico 4** Tiempo de ignición del n-butanol para diferentes temperaturas de inicio  
Fuente: Elaboración Propia

La Gráfica 5 muestra el desarrollo de la presión para la mezcla n-butanol/aire en función del ángulo de la leva para temperaturas de 450 K, 470 K, 482 K y 500 K.

En la Gráfica 6 se observan las fracciones molares de las principales especies químicas de una combustión en función del tiempo para la temperatura óptima de 482 K, donde se observa el consumo del bio-combustible n-butanol y del oxígeno del aire, mientras que el vapor de agua y el bióxido de carbono son formados a partir del tiempo de la auto-ignición.



**Gráfico 5** Presión vs ángulo de leva para diferentes temperaturas de inicio en mezcla aire/n-butanol  
Fuente: Elaboración Propia



**Gráfico 6** Fracciones molares del n-butanol ( $C_4H_9OH$ ),  $O_2$ ,  $H_2O$  y  $CO_2$  para una temperatura de inicio de 482 K  
Fuente: Elaboración Propia

## Conclusiones

Este trabajo permitió realizar una buena aproximación al estudio del desempeño de un motor HCCI operado con mezclas de aire con n-propanol y n-butanol. Haciendo uso del programa COMSOL Multiphysics, se considera la cinemática del pistón dentro de la cámara de combustión y el mecanismo de reacciones químicas de los bio-combustibles n-propanol y n-butanol. A la vez el estudio es simplificado en cuanto se consideró la combustión del n-propanol y n-butanol con mecanismos reducidos, con lo cual se pudo estudiar el efecto real de las reacciones intermediarias sobre la combustión de la mezcla del aire con n-propanol y n-butanol y la influencia de la temperatura de entrada de la mezcla en la auto-ignición.

El modelo implementado permite estudiar el efecto de la temperatura inicial de la mezcla, la relación de compresión y la relación de equivalencia, para un motor HCCI operado con n-propanol y n-butanol.

### Agradecimientos

Los autores agradecen el apoyo otorgado por el Tecnológico Nacional de México y el CONACYT para el desarrollo de esta investigación. Se agradece también a Rigel Barreto por su colaboración en las gráficas.

### Referencias

Reitz, R. D. (2013). Directions in internal combustion engine research. *Combustion and Flame*, 1(160), 1-8.

Bergthorson, J. M., & Thomson, M. J. (2015). A review of the combustion and emissions properties of advanced transportation biofuels and their impact on existing and future engines. *Renewable and sustainable energy reviews*, 42, 1393-1417.

Yao, M., Zheng, Z., & Liu, H. (2009). Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 35(5), 398-437.

Saxena S and Bedoya ID. (2013). Fundamental phenomena affecting low temperature combustion and HCCI engines, high load limits and strategies for extending these limits. *Progress in Energy & Combustion Science* 39:457-488.

Komninos, N. P., & Rakopoulos, C. D. (2016). Heat transfer in hcci phenomenological simulation models: A review. *Applied Energy*, 181, 179-209.

Gan, S., Ng, H. K., & Pang, K. M. (2011). Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: implementation and effects on pollutants in direct injection diesel engines. *Applied Energy*, 88(3), 559-567.

Martínez-Frías J., Aceves S. M., Flowers D.L. (2007). Improving ethanol live cycle energy efficiencies by direct utilization of wet ethanol in HCCI engines. *ASME: Journal of Energy Resources Technology*, pp. 332-337.

Yalmaz N., Donaldson A. B. (2007). Modeling of chemical processes in a diesel engine with alcohol fuels. *Journal of Energy Resources Technology*, ASME, Vol. 129, 355-359.

Maigaard P., Mauss F., Kraft M. (2000). Homogeneous charge compression ignition engine: A simulation study on the effects of inhomogeneities. Paper No. 2000-ICE-275. ICE-Vol. 34-2, 2000 Spring Technical ASME Conference, pp. 63-70.

Flowers D., Smith J. R., Dibble R. (2002). Thermal charge conditioning for optimal HCCI engine operation. *Journal of Energy Resources Technology*, 124, 67-75

Liu R., Zhang C. (2004). A numerical study of NOx reduction for a DI diesel engine with complex geometry. *Journal of Energy Resources Technology*, ASME, 126, 13-20.

Shrestha S.O., Karim G. A. (2006). The operational mixture limits in engines fueled with alternative gaseous fuels. *Journal Of Energy Resources Technology*, ASME, 128, 223-228.

Prince, J. C., Ovando, G. E., Rodríguez, A. Mecanismo reducido para la combustión del n-propanol y del propnal. Manuscrito en preparación para ser enviado a la Revista Mexicana de Ingeniería Química.

M. Díaz. Proceso de ignición de hidrocarburos y biocombustibles a bajas temperaturas, estudio numérico y analítico. (2018). Tesis doctoral, Facultad de Ingeniería, UNAM, México.

Prince, J. C., Williams, F. A. (2012). Short chemical-kinetic mechanisms for low-temperature ignition of propane and ethane, *Combust. Flame*, 159, 2336-2344.

Prince, J. C., Williams, F. A., Ovando, G. E. (2015). A short mechanism for the low-temperature ignition of n-heptane at high pressures. *Fuel*, 149, 138-142.

Johnson, M. V., Goldsborough, S. S., Serinyel, Z., O'Toole, P., Larkin, E., O'Malley, G., & Curran, H. J. (2009). A shock tube study of n- and iso-propanol ignition. *Energy & Fuels*, 23(12), 5886-5898.

Ranzi, E., Frassoldati, A., Grana, R., Cuoci, A., Faravelli, T., Kelley, A. P., & Law, C. K. (2012). Hierarchical and comparative kinetic modeling of laminar flame speeds of hydrocarbon and oxygenated fuels. *Progress in Energy and Combustion Science*, 38(4), 468-501.

Veloo, P. S., & Egolfopoulos, F. N. (2011). Studies of n-propanol, iso-propanol, and propane flames. *Combustion and Flame*, 158(3), 501-510.

Gong, J., Zhang, S., Cheng, Y., Huang, Z., Tang, C., & Zhang, J. (2015). A comparative study of n-propanol, propanal, acetone, and propane combustion in laminar flames. *Proceedings of the Combustion Institute*, 35(1), 795-801.

COMSOL Multiphysics® software.

## Instrucciones para la Publicación Científica, Tecnológica y de Innovación

### [Título en Times New Roman y Negritas No. 14 en Español e Inglés]

Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1<sup>er</sup> Autor†\*, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1<sup>er</sup> Coautor, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 2<sup>do</sup> Coautor y Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 3<sup>er</sup> Coautor

*Institución de Afiliación del Autor incluyendo dependencia (en Times New Roman No.10 y Cursiva)*

*International Identification of Science – Technology an Innovation.*

ID 1<sup>er</sup> Autor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 1<sup>er</sup> Autor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

ID 1<sup>er</sup> Coautor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 1<sup>er</sup> Coautor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

ID 2<sup>do</sup> Coautor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 2<sup>do</sup> Coautor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

ID 3<sup>er</sup> Coautor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 3<sup>er</sup> Coautor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

(Indicar Fecha de Envío: Mes, Día, Año); Aceptado (Indicar Fecha de Aceptación: Uso Exclusivo de ECORFAN)

---

#### **Resumen (En Español, 150-200 palabras)**

Objetivos  
Metodología  
Contribución

**Indicar 3 palabras clave en Times New Roman y Negritas No. 10 (En Español)**

#### **Resumen (En Inglés, 150-200 palabras)**

Objetivos  
Metodología  
Contribución

**Indicar 3 palabras clave en Times New Roman y Negritas No. 10 (En Inglés)**

---

**Citación:** Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1er Autor†\*, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1er Coautor, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 2do Coautor y Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 3er Coautor. Título del Artículo. Revista de Sistemas Experimentales. Año 1-1: 1-11 (Times New Roman No. 10)

---

---

\* Correspondencia del Autor (ejemplo@ejemplo.org)

† Investigador contribuyendo como primer autor



**Introducción**

Texto redactado en Times New Roman No.12, espacio sencillo.

Explicación del tema en general y explicar porque es importante.

¿Cuál es su valor agregado respecto de las demás técnicas?

Enfocar claramente cada una de sus características

Explicar con claridad el problema a solucionar y la hipótesis central.

Explicación de las secciones del Artículo

**Desarrollo de Secciones y Apartados del Artículo con numeración subsecuente**

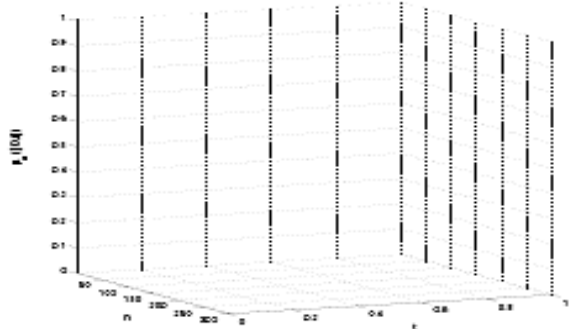
[Título en Times New Roman No.12, espacio sencillo y Negrita]

Desarrollo de Artículos en Times New Roman No.12, espacio sencillo.

**Inclusión de Gráficos, Figuras y Tablas-Editables**

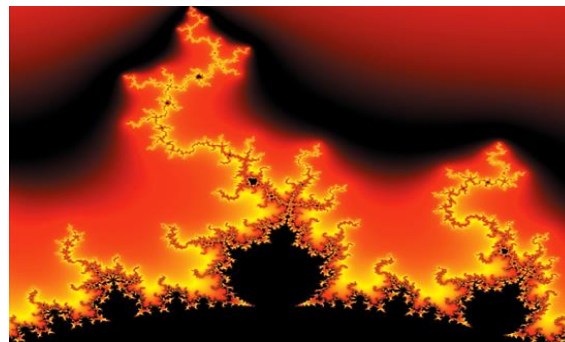
En el *contenido del Artículo* todo gráfico, tabla y figura debe ser editable en formatos que permitan modificar tamaño, tipo y número de letra, a efectos de edición, estas deberán estar en alta calidad, no pixeladas y deben ser notables aun reduciendo la imagen a escala.

[Indicando el título en la parte inferior con Times New Roman No. 10 y Negrita]



**Gráfico 1** Titulo y Fuente (*en cursiva*)

No deberán ser imágenes, todo debe ser editable.



**Figura 1** Titulo y Fuente (*en cursiva*)

No deberán ser imágenes, todo debe ser editable.


**Tabla 1** Titulo y Fuente (*en cursiva*)

No deberán ser imágenes, todo debe ser editable.

Cada Artículo deberá presentar de manera separada en **3 Carpetas**: a) Figuras, b) Gráficos y c) Tablas en formato .JPG, indicando el número en Negrita y el Título secuencial.

**Para el uso de Ecuaciones, señalar de la siguiente forma:**

$$Y_{ij} = \alpha + \sum_{h=1}^r \beta_h X_{hij} + u_j + e_{ij} \quad (1)$$

Deberán ser editables y con numeración alineada en el extremo derecho.

**Metodología a desarrollar**

Dar el significado de las variables en redacción lineal y es importante la comparación de los criterios usados

**Resultados**

Los resultados deberán ser por sección del Artículo.

**Anexos**

Tablas y fuentes adecuadas.



## **Conclusiones**

Explicar con claridad los resultados obtenidos y las posibilidades de mejora.

## **Referencias**

Utilizar sistema APA. No deben estar numerados, tampoco con viñetas, sin embargo en caso necesario de numerar será porque se hace referencia o mención en alguna parte del Artículo.

Utilizar Alfabeto Romano, todas las referencias que ha utilizado deben estar en el Alfabeto romano, incluso si usted ha citado un Artículo, libro en cualquiera de los idiomas oficiales de la Organización de las Naciones Unidas (Inglés, Francés, Alemán, Chino, Ruso, Portugués, Italiano, Español, Árabe), debe escribir la referencia en escritura romana y no en cualquiera de los idiomas oficiales.

## **Ficha Técnica**

Cada Artículo deberá presentar un documento Word (.docx):

Nombre de la Revista

Título del Artículo

Abstract

Keywords

Secciones del Artículo, por ejemplo:

1. *Introducción*
2. *Descripción del método*
3. *Análisis a partir de la regresión por curva de demanda*
4. *Resultados*
5. *Agradecimiento*
6. *Conclusiones*
7. *Referencias*

Nombre de Autor (es)

Correo Electrónico de Correspondencia al Autor

Referencias

## **Requerimientos de Propiedad Intelectual para su edición:**

-Firma Autógrafa en Color Azul del Formato de Originalidad del Autor y Coautores

-Firma Autógrafa en Color Azul del Formato de Aceptación del Autor y Coautores

## **Reserva a la Política Editorial**

Revista de Sistemas Experimentales se reserva el derecho de hacer los cambios editoriales requeridos para adecuar los Artículos a la Política Editorial del Research Journal. Una vez aceptado el Artículo en su versión final, el Research Journal enviará al autor las pruebas para su revisión. ECORFAN® únicamente aceptará la corrección de erratas y errores u omisiones provenientes del proceso de edición de la revista reservándose en su totalidad los derechos de autor y difusión de contenido. No se aceptarán supresiones, sustituciones o añadidos que alteren la formación del Artículo.

## **Código de Ética – Buenas Prácticas y Declaratoria de Solución a Conflictos Editoriales**

### **Declaración de Originalidad y carácter inédito del Artículo, de Autoría, sobre la obtención de datos e interpretación de resultados, Agradecimientos, Conflicto de intereses, Cesión de derechos y distribución**

La Dirección de ECORFAN-México, S.C reivindica a los Autores de Artículos que su contenido debe ser original, inédito y de contenido Científico, Tecnológico y de Innovación para someterlo a evaluación.

Los Autores firmantes del Artículo deben ser los mismos que han contribuido a su concepción, realización y desarrollo, así como a la obtención de los datos, la interpretación de los resultados, su redacción y revisión. El Autor de correspondencia del Artículo propuesto requisitara el formulario que sigue a continuación.

Título del Artículo:

- El envío de un Artículo a Revista de Sistemas Experimentales emana el compromiso del autor de no someterlo de manera simultánea a la consideración de otras publicaciones seriadas para ello deberá complementar el Formato de Originalidad para su Artículo, salvo que sea rechazado por el Comité de Arbitraje, podrá ser retirado.
- Ninguno de los datos presentados en este Artículo ha sido plagiado ó inventado. Los datos originales se distinguen claramente de los ya publicados. Y se tiene conocimiento del testeo en PLAGSCAN si se detecta un nivel de plagio Positivo no se procederá a arbitrar.
- Se citan las referencias en las que se basa la información contenida en el Artículo, así como las teorías y los datos procedentes de otros Artículos previamente publicados.
- Los autores firman el Formato de Autorización para que su Artículo se difunda por los medios que ECORFAN-México, S.C. en su Holding Bolivia considere pertinentes para divulgación y difusión de su Artículo cediendo sus Derechos de Obra.
- Se ha obtenido el consentimiento de quienes han aportado datos no publicados obtenidos mediante comunicación verbal o escrita, y se identifican adecuadamente dicha comunicación y autoría.
- El Autor y Co-Autores que firman este trabajo han participado en su planificación, diseño y ejecución, así como en la interpretación de los resultados. Asimismo, revisaron críticamente el trabajo, aprobaron su versión final y están de acuerdo con su publicación.
- No se ha omitido ninguna firma responsable del trabajo y se satisfacen los criterios de Autoría Científica.
- Los resultados de este Artículo se han interpretado objetivamente. Cualquier resultado contrario al punto de vista de quienes firman se expone y discute en el Artículo.

## Copyright y Acceso

La publicación de este Artículo supone la cesión del copyright a ECORFAN-México, S.C en su Holding Taiwan para su Revista de Fisioterapia, que se reserva el derecho a distribuir en la Web la versión publicada del Artículo y la puesta a disposición del Artículo en este formato supone para sus Autores el cumplimiento de lo establecido en la Ley de Ciencia y Tecnología de los Estados Unidos Mexicanos, en lo relativo a la obligatoriedad de permitir el acceso a los resultados de Investigaciones Científicas.

Título del Artículo:

Nombre y apellidos del Autor de contacto y de los Coautores	Firma
1.	
2.	
3.	
4.	

## Principios de Ética y Declaratoria de Solución a Conflictos Editoriales

### Responsabilidades del Editor

El Editor se compromete a garantizar la confidencialidad del proceso de evaluación, no podrá revelar a los Árbitros la identidad de los Autores, tampoco podrá revelar la identidad de los Árbitros en ningún momento.

El Editor asume la responsabilidad de informar debidamente al Autor la fase del proceso editorial en que se encuentra el texto enviado, así como de las resoluciones del arbitraje a Doble Ciego.

El Editor debe evaluar los manuscritos y su contenido intelectual sin distinción de raza, género, orientación sexual, creencias religiosas, origen étnico, nacionalidad, o la filosofía política de los Autores.

El Editor y su equipo de edición de los Holdings de ECORFAN® no divulgarán ninguna información sobre Artículos enviado a cualquier persona que no sea el Autor correspondiente.

El Editor debe tomar decisiones justas e imparciales y garantizar un proceso de arbitraje por pares justa.

### Responsabilidades del Consejo Editorial

La descripción de los procesos de revisión por pares es dado a conocer por el Consejo Editorial con el fin de que los Autores conozcan cuáles son los criterios de evaluación y estará siempre dispuesto a justificar cualquier controversia en el proceso de evaluación. En caso de Detección de Plagio al Artículo el Comité notifica a los Autores por Violación al Derecho de Autoría Científica, Tecnológica y de Innovación.

### Responsabilidades del Comité Arbitral

Los Árbitros se comprometen a notificar sobre cualquier conducta no ética por parte de los Autores y señalar toda la información que pueda ser motivo para rechazar la publicación de los Artículos. Además, deben comprometerse a mantener de manera confidencial la información relacionada con los Artículos que evalúan.

Cualquier manuscrito recibido para su arbitraje debe ser tratado como documento confidencial, no se debe mostrar o discutir con otros expertos, excepto con autorización del Editor.

Los Árbitros se deben conducir de manera objetiva, toda crítica personal al Autor es inapropiada.

Los Árbitros deben expresar sus puntos de vista con claridad y con argumentos válidos que contribuyan al que hacer Científico, Tecnológica y de Innovación del Autor.

Los Árbitros no deben evaluar los manuscritos en los que tienen conflictos de intereses y que se hayan notificado al Editor antes de someter el Artículo a evaluación.

## **Responsabilidades de los Autores**

Los Autores deben garantizar que sus Artículos son producto de su trabajo original y que los datos han sido obtenidos de manera ética.

Los Autores deben garantizar no han sido previamente publicados o que no estén siendo considerados en otra publicación seriada.

Los Autores deben seguir estrictamente las normas para la publicación de Artículos definidas por el Consejo Editorial.

Los Autores deben considerar que el plagio en todas sus formas constituye una conducta no ética editorial y es inaceptable, en consecuencia, cualquier manuscrito que incurra en plagio será eliminado y no considerado para su publicación.

Los Autores deben citar las publicaciones que han sido influyentes en la naturaleza del Artículo presentado a arbitraje.

## **Servicios de Información**

### **Indización - Bases y Repositorios**

RESEARCH GATE (Alemania)

GOOGLE SCHOLAR (Índices de citas-Google)

MENDELEY (Gestor de Referencias bibliográficas)

REDIB (Red Iberoamericana de Innovación y Conocimiento Científico- CSIC)

HISPANA (Información y Orientación Bibliográfica-España)

### **Servicios Editoriales:**

Identificación de Citación e Índice H.

Administración del Formato de Originalidad y Autorización.

Testeo de Artículo con PLAGSCAN.

Evaluación de Artículo.

Emisión de Certificado de Arbitraje.

Edición de Artículo.

Maquetación Web.

Indización y Repositorio

Traducción.

Publicación de Obra.

Certificado de Obra.

Facturación por Servicio de Edición.

### **Política Editorial y Administración**

244 - 2 Itzopan Calle. La Florida, Ecatepec Municipio México Estado, 55120 Código postal, MX. Tel: +52 1 55 2024 3918, +52 1 55 6159 2296, +52 1 55 4640 1298; Correo electrónico: [contact@ecorfan.org](mailto:contact@ecorfan.org)  
[www.ecorfan.org](http://www.ecorfan.org)

## **ECORFAN®**

### **Editora en Jefe**

RAMOS-ESCAMILLA, María. PhD

### **Redactor Principal**

SERRUDO-GONZALES, Javier. BsC

### **Asistente Editorial**

ROSALES-BORBOR, Eleana. BsC

SORIANO-VELASCO, Jesús. BsC

### **Director Editorial**

PERALTA-CASTRO, Enrique. MsC

### **Editor Ejecutivo**

IGLESIAS-SUAREZ, Fernando. MsC

### **Editores de Producción**

ESCAMILLA-BOUCHAN, Imelda. PhD

LUNA-SOTO, Vladimir. PhD

### **Administración Empresarial**

REYES-VILLAO, Angélica. BsC

### **Control de Producción**

RAMOS-ARANCIBIA Alejandra. BsC

DÍAZ-OCAMPO Javier. BsC

### **Editores Asociados**

OLIVES-MALDONADO, Carlos. MsC

MIRANDA-GARCIA, Marta. PhD

CHIATCHOUA, Cesaire. PhD

SUYO-CRUZ, Gabriel. PhD

CENTENO-ROA, Ramona. MsC

ZAPATA-MONTES, Nery Javier. PhD

ALAS-SOLA, Gilberto Américo. PhD

MARTÍNEZ-HERRERA, Erick Obed. MsC

ILUNGA-MBUYAMBA, Elisée. MsC

IGLESIAS-SUAREZ, Fernando. MsC

VARGAS-DELGADO, Oscar. PhD

### **Publicidad y Patrocinio**

(ECORFAN®- Mexico- Bolivia- Spain- Ecuador- Cameroon- Colombia- El Salvador- Guatemala- Nicaragua- Peru- Paraguay- Democratic Republic of The Congo- Taiwan ),sponsorships@ecorfan.org

### **Licencias del Sitio**

03-2010-032610094200-01-Para material impreso, 03-2010-031613323600-01-Para material electrónico, 03-2010-032610105200-01-Para material fotográfico, 03-2010-032610115700-14-Para Compilación de Datos, 04 -2010-031613323600-01-Para su página Web, 19502-Para la Indización Iberoamericana y del Caribe, 20-281 HB9-Para la Indización en América Latina en Ciencias Sociales y Humanidades, 671-Para la Indización en Revistas Científicas Electrónicas España y América Latina, 7045008-Para su divulgación y edición en el Ministerio de Educación y Cultura-España, 25409-Para su repositorio en la Biblioteca Universitaria-Madrid, 16258-Para su indexación en Dialnet, 20589-Para Indización en el Directorio en los países de Iberoamérica y el Caribe, 15048-Para el registro internacional de Congresos y Coloquios. financingprograms@ecorfan.org

**Oficinas de Gestión**

244 Itzopan, Ecatepec de Morelos–México.

21 Santa Lucía, CP-5220. Libertadores -Sucre–Bolivia.

38 Matacerquillas, CP-28411. Morazarzal –Madrid-España.

18 Marcial Romero, CP-241550. Avenue, Salinas 1 - Santa Elena-Ecuador.

1047 La Raza Avenue -Santa Ana, Cusco-Peru.

Boulevard de la Liberté, Immeuble Kassap, CP-5963.Akwa- Douala-Cameroon.

Southwest Avenue, San Sebastian – León-Nicaragua.

6593 Kinshasa 31 – Republique Démocratique du Congo.

San Quentin Avenue, R 1-17 Miralvalle - San Salvador-El Salvador.

16 Kilometro, American Highway, House Terra Alta, D7 Mixco Zona 1-Guatemala.

105 Alberdi Rivarola Captain, CP-2060. Luque City- Paraguay.

YongHe district, ZhongXin, Street 69. Taipei-Taiwan.

# Revista de Sistemas Experimentales

“Determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal”

**SOLÓRZANO, Patricia, MORALES, Laura Irene, , MONTIEL, Moisés y DEMESA, Noé**

*Universidad Autónoma del Estado de Morelos*

“Análisis del desempeño higrotérmico de cava de vino subterránea”

**JIMÉNEZ-LÓPEZ, Verónica, GÓMEZ-AMADOR, Adolfo, BENNI, Stefano y BOJÓRQUEZ-MORALES, Gonzalo**

*Universidad de Colima*

“Análisis experimental de una bomba de calor aire-agua que opera en una alberca pública en condiciones invernales”

**LÓPEZ-CALLEJAS, Raymundo, VACA-MIER, Mabel, TERRES-PEÑA, Hilario y LIZARDI-RAMOS, Arturo**

*Universidad Autónoma Metropolitana-Azcapotzalco*

“Análisis y modelado de motores tipo HCCI usando biocombustibles”

**PRINCE-AVELINO, Juan C, OVANDO-CHACÓN, Guillermo y RODRÍGUEZ-LEÓN, Abelardo**

*Instituto Tecnológico de Veracruz*

