

**Validación estadística de un modelo de dinámica de fluidos computacional (CFD)
optimizado con refinamiento de malla y funciones definidas por el usuario**

Kevin Alexander Charris Barrios y Juan Pablo Castañeda Romero

**Departamento de energía, Universidad de la Costa, CUC
Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniero Eléctrico**

Tutores: Andrés PhD. Mauricio Rodríguez y PhD. Andrés Toscano

Julio 5, 2022



Nota de Aceptación

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

Agradecimientos

Principalmente le damos gracias a Dios por hacer posible este estudio realizado y por la experiencia que hemos tenido, a la Universidad de la Costa, por su esmero en trabajar sobre la excelencia y convertirnos en excelentes profesionales dispuestos a la entrega social por las demás personas, sin duda alguna a los profesores que hacen la vida del estudiante muy enriquecedora y hacen que con su labor podamos amar nuestra carrera y en especial ayuda a los ingenieros que nos brindaron todo su apoyo no solo académico si no también personal en la realización de esta tesis, que nos marca un hito muy especial en la vida de nosotros.

Agradecemos a todos nuestros familiares que ponen su voto de confianza en nosotros y que nos apoyaron desde el instante cero. Finalmente, y no menos importante agradecemos a las personas quienes leen este apartado, que permiten que el conocimiento generado aquí, perdure mucho más.

Resumen

En los sistemas de refrigeración comunes la fuente de energía requerida para la compresión del vapor es la electricidad, mientras que en los sistemas de absorción su fuente es el calor. Los sistemas de refrigeración por absorción han ganado terreno por estos últimos años, gracias a su bajo consumo de energía eléctrica, a comparación de los sistemas de refrigeración por compresión, debido principalmente a que utilizan energía térmica residual en lugar de energía mecánica. (Noriega Sánchez and Pérez Rojas 2011). El absorbedor absorbe el refrigerante que viene del evaporador liberando calor (Fernández 2011), esto hace del absorbedor el “corazón” del sistema de refrigeración. En los últimos 10 años se ha presentado un auge de estudios de tipo experimental y numérico que buscan mejoras de diseño y operación para este componente. Una de estas herramientas es la llamada dinámica de fluidos computaciones CFD por sus siglas en inglés, la cual se ha usado para representar los fenómenos de transferencia de calor y masa dentro del absorbedor y su relación con parámetros de operación como la presión, la temperatura, la concentración y los flujos de entrada al sistema y salida del sistema. En el presente estudio se realizó la comparación de dos modelos CFD de un absorbedor tipo burbuja con los que se evaluó el efecto de dos métodos de optimización: el refinamiento de la malla y el uso de funciones definidas por el usuario, se utilizó métodos de estadística comparativa y test de precisión. Los resultados muestran que las variables más sensibles del modelo son los flux de calor y masa y que siempre será necesario el refinamiento de malla para obtener resultados más precisos en el modelo cuando estos se comparan con los resultados experimentales. Al revisar los estudios de modelos CFD de absorbedores reportados en la literatura científica, se observó una deficiencia metodológica en la validación de los modelos que no permite concluir estadísticamente, si las optimizaciones con refinamiento de malla y las funciones definidas por el usuario mejoran su rendimiento o no, la finalidad de la investigación es realizar una comparación estadística y evaluar su eficacia al momento de realizar un modelado de malla, con modelos de otros estudios y realizados. Obteniendo como resultado que entre más sea el número de elementos en la malla, hace que en las cuatro variables (Concentración total de amonio a la salida del tubo interno, Temperatura de la solución a la salida del tubo interno y flux de calor transferido desde la solución y Flux de amonio absorbido por la solución) minimicen su porcentaje de error, pudiendo así, elevar los índices de aceptabilidad para dar búsqueda de un modelo óptimo, en este tipo de absorbedores, haciéndolo más eficiente. Es entonces cuando se da la necesidad de siempre evaluar con las cuatro variables, con un sistema optimizado de 250.000 elementos en la malla.

Palabras clave: absorbedor, CFD, optimización, malla, refrigeración

Abstract

In common refrigeration systems the energy source required for vapor compression is electricity, while in absorption systems its source is heat. Absorption refrigeration systems have gained ground in recent years, thanks to their low electrical energy consumption, compared to compression refrigeration systems, mainly due to the fact that they use residual thermal energy instead of mechanical energy. (Noriega Sánchez and Pérez Rojas 2011). The absorber absorbs the refrigerant that comes from the evaporator, releasing heat (Fernández 2011), this makes the absorber the "heart" of the refrigeration system. In the last 10 years, there has been a boom in experimental and numerical studies seeking design and operation improvements for this component. One of these tools is called computational fluid dynamics CFD for its acronym in English, which has been used to represent the phenomena of heat and mass transfer within the absorber and its relationship with operating parameters such as pressure, temperature, the concentration and the inflows to the system and outflows from the system. In the present study, the comparison of two CFD models was carried out. of a bubble-type absorber with which the effect of two optimization methods was evaluated: mesh refinement and the use of user-defined functions, comparative statistics and precision test methods were used. The results show that the most sensitive variables of the model are the heat and mass fluxes and that mesh refinement will always be necessary to obtain more accurate results in the model when compared to the experimental results. Reviewing CFD model studies of absorbers reported in the scientific literature, a methodological deficiency was observed in the validation of the models that does not allow to conclude statistically, if the optimizations with mesh refinement and the functions defined by the user improve their performance or not, the purpose of the investigation is to make a statistical comparison and evaluate its effectiveness when performing mesh modeling, with models from other studies and carried out. Obtaining as a result that the greater

the number of elements in the mesh, it means that in the four variables (total concentration of ammonium at the outlet of the internal tube, temperature of the solution at the outlet of the internal tube and heat flux transferred from the solution and Flux of ammonium absorbed by the solution) minimize their percentage of error, thus being able to raise the acceptability rates to search for an optimal model, in this type of absorbers, making it more efficient. It is then that there is a need to always evaluate with the four variables, with an optimized system of 250,000 elements in the mesh.

Keywords: absorber, CFD, optimization, mesh, cooling

Contenido

Listas de tablas y figuras.....	10
1. Introducción	122
2. Objetivos.....	13
2.1 Objetivo general	133
2.2 objetivos específicos.....	133
3. Planteamiento del problema.....	144
3.1 Definición del problema	144
3.2 Justificación.....	155
4. Marco teórico	16
4.1 Sistemas de Refrigeración.....	166
4.1.1 Generador:.....	166
4.1.2 Condensador:	177
4.1.3 Evaporador:	177
4.1.4 Absorbedor:	177
4.1.4.1 Tipos de Absorbedores.....	177
4.2 Modelos CFD	233
4.3 Validación de modelos CFD	244
4.3.1 Estadística descriptiva.....	244
4.3.1.1 Media aritmética (\bar{X}).....	255
4.3.1.2 Desviación Estándar (σ).	255
4.3.1.3 Media Cuadrática (M_c).	255
4.3.1.4 Prueba de Kolmogorov-Smirnov.	266
4.3.1.5 Prueba de Shapiro - Wilk.	266
4.3.1.6 Prueba de Lilliefors. Lilliefors (LF).....	266
4.3.2. Test de Precisión	277
4.3.2.1 Desviación Media Absoluta - Absolute Mean Deviation (AMD).	277
4.3.2.2 Desviación Relativa Absoluta - Relative Standard Deviation ($RSD\%$).....	277
4.3.2.3 Suma del error cuadrático (SSE).	277
4.3.2.4 Error Cuadrático Medio ($RMSE$).	288
4.3.2.5 Raíz media cuadrática ($RMSD$).	288
4.3.2.6 Prueba de Levene.	299

4.3.2.7 Prueba tipo T.....	299
5. Metodología	30
6. Resultados y Discusión	33
6.1 Datos de estudio.....	33
6.2 Modelo no optimizado.....	36
6.3 Modelo optimizado	41
7. Conclusión	488
8. Referencias.....	499
9. Reconocimiento	54

Lista de tablas

	Pág
Tabla 1. Datos de estudio entrada del absorbedor _____	334
Tabla 2. Datos de estudio salida del absorbedor _____	355
Tabla 3. Datos de estudio concentración total de amonio a la salida Modelo no optimizado _	366
Tabla 4. Datos de estudio flux de amonio tranferido a la solucion Modelo no optimizado ____	377
Tabla 5. Datos de estudio temperatura de la solución a la salida del tubo interno Modelo no optimizado _____	388
Tabla 6 Datos de estudio flux de calor transferido desde la solución Modelo no optimizado _	399
Tabla 7. Resultados test de precisión, modelo no optimizado _____	40
Tabla 8. Refinamiento de malla _____	42
Tabla 9. Datos de estudio Flux de amonio absorbido por la solución Modelo optimizado ____	43
Tabla 10. Datos de estudio Concentración total de amonio a la salida del tubo interno Modelo optimizado _____	444
Tabla 11. Datos de estudio temperatura de la solución a la salida del tubo interno Modelo optimizado _____	455
Tabla 12. Datos de estudio flux de calor transferido desde la solución Modelo optimizado __	456
Tabla 13. Test de Precisión Modelo optimizado _____	477

Figuras

Figura 1. Esquema de un absorbedor de membrana porosa – no porosa. _____	199
Figura 2. Esquema general de un absorbedor de burbujas de tubo múltiple. _____	20
Figura 3. Esquema de un absorbedor de película descendente enfriado por agua y enfriado por aire. _____	221
Figura 4. Esquema de un absorbedor adiabático. _____	23
Figura 5. Refinamiento de malla implementado. _____	244
Figura 6. Esquema de la metodología estadística propuesta. _____	31
Figura 7. Bosquejo del absorbedor de burbuja estudiado. _____	32
Figura 8. Modelo CFD sin y con refinamiento de malla. _____	42

1. Introducción

La refrigeración es el proceso de eliminar o mantener la temperatura de un proceso de fabricación, espacio o sustancia en relación con la temperatura ambiente. Hoy en día, la refrigeración tiene múltiples aplicaciones y está involucrada en muchos procesos industriales en los sectores de la alimentación, la construcción, la química, la medicina e incluso el procesamiento de metales, convirtiéndose en una actividad industrial esencial.

Actualmente existen estudios avalados en donde demuestran una validación aceptable de varios parámetros en un modelo CFD del absorbedor de burbuja en sistemas de refrigeración por absorción, estos estudios carecen de mucha información para dar un modelo certero capaz de ser óptimo, incluso hay estudios que no muestran con detalle su modelamiento, concluyendo con incertidumbres.

Los modelos realizados por Panda & Mani (Panda and Mani 2016), no reportan en su análisis, no incluyó los parámetros completos de validación, utilizando solo dos variables, siendo un método de validación no apropiado. Un caso similar fue la investigación realizada por Lima (Lima et al. 2018), lo que deja en evidencia las deficiencias en la validación de este tipo de modelos.

A diferencia, este estudio presenta la comparación de un modelo CFD no optimizado y optimizado con cada una de sus cuatro variables que son: Flux de amonio absorbido por la solución, Concentración total de amonio a la salida del tubo interno, Temperatura de la solución a la salida del tubo interno y Flux de calor transferido desde la solución, caso contrario a Hosseinia, el cual desarrollo a partir de las mismas cuatro variables pero carece de datos para hacer un análisis estadístico certero y robusto, utilizando solo 1 prueba (Hosseinnia et al., 2017), en este caso esta investigación tiene 11 pruebas.

2. Objetivos

2.1 Objetivo general

Evaluar estadísticamente un modelo CFD de un absorbedor de burbujas con las variables de transferencia de calor y masa, antes y después de una optimización con refinamiento de malla y funciones definidas por el usuario.

2.2 objetivos específicos

Analizar estadísticamente los resultados del efecto de refinamiento de la malla sobre la concentración de amonio de la solución, la temperatura de salida de la solución, el flux de amonio absorbido y el flux de calor en un modelo CFD aplicado a un absorbedor de burbujas.

Comparar estadísticamente el efecto de dos funciones definidas por el usuario, sobre la concentración de amonio de la solución, la temperatura de salida de la solución, el flux de amonio absorbido y el flux de calor en un modelo CFD.

Comparar estadísticamente los resultados de las variables simuladas del modelo CFD optimizado con los datos experimentales del absorbedor de burbujas.

3. Planteamiento del problema

3.1 Definición del problema

Los sistemas de refrigeración por absorción son una importante alternativa a los tradicionales sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Esto, gracias a que usan energía térmica residual que reduce los impactos ambientales asociados al alto consumo de energía eléctrica y, a que utilizan fluidos de trabajo menos contaminantes con el ambiente (Hong et al. 2017). Según Panda and Mani (2016), el absorbedor es el componente más importante de estos sistemas de refrigeración, esto se debe a que la eficiencia de los procesos de transferencia de masa y calor en el absorbedor afectan significativamente el desempeño global del sistema en términos de tamaño, costos y eficiencia (Álvarez and Bourouis 2018; Li et al. 2018, Álvarez 2016; Miller and Keyhani 2001).

Por lo anterior, los absorbedores (membrana, burbuja, película descendente y adiabáticos) han llamado la atención de los investigadores, quienes han desarrollado estudios paramétricos experimentales para evaluar el efecto de variables como la presión, la concentración, los flujos y la temperatura sobre los coeficientes de transferencia de calor y masa del absorbedor (Tae et al., 2002; Terasaka et al., 2002). Sin embargo, debido a la complejidad de estos procesos existen limitaciones experimentales que no permiten analizar por completo los procesos, razón por la cual se han desarrollado modelos matemáticos complementarios a los estudios experimentales.

En los últimos 10 años en la literatura científica se han reportado modelos de dinámica de fluidos computacional (CFD) aplicados a absorbedores de membrana (Asfand et al., 2015), de película descendente (Hosseinnia et al., 2016), adiabáticos y de burbuja (Panda and Mani (2016), con ellos se han evaluado parámetros operacionales como la presión, la temperatura y la concentración de la solución, también configuraciones geométricas y distintas propiedades de los fluidos de trabajo. La revisión de literatura mostró que existen vacíos metodológicos y discrepancias sobre la cantidad apropiada de elementos que componen la malla del modelo y las variables utilizadas para la validación de esta. Por ejemplo, Lima et al. (2018) Utilizó en su modelo CFD una malla no estructurada de 48000 elementos y reportó un error de 18% en la concentración total de amonio a la salida de este, por su parte, Asfand et al., (2015) reportó una

mallas de 800.000 elementos y un error de 1% en el flux de amonio absorbido reportando la validación de su modelo con un dato experimental.

Por ello, el problema que se busca resolver con este trabajo de investigación es ¿Cuál es el efecto del refinamiento de malla y el uso de funciones definidas por el usuario sobre el rendimiento del modelo CFD y los porcentajes de error de las variables de validación de este?

3.2 Justificación

Los estudios de modelos CFD de absorbedores reportados en la literatura científica, existe una deficiencia metodológica en la validación de los modelos que no permite concluir estadísticamente, si las optimizaciones con refinamiento de malla y funciones definidas por el usuario mejoran su rendimiento o no. Razón por la cual es común encontrar estudios en los que se reportan mallas con una baja cantidad de elementos (48000) y errores del 18% en variables como la temperatura y la concentración total de amonio (Lima et al. 2018) y estudios con mallas de 800000 elementos y errores de 1% en variables como el flux de amonio absorbido (Hosseinnia et al., 2017), en otros estudios aunque se reporta la cantidad de elementos de la malla no se presentan las variables de validación ni sus errores respecto a los datos experimentales (Panda and Mani 2016). Por lo tanto, con esta propuesta de investigación se busca dar respuesta a la deficiencia metodológica encontrada realizando la validación estadística de un modelo CFD antes y después de un proceso de optimización con refinamiento de malla y uso de dos UDF en las propiedades del fluido de trabajo, en la validación se incluirán cuatro variables con el ánimo de definir cuáles son las variables más apropiadas para la validación y aportar de esta manera a responder las deficiencias metodológicas mencionadas.

4. Marco teórico

4.1 Sistemas de Refrigeración

La refrigeración por compresión se logra evaporando el refrigerante a través de un dispositivo de expansión dentro del intercambiador de calor, conocido como evaporador. Para vaporizar se debe absorber el calor latente del proceso de fumigación. Cuando el refrigerante se evapora, el refrigerante en estado de vapor absorbe calor del refrigerante conectado al evaporador, ya sea que el refrigerante sea gas o líquido (Arnabat 2008). Esta cantidad de calor en el medio se llama refrigerante. Después de este intercambio de energía, el compresor mecánico aumenta la presión del vapor para que pueda condensarse dentro de otro intercambiador de calor llamado condensador. En este intercambiador, el calor latente y el calor de detección se liberan del sistema de refrigeración, que son componentes del refrigerante. dado que este aumento de presión conduce también a un aumento de su temperatura, para obtener un cambio de estado del refrigerante (e inducir su subenfriamiento), es necesario enfriarlo dentro del condensador; Esto se suele hacer con aire y/o agua dependiendo del tipo de condensador, que suele estar regulado por el refrigerante. De esta forma, un refrigerante ya líquido puede evaporarse a través del acelerador y repetir el ciclo de refrigeración a presión (Virgil 2017).

Sistema de refrigeración por absorción. Los sistemas de refrigeración por absorción han ganado terreno por estos últimos años, gracias a su bajo consumo de energía eléctrica, a comparación de los sistemas de refrigeración por compresión, debido principalmente a que utilizan energía térmica residual en lugar de energía mecánica. (Noriega Sánchez and Pérez Rojas 2011).

El funcionamiento del sistema por absorción consiste en varias etapas las cuales se dividen en: generador, absorbedor, condensador y evaporador.

4.1.1 Generador

En el generador se suministra calor hasta llegar al punto de ebullición del refrigerante, el cual se evapora y se separa la mezcla de la disolución, es decir, aquí se generan vapores de refrigerante a partir de la alimentación de la masa de disolución. El calor de generación puede ser obtenido de diferentes formas, ya sea mediante combustibles fósiles desde un punto de vista tradicional, mediante el aprovechamiento de calores residuales, como puede ocurrir en un sistema de cogeneración, o bien directamente de fuentes renovables como la energía solar. (Fernandez 2011).

4.1.2 Condensador

En este se produce el cambio de fase del refrigerante en estado vapor a líquido llevándolo a una temperatura ambiente o cercana a esta. (Fernandez 2011).

4.1.3 Evaporador

Aquí el refrigerante absorbe el calor del espacio que se quiere refrigerar, el calor otorgado por el espacio refrigerado ocasiona que el refrigerante se evapore, esto ocasiona un aumento en la presión del refrigerante y crea una diferencia de presión entre el evaporador y el absorbedor que ocasiona que el refrigerante en estado de vapor fluya hacia el absorbedor. (Fernandez 2011).

4.1.4 Absorbedor

Absorbe el refrigerante que viene del evaporador y este hace una reacción exotérmica liberando calor. El absorbente (solución) debe estar a una temperatura estable y apropiada para favorecer los procesos de transferencia de masa y así pueda absorber la masa suficiente de gas (refrigerante) (Fernandez 2011).

El absorbedor, ha sido catalogado como el elemento principal en los sistemas de refrigeración por absorción (Hong et al. 2017). Se considera que es el componente que determina el desempeño global de los sistemas por absorción (Panda and Mani 2016), su tamaño (Álvarez and Bourouis 2018; Li et al. 2018), costo (Álvarez 2016; Miller and Keyhani 2001) y su configuración. Esto se debe a los procesos de transferencia de calor y masa que tienen lugar en el absorbedor. Por lo anterior, en los últimos 10 años se ha presentado un auge de estudios de tipo experimental y numérico que buscan mejoras de diseño y operación para este componente.

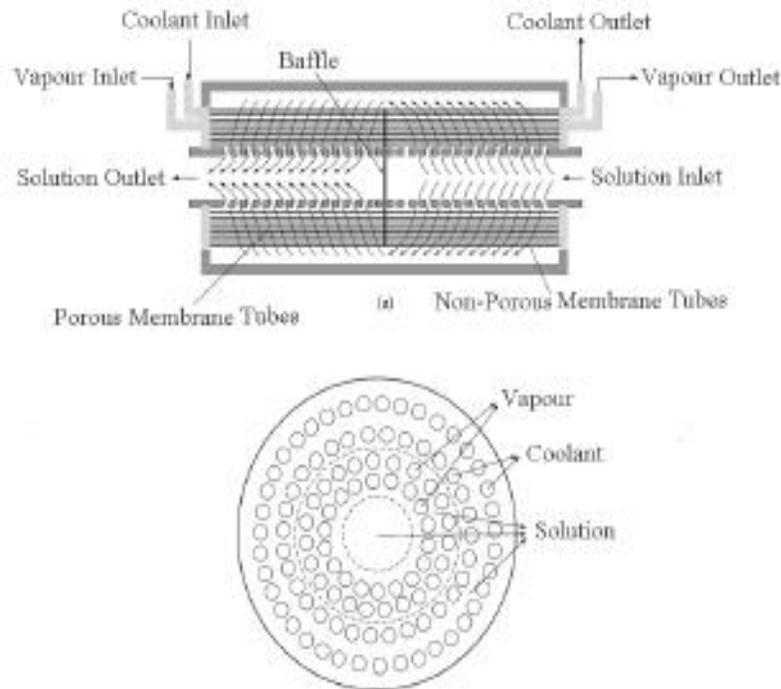
4.1.4.1 Tipos de Absorbedores. Los absorbedores de membrana emplean una membrana polimérica micro porosa en la interfaz entre el vapor del refrigerante y el absorbente (García Alvarado 2016). Gracias a esta son equipos que presentan un gran desempeño, pequeño volumen, fiabilidad, alta rendimiento de separación, gran área interfacial a relación de volumen, menor costo, menos demanda mecánica parcial y consumo de energía relativamente bajo (Hong et al. 2017). En la industria de procesos el absorbedor de membrana está creciendo debido a la relativa simplicidad, confiabilidad, altos parámetros de separación, gran área interfacial y menor consumo de energía con mejor transferencia de calor y masa. Teniendo en cuenta las investigaciones propuestas por (Asfand et al. 2015) se infiere que hay principalmente dos configuraciones, placa y absorbente de membrana de marco y absorbente de membrana de fibra hueca en el que pueden incorporar contactores de membrana en los absorbedor.

Los absorbedores de membrana emplean una membrana polimérica micro porosa en la interfaz entre el vapor del refrigerante y el absorbente (García Alvarado 2016). Gracias a esta son equipos que presentan un gran desempeño, pequeño volumen, fiabilidad, alta eficiencia de separación, gran área interfacial a relación de volumen, menor costo, menor demanda mecánica y consumo de energía relativamente bajo (Hong et al. 2017). En la industria de procesos el absorbedor de membrana está creciendo debido a la relativa simplicidad, confiabilidad, altos parámetros de separación, gran área interfacial y menor consumo de energía con mejor transferencia de calor y masa. Teniendo en cuenta las investigaciones propuestas por (Asfand et al. 2015) se infiere que hay principalmente dos configuraciones, placa y absorbente de membrana de marco y absorbente de membrana de fibra hueca en el que pueden incorporar contactores de membrana en los absorbedores.

En el primero se tiene que gracias a la posición paralela de las placas la caída de presión es pequeña, por lo que se considera la mejor opción para la absorción basada en una solución de agua/LiBr. No obstante, el módulo de fibra hueca permite una mayor eficiencia transferencia de masa debido al flujo transversal externo y se considera una opción adecuada para los sistemas de refrigeración por absorción a base de amoníaco/agua. La Figura 1 presenta un esquema de un absorbedor de membrana (Asfand 2016).

Figura 1

Esquema de un absorbedor de membrana porosa – no porosa. Fuente: (Asfand 2016).



Nota: Fuente (Asfand 2016).

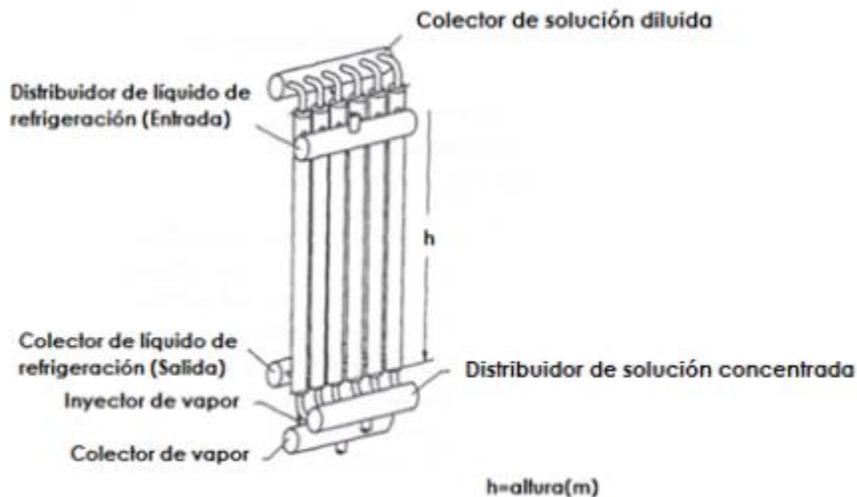
En cuanto a modelos CFD, la revisión de literatura muestra una simulación hecha por Asfand et al., (2015) en la que representó un absorbedor de membrana utilizando un canal de solución de 20 mm de largo y 0.5 mm de espesor con una velocidad de entrada de la solución de H₂O/(LiBr . Lil . LiNO₃ . LiCl) y H₂O/(LiNO₃ KNO₃ . NaNO₃) de 0.0182 m.s⁻¹ a una concentración de 60% y 55 °C. En la simulación se probaron diferentes tamaños de cuadrícula para los 0.5 mm de espesor, el canal de solución y un tamaño de malla 15.000 celdas. Los resultados mostraron que la tasa de absorción se incrementó por un factor de 3 cuando el canal de la solución redujo su espesor desde 2 mm a 0.5 mm. (Asfand et al., 2015).

Absorbedor de burbujas. Los absorbedores de burbujas son de tipo inundado o de tubos. En ambos casos la disposición del absorbedor consiste en un canal inundado de disolución pobre por donde se inyecta el refrigerante en estado vapor en forma de burbujas (Sández 2011). El proceso de absorción ocurre cuando las burbujas fluyen a través del tubo e intercambian masa

a través de la superficie, estos procesos se ven fuertemente afectados por las paredes del tubo (Wu et al., 2018). En este tipo de absorbedor la forma y el flujo de las burbujas juegan un papel importante, debido a los complejos fenómenos de transferencia de masa y calor que ocurren en su superficie. Los absorbedores de burbuja ofrecen coeficientes de transferencia de masa relativamente altos al distribuir pequeñas burbujas de vapor, aumentando el área superficial disponible para la transferencia de masa. La Figura 2 muestra el esquema general de un absorbedor de burbujas de tubo múltiple.

Figura 2

Esquema general de un absorbedor de burbujas de tubo múltiple.



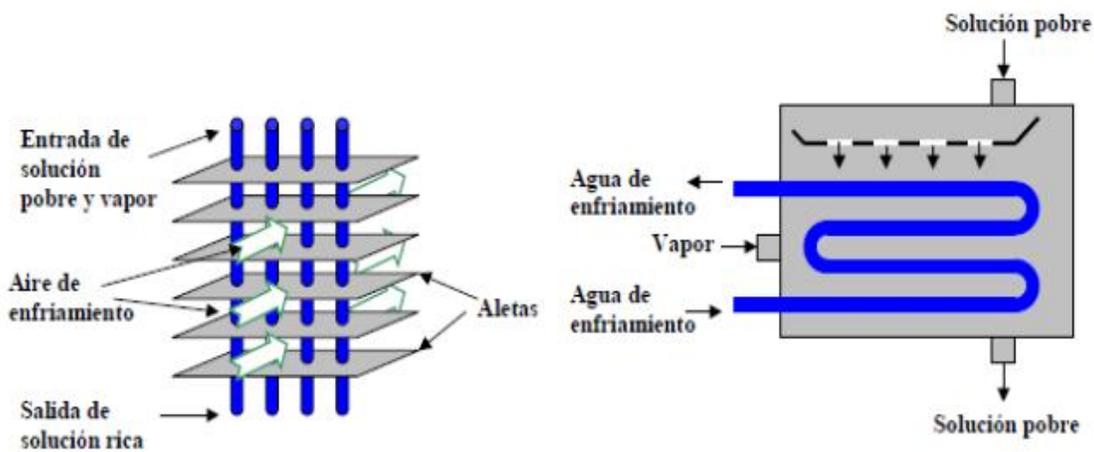
Nota: Fuente (Sández 2011)

La revisión de la literatura muestra el modelo de un absorbedor de burbujas realizado por Panda and Mani (2016). En su estudio representaron un absorbedor de burbuja de tubos evaluando el efecto de dos inyectores de 4.8 mm de diámetro interno con un ángulo de inyección de 30° sobre los procesos de transferencia de calor y masa. Realizaron pruebas con cuatro tipos de mallas, las cuales fueron de 8000, 48000, 120000 y 240000 elementos. Puesto que las mallas de 8000, 12000 y 240000 presentaron altas variaciones en los resultados se descartaron y utilizaron la malla de 48000 que arrojó unos resultados con una variación del 10% respecto a los datos experimentales. Los resultados mostraron una mejora entre 120% y 170% en los coeficientes de transferencia de calor y masa utilizando los inyectores en flujo de remolino, en comparación con la boquilla vertical sin carcasa de remolino (Panda and Mani 2016).

Absorbedor de película descendente. Este es uno de los absorbedores más utilizados según Triché et al., (2017). Este tipo de absorbedores está basado en la transferencia de masa entre las superficies enfriadas en donde una película delgada de solución cae bajo el efecto de gravedad, mientras el vapor del absorbedor fluye al lado de la película de solución (Villacis Perez 2011). Este tipo de absorbedores tienen una elevada resistencia térmica, una mala distribución de la disolución, así como el escaso porcentaje de superficie mojada (Sández, 2011) razón por la cual son necesarias grandes áreas para la transferencia de masa. La Figura 3 muestra un esquema de un absorbedor de película descendente enfriado por agua (derecha) y vapor (izquierda).

Figura 3

Esquema de un absorbedor de película descendente enfriado por agua (derecha) y enfriado por aire (izquierda).



Nota: Fuente (Sández 2011).

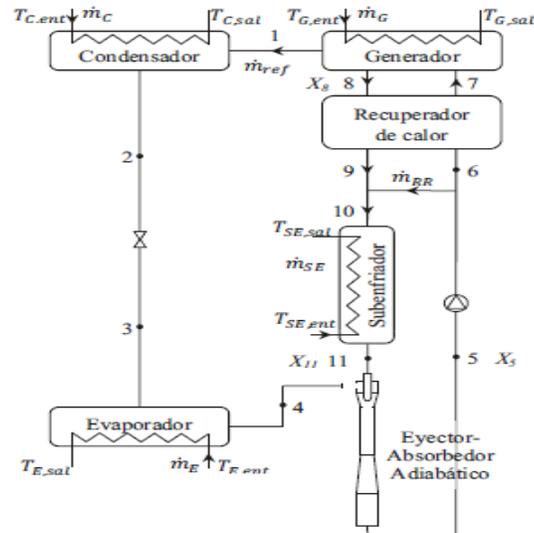
En la literatura científica se reporta un modelo CFD por Hosseinnia et al., (2016) para simular los regímenes de flujo de gotas y chorros entre los tubos en un absorbedor de película descendente utilizando una solución de agua / LiBr como fluido de trabajo. El diámetro interno del tubo fue de 19.05 mm y el espacio entre los tubos fue de 24.5 mm. Las propiedades termofísicas de la solución se asumieron constantes en el rango de las condiciones de trabajo. Se utilizó el modelo de volumen de fluido (VOF) para representar la interfaz entre las fases y se empleó un método de refinamiento de malla adaptativo para aumentar la calidad de la malla y la precisión del coeficiente de difusividad de masa del vapor de agua en la solución acuosa de LiBr. Los resultados demostraron que, al cambiar solo el régimen de gotas a chorros, la tasa de flujo

de masa de vapor promedio disminuye un orden de magnitud de 6.3×10^{-3} to 4.76×10^{-4} $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$. (Hosseinnia et al., 2017).

Absorbedor adiabático. Un absorbedor adiabático se trata de una cámara adiabática donde se introduce vapor de refrigerante y la disolución pobre en refrigerante (Sebastián and Ortiz 2015) La solución se calienta y el proceso de absorción se detiene cuando la presión de saturación más la presión capilar de la gota alcanzan la presión de la cámara. (Paolo and Daniel 2009). Los absorbedores adiabáticos separan los procesos de transferencia de calor y de masa. Para la evacuación de calor utilizan un intercambiador de calor de alta eficiencia térmica (como los intercambiadores de calor de placas), que permite reducir el tamaño y el costo de las máquinas, sin embargo, la presión de operación influye en la transferencia de masa en la capa y puede afectar de forma negativa su rendimiento. (Ibarra-Bahena and Romero 2014). En el proceso de absorción de este tipo de absorbedores se produce una cierta cantidad de calor que, en caso de no ser evacuado, se acumula en la disolución haciendo que su temperatura aumente y reduciendo por tanto su capacidad de absorción (Sebastián and Ortiz 2015). Los métodos más estudiados de distribución de la disolución en la cámara adiabática de absorción consisten en la formación y tamaño de las gotas (de mayor o menor diámetro), en la formación de láminas y, en menor medida, en la formación de burbujas (Sebastián and Ortiz 2015). La Figura 4 presenta un bosquejo de un absorbedor adiabático.

Figura 4

Esquema de un absorbedor adiabático.



Nota: Fuente (Sebastián and Ortiz 2015)

4.2 Modelos CFD

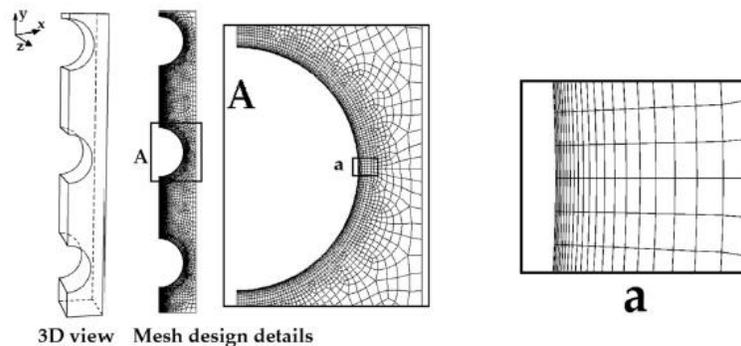
La Dinámica Computacional de Fluidos, CFD, por sus siglas en inglés, es una herramienta ampliamente usada para modelar y comprender fenómenos complejos como los relacionados con flujos ambientales (Yuan et al 2007, Rameshwaran et al. 2013), hidrodinámica de sistemas de tratamiento de agua residual y potable (Gonzalías-Manjarrés y Zapata-Rivera 2020) y por supuesto absorbedores de sistemas de refrigeración por absorción. En este último caso la CFD se ha utilizado para representar los fenómenos de transferencia de calor y masa dentro del absorbedor y su relación con parámetros de operación como la presión, la temperatura, la concentración y los flujos de entrada al sistema (Hosseinnia et al., 2016, Panda and Mani 2016). Con los modelos se han buscado los mejores valores para las variables de operación y se han implementado mejoras de diseño evaluando, por ejemplo, el tipo de inyector en los absorbedores de burbuja (Panda and Mani 2016).

Métodos de refinamiento de malla. Los procesos de transferencia de calor y masa son catalogados como procesos de interfase, superficie o pared, razón por la cual en los modelos CFD estas zonas deben tener una densidad de elementos de la malla mayor que en otras zonas del absorbedor modelado. Sin embargo, esta condición no se tiene en cuenta en muchos modelos CFD aplicados a absorbedores. Lima *et al.* (2018) reportaron una malla de 48000

elementos sin refinamiento y errores de 18% en la concentración de amonio en la solución, por su parte Hosseinnia et al., (2017) presentó un método de refinamiento de malla con 800000 elementos y errores de 1% en la concentración de amonio absorbido. La Figura 5 muestra el refinamiento de malla propuesto por Hosseinnia y colaboradores.

Figura 5

Refinamiento de malla implementado por Hosseinnia et al., (2017).



Nota: Fuente (Hosseinnia et al. 2017)

Funciones definidas por el usuario (UDF). En el “solver” de los modelos CFD, las propiedades de los fluidos pueden ser implementadas como una constante o como una función de otra variable (Ansys 2013), en el caso particular de los absorbedores como una función de la temperatura o la concentración de la solución. En la literatura, esta técnica de simulación ha sido utilizada por Hosseinnia et al., (2017) y Lima *et al.* (2018) pero ninguno de los dos autores reporta cual es el efecto de usarla en los resultados obtenidos con el modelo. Es decir, no se presentan validaciones que demuestren el efecto de su uso sobre los resultados finales del modelo.

4.3 Validación de modelos CFD

4.3.1 Estadística descriptiva

La estadística descriptiva es la parte de la estadística que permite analizar todo un conjunto de datos, resume de manera concisa resultados de una investigación dada en datos de tablas, cuadros, figuras, entre otras formas, todo con la finalidad de refutar o apoyar hipótesis. Básicamente la estadística te ayuda a resumir y/o traducir un trabajo investigativo en datos simples o cifras exactas y da la mejor opción de presentar estos mismos datos de manera ordenada y clara, para poder ser interpretados por los lectores, público o personas interesadas en la investigación. (Mario Enrique Rendón-Macías, 2016) Actualmente encontramos diferentes

formas de analizar descriptivamente entre esas formas encontramos las siguientes (Rendón et al., n.d.).

4.3.1.1 Media aritmética (\bar{X}). La media aritmética es el resultado es el valor promedio de todos los datos que se tienen, dando como resultado la posición central más utilizada. Básicamente se obtiene a partir de la sumatoria de todos los datos y el resultado dividido entre la cantidad de datos que hay, es decir (Paz, 2007):

$$\bar{X} = \frac{X_1 + X_2 + X_3 + \dots + X_n}{n}$$

En donde: X_n = Datos.

4.3.1.2 Desviación Estándar (σ). Esta es la raíz cuadrada de la varianza de la población o su variable aleatoria representativa, y es la medida de dispersión más común e indica qué tan dispersos están los datos en relación con la media. Cuanto mayor sea la desviación estándar, mayor será la dispersión de datos, su fórmula es (Espejo, 2017):

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_1^N (x_i - \bar{X})^2}{N}}$$

En donde:

x_i = Dato de cada Variable.

\bar{X} = Media aritmética.

N = Número de datos.

4.3.1.3 Media Cuadrática (M_c). La media cuadrática calcula la medida de variables negativas y positivas. En donde más se usa es cuando el símbolo del dato no es factor importante, de lo contrario lo que interesa es el valor absoluto dado. Como por ejemplo calcular la media de errores de medida. Y el nombre deriva del hecho de que es la raíz cuadrada de la media aritmética de los cuadrados de los valores, es decir (Martínez, 2012):

$$M_c = \sqrt{\frac{\sum x^2}{N}}$$

En donde:

x = Datos

N = Número de Datos

4.3.1.4 Prueba de Kolmogorov-Smirnov. Cuando la prueba Kolmogorov-Smirnov se aplica para contraponer la hipótesis de normalidad de la población, el estadístico de prueba es la máxima diferencia:

$$D = \max |F_n(x) - F_0(x)|$$

Siendo $F_n(x)$ la función de distribución muestral y $F_0(x)$ la función teórica o correspondiente a la población normal especificada en la hipótesis nula.

La distribución del estadístico de Kolmogorov-Smirnov es independiente de la estructura poblacional especificada en la hipótesis nula y los valores críticos de este estadístico están tabulados. Si la distribución postulada es la normal y se estiman sus parámetros, los valores críticos se obtienen implementando la corrección de significación propuesta por Lilliefors. (Barcelona, n.d.).

4.3.1.5 Prueba de Shapiro - Wilk. Una vez que la muestra tiene como máximo tamaño 50, se puede contrastar la normalidad con la prueba de Shapiro-Wilk. Para efectuar se calcula la media y la varianza muestral, S^2 , y se organizan las observaciones de menor a mayor. A continuación, se calculan las diferencias entre: el primero y el último; el segundo y el penúltimo; el tercero y el antepenúltimo, etc. y se corrigen con unos coeficientes tabulados por Shapiro y Wilk. El estadístico de prueba es:

$$W = \frac{D^2}{nS^2}$$

Donde D es la suma de las diferencias corregidas.

Se rechazará la hipótesis nula de normalidad si el estadístico W es menor que el valor crítico proporcionado por la tabla realizada por los autores para el tamaño muestral y el nivel de significación dado. (Barcelona, n.d.).

4.3.1.6 Prueba de Lilliefors. Lilliefors (LF). La prueba es una modificación de la prueba de Kolmogorov-Smirnov. La prueba es apropiada en una situación donde los parámetros de la distribución hipotética son completamente conocidos. Sin embargo, a veces es complicado especificar inicial o completamente los parámetros, ya que no es de conocimiento la distribución. (Lilliefors, 1967).

$$D = \max_x |F^*(X) - S_n(X)|$$

Dónde F^* función de distribución con 1 es la función de distribución acumulativa muestral y, la media muestral y, (S) es el acumulativo normal la varianza de la muestra, definida con denominador.

A pesar de LF, la estadística es la misma que la estadística Kansas, la tabla de los valores críticos es diferente, lo que lleva a una conclusión diferente sobre la normalidad de un dato. Si D excede el valor crítico, entonces se rechaza la hipótesis nula. (Mendes & Pala, 2003).

4.3.2. Test de Precisión

4.3.2.1 Desviación Media Absoluta - Absolute Mean Deviation (AMD). Este resultado es la desviación que hay con respecto a la media, su resultado se da por la diferencia (en valor absoluto) entre cada dato estadístico y la media aritmética, es decir (Quevedo, 2011):

$$AMD = \frac{\sum_{i=1}^n |x_i - \underline{x}|}{N}$$

En donde:

x_i = Datos.

\underline{x} = Media aritmética.

N = Número de Datos.

4.3.2.2 Desviación Relativa Absoluta - Relative Standard Deviation (RSD%). Este cálculo estadístico es el valor absoluto del coeficiente de variación. Se expresa como un dato porcentual. Se calcula comparando la desviación estándar de la muestra y la media aritmética de los datos, es decir (Mishra et al., 2019):

$$RSD\% = \frac{s}{\underline{x}}$$

En donde:

s = Desviación estándar.

\underline{x} = Media aritmética.

4.3.2.3 Suma del error cuadrático (SSE). Se considera como la suma de esas diferencias elevadas al cuadrado entre cada dato y la media aritmética. Se utiliza como una medida de variación dentro de los datos observados. Si todos los datos son idénticos, el SSE sería igual a 0. (Paz, 2007), se calcula de la siguiente forma:

$$SSE = \sum_{i=1}^n (x_i - \underline{X})^2$$

En donde:

x_i = Datos.

\bar{x} = Media aritmética.

4.3.2.4 Error Cuadrático Medio (RMSE). El RMSE mide y compara la distancia que hay entre el rango ideal y el rango de datos evaluados, es decir, es capaz de descifrar la distancia entre el dato real y el modelo. Se considera su cálculo de la siguiente manera (Chai, 2014):

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (P_i - x_i)^2}{n}}$$

En donde:

P_i = Predicción.

x_i = Dato.

n = Cantidad de datos.

4.3.2.5 Raíz media cuadrática (RMSD). Es una medida para la diferencia entre dos conjuntos de valores, que tienen la misma serie de tamaño y tiempo. Dándonos valores de observados y valores experimentales. La diferencia de estos dos valores nos arroja unos valores predictivos y otros que son observados los cuales son los experimentales las desviaciones de estos resultados se denomina residuales.

$$RMSD = RMSE = \sqrt{\frac{SSE}{N}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \hat{x}_i)^2}{N}}$$

En donde:

x_i = son las observaciones actuales de las series de tiempo.

\hat{x}_i = es la serie de tiempo estimada o pronosticada.

N = es el número de puntos de datos no faltantes.

4.3.2.6 Prueba de Levene. Este tipo de análisis estadístico se obtiene con un análisis de la varianza, el cual donde cada observación es sustituida por la desviación absoluta respecto a la media. (Bisquerra).

4.3.2.7 Prueba tipo T. Es una herramienta que determina y evalúa las medias de uno o dos grupos mediante pruebas hipótesis. (Discovery, 2022) inicialmente se diseñó para examinar las diferencias entre dos muestras independientes y pequeñas que tengan distribución normal y homogeneidad en sus varianzas (Turcios, 2015).

5. Metodología

1. Se realizó revisión de la literatura científica en las bases de datos de la Universidad de la Costa con el propósito de revisar los métodos de validación de modelos CFD en absorbedores de sistemas de refrigeración por absorción.

2. Construcción de la estructura del documento y revisión de bibliografía relacionada con la investigación hecha de la literatura científica.

3. Explicación en detalle cada modelo de los absorbedores, se analiza los resultados obtenidos y se señalan los límites de operación de cada uno de los modelos.

4. Se presentaron los resultados experimentalmente obtenidos de las variables concentración de amonio de la solución, la temperatura de salida de la solución, el flux de amonio absorbido y el flux de calor en un modelo CFD no optimizado aplicado a un absorbedor de burbujas de un sistema de refrigeración por absorción.

5. Se analizaron con el uso de estadística descriptiva el comportamiento de las variables concentración de amonio de la solución, la temperatura de salida de la solución, el flux de amonio absorbido y el flux de calor en un modelo CFD no optimizado aplicado a un absorbedor de burbujas de un sistema de refrigeración por absorción. Se calcularán variables de dispersión como la desviación estándar, los rangos y la varianza, variables de tendencia central como la media, le mediana y se aplicará la prueba de Kolmogorov-Smirnov ó Shapiro Wilks para evaluar la normalidad de las series de datos de cada variable.

6. Se aplicaron los lineamientos metodológicos del paso anterior a las mismas variables, pero obtenidas con el modelo CFD optimizado.

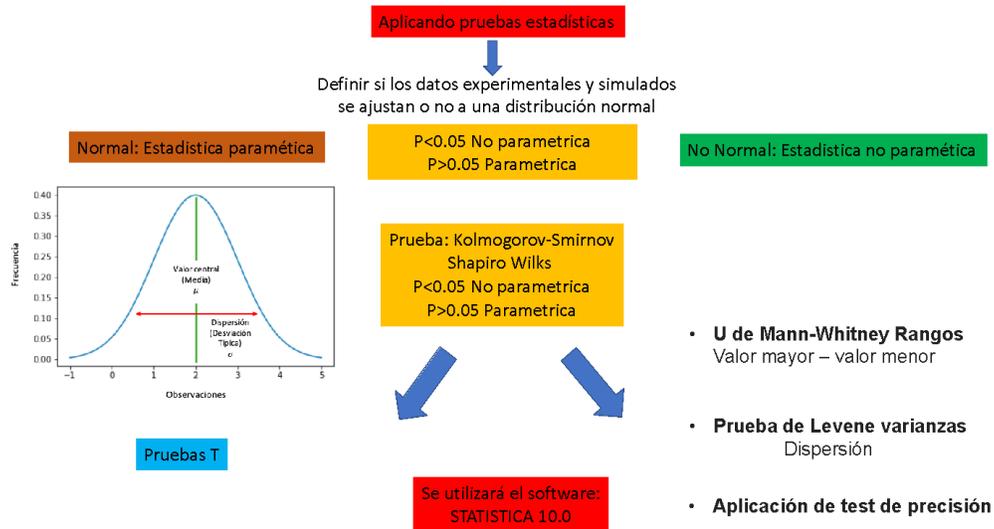
7. Se compararon con el uso de herramientas de estadística comparativa las series de datos de las cuatro variables obtenidas con el modelo CFD antes y después de la optimización. En esta sección dependiendo de la normalidad de las variables se aplicarán pruebas como U de Mann-Whitney para comparar rangos ó el Test de Levene para comparación de varianzas. Todas las pruebas estadísticas se aplicarán a un nivel de confianza del 95% y se hará uso de herramientas computacionales como Excel, Statistical 10.0 o SPSS.

8. Finalmente, se aplicaron los lineamientos metodológicos del paso anterior para comparar las series de datos de las cuatro variables con sus respectivas series experimentales.

9. Se plantean las principales conclusiones de la tesis, de los resultados comparativos estadísticos de los dos modelos optimizado y no optimizado con las cuatro variables respectivas de las series experimentales. La Figura 6 presenta un bosquejo de la metodología planteada.

Figura 6

Esquema de la metodología estadística propuesta.

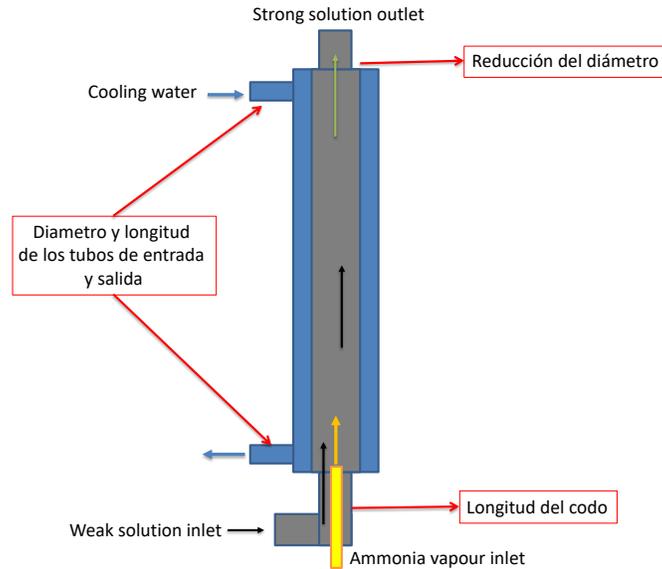


Nota: Fuente diseño propio

10. El absorbedor de burbuja es un tubo concéntrico, en donde entra una solución de nitrato de amoníaco y vapor de amoníaco, es decir, se inyecta el gas a la solución, comenzando una transferencia de masa entre estos. La figura 7 muestra un bosquejo del absorbedor en estudio.

Figura 7

Bosquejo del absorbedor de burbuja estudiado. Fuente propia.



Nota: Fuente diseño propio

A este tubo concéntrico se hicieron once (11) pruebas experimentales realizadas por el ingeniero Amaris, estas mediciones se hicieron en determinados tiempos y lugares del absorbedor de burbuja (entrada y salida del tubo concéntrico) en el cual se midieron los parámetros de temperatura, densidad, flujo másico, presión, flujo volumétrico, flux de calor y flux de amonio.

6. Resultados y Discusión

6.1 Datos de estudio

El estudio realizado, se basa a partir de una serie de pruebas realizadas por el Ingeniero Carlos Amaris, en un tubo concéntrico mostrado anteriormente en la figura 7.

En la tabla 1 se presentan, los datos de las variables de la solución, el agua y el amonio que entran al absorbedor, estas corresponden a temperatura, flujo másico y presión. Las mediciones fueron realizadas en días y horas diferentes tal como se muestra en la tabla.

En la tabla 2, se muestran las mediciones de las variables a la salida del absorbedor para el agua de enfriamiento y la solución. Al igual que la tabla 1 se presentan 11 datos los cuales fueron en diferente hora y día.

Tabla 1

Datos de estudio entrada del absorbedor.

<i>Tagua=40 °C, Tsol=45 °C, x=0,45, P=5 bar - Double pipe heat exchanger with smooth surfaces- Tube of 8,0mm D - low water flow</i>												
Fecha de la experiencia	<i>Data Instr</i>	<i>Data Instr</i>	<i>Data Instr</i>	<i>Data Instr</i>	<i>Data Instr</i>	<i>Data Instr</i>	<i>Data Instr</i>	<i>Data Instr</i>	<i>Data Instr</i>	<i>Data Instr</i>	<i>Data Instr</i>	
	<i>INSTR</i>	<i>INSTR</i>	<i>INSTR</i>	<i>INSTR</i>	<i>INSTR</i>	<i>INSTR</i>	<i>INSTR</i>	<i>INSTR</i>	<i>INSTR</i>	<i>INSTR</i>	<i>INSTR</i>	
	12/14/2011	12/14/2011	12/13/2011	12/13/2011	12/13/2011	12/14/2011	2/15/2013	2/11/2013	2/11/2013	2/15/2013	2/14/2013	
	17:25:32	15:36:19	12:52:41	17:00:50	19:53:01	11:52:57	18:30:51	12:24:56	16:34:06	15:25:16	12:21:39	
Número de prueba	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
ENTRADA DEL ABSORVEDOR												
AMONIO	<i>Flujo Másico (kg/h)</i>	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01
	<i>Temperatura (°C)</i>	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
	<i>Presión (Bar)</i>	5,50000	5,50000	5,50000	5,50000	5,50000	5,50000	5,50000	5,50000	5,50000	5,50000	5,50000
SOLUCIÓN	<i>Flujo Másico (kg/h)</i>	20,24	30,21	40,37	50,32	60,21	71,53	29,94	40,54	49,70	64,82	20,46
	<i>Temperatura (°C)</i>	45,13	45,56	46,00	46,06	46,04	45,23	45,58	45,00	45,63	46,07	45,23
	<i>Presión (Pa)</i>	515314,67	515557,82	513903,09	516197,37	517762,16	516583,39	514305,68	516859,35	514836,26	514169,61	517405,43
AGUA	<i>Flujo Volumétrico (L/h)</i>	101,96	101,53	105,15	106,87	105,78	109,52	105,40	91,32	90,64	105,57	91,05
	<i>Temperatura (°C)</i>	40,68	40,67	40,65	40,62	40,81	40,78	35,56	35,62	35,69	35,70	35,52

Presión (Pa)	2,00E+05											
--------------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------

Nota: fuente (C. Amaris, 2014)

Tabla 2*Datos de estudio salida del absorbedor*

Tagua=40 °C, Tsol=45 °C, x=0,45, P=5 bar - Double plpe heat exchanger with smooth surfacs- Tube of 8,0mm D - low water flow												
Fecha de la experiencia	Data Instr	Data Instr	Data Instr	Data Instr	Data Instr	Data Instr	Data Instr	Data Instr	Data Instr	Data Instr	Data Instr	Data Instr
	INSTR	INSTR	INSTR	INSTR	INSTR	INSTR	INSTR	INSTR	INSTR	INSTR	INSTR	INSTR
	12/14/2011	12/14/2011	12/13/2011	12/13/2011	12/13/2011	12/14/2011	2/15/2013	2/11/2013	2/11/2013	2/15/2013	2/14/2013	
	17:25:32	15:36:19	12:52:41	17:00:50	19:53:01	11:52:57	18:30:51	12:24:56	16:34:06	15:25:16	12:21:39	
Número de prueba	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
SALIDA DEL ABSORVEDOR												
SOLUCIÓN	Flujo Másico (kg/h)	20,86	30,87	41,04	50,96	60,80	72,38	30,74	41,15	50,50	65,70	21,19
	Temperatura (°C)	47,80	47,83	48,09	48,12	48,34	48,14	45,58	46,04	46,04	46,50	45,71
	Densidad (kg/m3)	1037,71	1040,39	1042,21	1042,35	1043,32	1044,17	1039,45	1040,72	1041,52	1043,36	1038,64
	Presión (Pa)	509528,6	507055,5	502717,5	502111,7	501034,5	496057,4	507582,6	506359,9	501344,8	495644,1	513108,0
	Temperatura Coriolis (°C)	45,54	45,80	46,49	46,46	46,59	46,48	44,50	45,00	45,10	45,78	42,57
AGUA	Flujo Volumétrico (L/h)	101,96	101,53	105,15	106,87	105,78	109,52	105,40	91,32	90,64	105,57	91,05
	Temperatura (°C)	41,31	41,36	41,42	41,46	41,60	41,55	36,60	36,90	37,00	36,99	36,47
	Presión (Pa)	2,00E+05										

Nota: Fuente (C. Amaris, 2014)

6.2 Modelo no optimizado

Con los datos recolectados se realizó la primera comparación estadística del modelo CFD con refinamiento de malla de 28000 elementos, en la cual, se tomaron cuatro variables principales concentración de amonio, flux de amonio transferido, flux de calor y temperatura de la solución a la salida del tubo.

La concentración de amonio está asociada a la masa y por la ley de la conservación de la masa, esta se conserva porque no depende del flujo, ni del caudal, es por esto que el porcentaje de error son cercanas a cero.

Tabla 3

Datos de estudio concentración total de amonio a la salida Modelo no optimizado.

Concentración total de amonio a la salida			
Prueba	Dato experimental	Dato simulado	Porcentaje de error
	Concentración de amonio		
	Mass fraction outlet		(%)
1	0,4589	0,4601	0,3
2	0,4551	0,4571	0,4
3	0,4529	0,4553	0,5
4	0,4534	0,4545	0,2
5	0,4529	0,4559	0,7
6	0,4505	0,4529	0,5
7	0,4553	0,4583	0,6
8	0,4547	0,4577	0,7
9	0,4535	0,4558	0,5
10	0,4510	0,4530	0,4
11	0,4590	0,4611	0,4

Nota: Fuente propia.

En la tabla 4 del flux de amonio transferido a la solución, el porcentaje de error es más alto, la razón es que entre más grande sea el caudal, el error en porcentaje sea mucho mayor, siendo este dependiente del caudal, es decir, entre más rápido pase la solución por el tubo del absorbedor, pues menos tiempo hay para la transferencia de masa.

Tabla 4

Datos de estudio flux de amonio transferido a la solución Modelo no optimizado.

Flux de amonio transferido a la solución			
Prueba	Dato experimental	Dato simulado	Porcentaje de error
	Variable	Flujo NH3	(%)
	Absorption mass flux	Absorbido (kg/m ² s)	
	kg.m ⁻² s ⁻¹		
1	0,00321	0,0036	10
2	0,00340	0,0041	16
3	0,00336	0,0043	22
4	0,00341	0,0045	24
5	0,00353	0,0059	40
6	0,00328	0,0057	43
7	0,00385	0,0052	25
8	0,00394	0,0051	22
9	0,00403	0,0060	33
10	0,00416	0,0056	26
11	0,00390	0,0044	11

Nota: Fuente propia

Tabla 5

Datos de estudio temperatura de la solución a la salida del tubo interno Modelo no optimizado.

Temperatura de la solución a la salida del tubo interno			
PRUEBA	Dato experimental	Dato simulado (CFD MODEL)	Porcentaje de error
	(K)	(K)	(%)
1	320,9	318,1	0,9
2	321,0	318,2	0,9
3	321,2	319,4	0,6
4	321,3	320,1	0,4
5	321,5	319,9	0,5
6	321,3	320,4	0,3
7	318,7	317,1	0,5
8	319,2	317,5	0,5
9	319,2	317,7	0,5
10	319,7	318,1	0,5
11	318,9	317,6	0,4

Nota: Fuente propia

La única variable que depende del caudal del agua de enfriamiento es el flux de calor transferido desde la solución, es decir el agua que va por la parte externa del tubo en donde va la solución y cuando este aumenta su velocidad del caudal la transferencia del calor será más rápida. Se detalla como el porcentaje de error en el flux de calor (tabla 5), es alto, dando en conclusión como datos no favorables al modelo.

Tabla 6

Datos de estudio flux de calor transferido desde la solución Modelo no optimizado.

Flux de calor transferido desde ka solución			
PRUEBA	Flujo experimental de calor (W/m2 K)	Flujo simulado de calor (W/m2 K)	Porcentaje de error (%)
1	509	664	23
2	552	660	16
3	641	660	3
4	734	661	10
5	671	662	1
6	689	662	4
7	641	663	3
8	698	663	5
9	733	763	4
10	807	663	18
11	481	551	13

Nota: Fuente propia

Con estas variables presentadas se procede a un segundo calculo estadístico y como resultado de obtiene que los datos que dependen de la masa y que a su vez del caudal del agua, arrojan valores acertados y aproximados a una realidad y a lo esperado, pero si se basa en el caudal del agua de enfriamiento los valores arrojados, son demasiado irreales y alejados a lo esperado, tanto en los datos experimentales como en los datos simulados. Cabe resaltar que el flux es todo lo que pasa dentro del tubo concéntrico.

Tabla 7

Resultados test de precisión, modelo no optimizado

Test de Precisión		Dato Experimental	Dato Simulado	Dato Experimental	Dato Simulado	Dato Experimental	Dato Simulado	Dato Experimental	Dato Simulado
		Concentración de amonio		Temperatura de la solución a la salida del tubo interno		flux de amonio transferido a la solución		flux de calor transferido desde la solución	
		Mass fraction outlet		(K)		kg.m ⁻² s ⁻¹		(W/m ² K)	
Absolute mean deviation	AMD%	0,0021	0,0021	1,0311	1,0149	0,0003	0,0007	77,9504	20,5388
Relative mean deviation	RMD%	0,6100	0,5800	0,3400	0,3700	9,2800	16,6500	15,4500	7,1800
Sum of the squared errors	SSE	0,0001	0,0001	11,6291	13,7273	0,0000	0,0000	101064,7273	22639,9673
Root mean square error	RMSE	0,00001	0	1,0572	1,2479	0,0000	0,0000	9187,7025	2058,1789
Root mean square deviation	RMSD	0,4543	0	320,0926	318,5565	0,0037	0,00499488001514	657,5691	662,6095

Nota: Fuente propia

En esta primera prueba utilizando 28000 elementos en la malla, los errores se detallan en la tabla 3, tabla 4, tabla 5 y tabla 6. En cuanto a las variables de temperatura y de concentración total de amonio los errores son menos del 1%, pero el flux de masa y el flux de calor muestran errores aproximados de hasta 40%.

Con los resultados anteriores existe una incertidumbre si el análisis se basa en la concentración total de amonio y la temperatura, razón por la cual se puede decir que el modelo es óptimo en la validación, pero cuando el estudio se basa en el flux de amonio transferido y el flux de calor el modelo no es apto para validar.

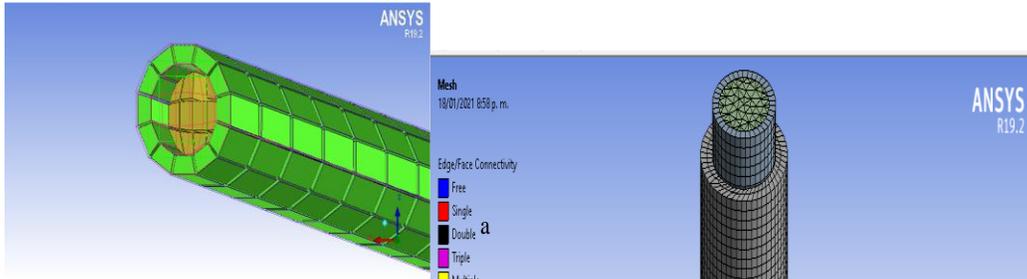
6.3 Modelo optimizado

Una malla con un número de elementos bajo no es apropiada porque los errores son altos, como el modelo estándar realizado y el modelo realizado por Lima. Adicionalmente hay que resaltar que los errores son altos en las variables de validación de la temperatura y la concentración total, pero aceptables, sin embargo, son aún más altos en las variables de flux de calor y masa, la razón es porque son variables más sensibles numéricamente, es decir, la concentración total de amonio y la temperatura son variables con una cifra significativa, mientras que los flux son variables en el orden de $1/1000$, por eso son más sensibles arrojando errores altos.

Es ahí cuando se procede a un modelo optimizado, mejorando el refinamiento de la malla. En la Figura 8 muestra el refinamiento de malla aplicado al modelo CFD inicial, izquierda: Modelo CFD sin refinamiento de malla. Derecha: modelo CFD con Refinamiento de malla.

Figura 8

Modelo CFD sin y con refinamiento de malla.



Nota: Fuente propia

La tabla 8 muestra los valores de temperatura y concentración antes y después del refinamiento de la malla.

Tabla 8

Refinamiento de malla.

Malla	Número de elementos	Dato simulado		Porcentaje de error (%)		tiempo computacional	Requisitos de memoria
		Temperatura (T) (K)	Concentración de amonio (NH ₃) (w/w)	T	NH ₃	h	Megas
1	27402	317,2	0,4734	1,2	3,1	1.8	0.5
2	87326	317,6	0,4719	1,0	2,8	2.6	0.5
3	554804	319,6	0,4662	0,4	1,6	8.4	1.2

Nota: Fuente propia

Tabla 9*Datos de estudio Flux de amonio absorbido por la solución Modelo optimizado*

Prueba	Flux de amonio absorbido por la solución		
	Dato Experimental	Dato simulado con el modelo CFD	Porcentaje de error (%)
1	0,00321	0,00316	2
2	0,00340	0,00337	1
3	0,00330	0,00320	3
4	0,00341	0,00320	6
5	0,00353	0,0033	7
6	0,00328	0,00420	-28
7	0,00390	0,00400	3
8	0,00394	0,00380	4
9	0,00403	0,00370	8
10	0,00416	0,0044	6
11	0,00390	0,00379	3

Nota: Fuente propia

Después del refinamiento de la malla se puede observar como el porcentaje de error disminuye notoriamente, pasando de errores del 43% a errores del 8% en cuanto al flux de amonio transferido a la solución y en temas de energía y temperatura pasamos de errores del 23% a unos errores del 5.9%, dando a concluir que el refinamiento de la malla mejoró los índices del porcentaje de error de las cuatro variables observadas. Con el modelo optimizado los errores bajaron un 90% lo cual lo hace un modelo más cercano a la realidad.

Tabla 10

Datos de estudio Concentración total de amonio a la salida del tubo interno Modelo optimizado.

Prueba	Concentración total de amonio a la salida del tubo interno		
	Dato Experimental	Dato simulado	Porcentaje de error
1	0,458886	0,452595	1,4
2	0,455125	0,452601	0,6
3	0,452868	0,452600	0,1
4	0,453439	0,45290	0,1
5	0,452916	0,4526	0,1
6	0,450479	0,452576	-0,5
7	0,455323	0,4528	0,6
8	0,454717	0,4544	0,1
9	0,453457	0,452596	0,2
10	0,451010	0,4514	0,1
11	0,459032	0,4583	0,2

Nota: Fuente propia

Se resalta que existe una cifra elevada en los resultados, esto se debe a un error en medición en cuanto a la simulación, esto no afecta a las conclusiones que se lleguen a tener.

Tabla 11

Datos de estudio temperatura de la solución a la salida del tubo interno Modelo optimizado.

Temperatura de la solución a la salida del tubo interno			
Prueba	Dato Experimental	Dato Simulado	Porcentaje de Error
	(K)	K	%
1	320,9	317,5	1,1
2	321,0	318,11	0,9
3	321,2	318,95	0,7
4	321,3	319,1	0,7
5	321,5	319	0,8
6	321,3	319,1	0,7
7	318,7	318,17	0,2
8	319,2	317,7	0,5
9	319,2	318,5	0,2
10	319,7	318,9	0,2
11	318,9	317,9	0,3

Nota: Fuente propia

En la prueba estadística realizada en el modelo optimizado de la temperatura de la solución a la salida del tubo interno tabla 11, se detallan los resultados del porcentaje de error entre el dato experimental y el dato simulado, en donde se observa que no es superior al 2%, siendo errores bajos.

Tabla 12

Datos de estudio flux de calor transferido desde la solución Modelo optimizado.

Flux de calor transferido desde la solución
--

Prueba	Dato	Dato	Porcentaje de error
	Experimental	Simulado	
	(W/m ² K)	(W/m ² K)	(%)
1	508,55	490,5	3,5
2	551,65	538,946	2,3
3	641,16	619,16	3,4
4	734,06	708,6	3,5
5	671,01	648	3,4
6	689,35	661,3	4,1
7	641,50	603,76	5,9
8	697,69	677,9	2,8
9	733,03	733,206	0,0
10	806,76	786,45	2,5
11	480,91	456,97	5,0

Nota: Fuente propia.

En los test de precisión del modelo optimizado (tabla 13), se observa que el método de refinamiento de malla es suficiente para reducir las diferencias entre el dato simulado y el dato experimental a diferencia de los test en el modelo no optimizado (tabla 7).

Tabla 13

Test de Precisión Modelo Optimizado.

Test		Dato	Dato	Dato	Dato	Dato	Dato	Dato	Dato simulado
		Experimental	simulado	Experimental	simulado	Experimental	simulado	Experimental	
		Concentración de amonio		Temperatura de la solución a la salida del tubo interno		flux de amonio transferido a la solución		flux de calor transferido desde la solución	
		Mass fraction outlet		(K)		kg.m ⁻² s ⁻¹		(W/m ² K)	
Absolute mean deviation	AMD%	0,00210	0,00186	1,03107	0,92017	0,00030	0,00034	77,95041	79,58678
Relative mean deviation	RMD%	0,61000	0,55000	0,34000	0,32000	9,28000	9,50000	15,45000	16,13000
Sum of the squared errors	SSE	0,00006	0,00006	11,62908	12,16397	0,00000	0,00000	101064,72732	103100,00000
Root mean square error	RMSE	0,00001	0,00001	1,05719	1,09000	0,00000	0,00000	9187,70248	9372,79339
Root mean square deviation	RMSD	0,45430	0,45322	320,09256	318,44869	0,00366	0,00367	657,56908	634,36800

Nota: Fuente propia.

7. Conclusión

Los estudios reportados en la literatura demuestran que no existe un consenso claro sobre la mejor manera de validación de modelos CFD aplicados a absorbedores de sistemas de refrigeración por absorción. Panda y Mani reportaron errores del 10% con 48000 elementos en la malla, estos autores no reportaron el tipo de variables validadas. Lima y colaboradores, utilizó una malla de 48000 elementos y reportó errores del 18%, validando las variables de la temperatura y concentración total de amonio. Por otra parte, la validación realizada por Hosseinna, utilizó un número de elementos elevados en la malla elevados, pero solo su validación se basó en una (1) prueba. Así pues, la literatura científica muestra una brecha en la investigación relacionada con la validación de este tipo de modelos CFD.

Para superar esta situación, la validación del modelo CFD de esta investigación se basó en la comparación estadística con once (11) pruebas experimentales lo que permitió una validación más veraz y confiable al compararla con los estudios reportados.

Los errores de dos modelos, uno estándar y uno optimizado con un refinamiento de malla demostraron que, el refinamiento tiene un efecto positivo en el rendimiento del modelo. Los modelos estándar como los propuestos por Panda y Mani y Lima y colaboradores con elementos de malla bajos <50000, producen errores altos (alrededor del 18%) en variables como la temperatura y la concentración de amonio que pueden llegar como en el caso de esta investigación hasta el 42% en variables más sensibles como los flux de calor y masa.

El refinamiento disminuyó los errores a <1% para la temperatura y la concentración total y al <7% para los flux de calor y masa. Estas dos últimas variables al ser más sensibles numérica y operativamente necesariamente deben incluirse en la validación.

Un buen refinamiento de malla además de la disminución de los errores de las variables debe permitir un buen desempeño computacional evaluado en términos del tiempo de cómputo, requerimientos de memoria y desempeño del modelo.

8. Referencias

- Álvarez, María E., and Mahmoud Bourouis. 2018. "Experimental Characterization of Heat and Mass Transfer in a Horizontal Tube Falling Film Absorber Using Aqueous (Lithium, Potassium, Sodium) Nitrate Solution as a Working Pair." *Energy* 148: 876–87. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.01.052>.
- Álvarez, María E., José A. Hernández, and Mahmoud Bourouis. 2016. "Modelling the Performance Parameters of a Horizontal Falling Film Absorber with Aqueous (Lithium, Potassium, Sodium) Nitrate Solution Using Artificial Neural Networks." *Energy* 102: 313–23. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.02.022>.
- ANSYS. ANSYS Fluent Theory Guide. vol. 15317. New York, USA: 2013. [https://doi.org/10.1016/0140-3664\(87\)90311-2](https://doi.org/10.1016/0140-3664(87)90311-2).
- Arnabat I. 2008. "Sistema de refrigeración por compresión." *Calor y frio*. 10–17. <https://doi.org/10.1145/3132847.3132886>.
- Asfand, Faisal. 2016. "Analysis of Heat and Mass Transfer in Membrane-Based Absorbers with New Working Fluid Mixtures for Absorption Cooling Systems," 124.
- Asfand, Faisal, Youssef Stiriba, and Mahmoud Bourouis. 2015. "CFD Simulation to Investigate Heat and Mass Transfer Processes in a Membrane-Based Absorber for Water-LiBr Absorption Cooling Systems." *Energy* 91: 517–30. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.08.018>.
- Barcelona, universitat. (n.d.). *Contrastes de normalidad*. http://www.ub.edu/aplica_infor/spss/cap5-6.htm
- C. Amaris, M. Bourouis, and M. Vallès, "Effect of advanced surfaces on the ammonia absorption process with $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ in a tubular bubble absorber," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 72, pp. 544–552, 2014, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.01.031.
- C. Amaris and A. Sagastume, "Case Studies in Thermal Engineering CFD modelling of the

- ammonia vapour absorption in a tubular bubble absorber with NH₃ / LiNO₃,” vol. 27, no. July, 2021, doi: 10.1016/j.csite.2021.101311.
- Chai, T. (2014). Root mean square error (RMSE) or mean absolute error (MAE)? *Geoscientific Model Development Discussions*, 7(1), 1525–1534. <https://doi.org/10.5194/gmdd-7-1525-2014>
- D’Agostino, R. and Pearson, E.S. (1973). Test for Departure from Normality. Empirical Results for the Distributions of χ^2 and $\text{Log}\chi^2$. *Biometrika*, Vol. 60, No.3, pp. 613-622.
- D’ Agostino, R.B. and Stephens, M.A. (1986). *Goodness-of-fit Techniques*, NewYork: Marcel Dekker
- Diggle PJ, Chetwynd AG. *Statistics and scientific method. An introduction for students and researchers*. UK: Oxford University Press; 2013. p. 36-56
- Dufour J.M., Farhat, A., Gardiol, L. and Khalaf, L. (1998). Simulation-based Finite Sample Normality Tests in Linear Regressions. *Econometrics Journal*, Vol. 1, pp. 154-173.
- Espejo, M. R. (2017). *Estimación de la desviación estándar*. August.
- Fernandez, Fernando. 2011. “Capítulo 3 Máquinas de Absorción 3.1.,” 69–135.
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%252FCAPÍTULO+3.0+MAQUINAS+DE+ABSORCION.pdf>.
- García Alvarado, César. 2016. “Análisis de Procesos En Sistemas de Absorción Por Membranas.”
- Gonzalías-manjarrés, Alexander, and Andrés Mauricio Zapata-rivera. 2020. “Caracterización Cinética e Hidrodinámica Del Fluido En Un Floculador Hidráulico Tipo Alabama Localizado En La Ptap ‘El Arroyo’ En Santander de Quilichao , Cauca Kinetic and Hydrodynamic Characterization of the Fluid in a Hydraulic Flocculator Type Alaba.” *LADEE 1* (1): 43–54.
- Hong, Sung Joo, Naoki Taira, Eiji Hihara, and Chaobin Dang. 2017. “Opportunity and Challenge

- of Developing a Hydrophobic Membrane-Based Compact Absorption System.” *12th IEA Heat Pump Conference 2017*, no. 1.
- Hosseinnia, Seyed Mojtaba, Mohammad Naghashzadegan, and Ramin Kouhikamali. 2016. “CFD Simulation of Adiabatic Water Vapor Absorption in Large Drops of Water-LiBr Solution.” *Applied Thermal Engineering* 102: 17–29.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.144>.
- Hosseinnia S. M., Naghashzadegan M. and Kouhikamali R. 2017. “CFD Simulation of Water Vapor Absorption in Laminar Falling Film Solution of Water-LiBr – Drop and Jet Modes.” *Applied Thermal Engineering* 115: 860–73.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.01.022>.
- Ibarra-Bahena, Jonathan, and Rosenberg J. Romero. 2014. “Performance of Different Experimental Absorber Designs in Absorption Heat Pump Cycle Technologies: A Review.” *Energies* 7 (2): 751–66. <https://doi.org/10.3390/en7020751>.
- Li, Teng, Yonggao Yin, Zhiqi Liang, and Xiaosong Zhang. 2018. “Étude Expérimentale Sur La Performance Du Transfert De Masse Et De Chaleur De L’Absorption À Film Tombant Sur Un Tube Vertical En Utilisant Une Solution De Chlorure De Lithium.” *International Journal of Refrigeration* 85: 109–19. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.09.015>.
- Lima, A. A.S., A. A.V. Ochoa, J. A.P. Da Costa, and J. R. Henríquez. 2019. “CFD Simulation of Heat and Mass Transfer in an Absorber That Uses the Pair Ammonia/Water as a Working Fluid.” *International Journal of Refrigeration* 98: 514–25.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.11.010>.
- Magdalena Cortés*, P. F. (2014). Modelación CFD de casos básicos de convección en ambientes cerrados: Necesidades de principiantes en CFD para adquirir habilidades y confianza en la modelación CFD. *Revista ingeniería de construcción*, 1.
- Maria, R. (04 de 11 de 2012). slide share. Recuperado el 06 de 07 de 2017, de <https://es.slideshare.net/MariaGpeRdzMarthell/distribucin-de-planta-15020464>

- Miller, W. A., and M. Keyhani. 2001. "The Correlation of Simultaneous Heat and Mass Transfer Experimental Data for Aqueous Lithium Bromide Vertical Falling Film Absorption." *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* 123 (1): 30–42.
<https://doi.org/10.1115/1.1349550>.
- Noriega Sánchez, Carlos Javier, and Eduar Ernesto Pérez Rojas. 2011. "Sistemas De Refrigeración Por Adsorción Como Una Alternativa Para El Uso De Calor Residual Y Energia.," 11.
- Panda, Santosh Kumar, and A Mani. 2016. "CFD Heat and Mass Transfer Studies in a R134a-DMF Bubble Absorber with Swirl Flow Entry of R134a Vapour." *International Compressor Engineering, Refrigeration and Air Conditioning, and High Performance Buildings Conferences*, no. 1995: 1–10.
- Paolo, Tutores, and Pierro Y Daniel. 2009. "Universidad Carlos Iii de Madrid Escuela Politécnica Superior." *Online*, no. I: 1–91.
- Perchín, Á. M. (2015). MODELIZACIÓN DE UN ABSORBEDOR UTILIZANDO TECNOLOGÍA DE MEMBRANAS. madrid: Universidad Carlos III de Madrid.
- Peréz, A. R. (2011). Analisis y diseño de un sistema de refrigeracion por absorción. Quito: Universidad san francisco de Quito.
- Rameshwaran, Ponnambalam, Pamela Naden, Catherine A.M.E. Wilson, Rami Malki, Deepak R. Shukla, and Koji Shiono. 2013. "Inter-Comparison and Validation of Computational Fluid Dynamics Codes in Two-Stage Meandering Channel Flows." *Applied Mathematical Modelling* 37 (20–21): 8652–72. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2013.07.016>.
- Sández, Autor Manuel López-rivadulla. 2011. "Burbujas de Geometría Cilíndrica Utilizando La Disolución Amoniac-Nitrato de Litio Proyecto Fin de Carrera Ingeniería Industrial."
- Sebastián, Ciro, and Vereda Ortiz. 2015. "Eyector-absorbedor adiabático como potenciador de un ciclo híbrido para refrigeración por absorción basado en la disolución amoniaco-nitrato de litio. Leganés: Universidad Carlos III de Madrid.

- Tae, Yong, T Nagano, and Takao Kashiwagi. 2002. "Visualization of Bubble Behavior and Bubble Diameter Correlation for NH₃ ± H₂O Bubble Absorption." *International Journal of Refrigeration* 25: 127–35.
- Comportement de La Bulle et Etude de La Corre Á Tre Lors d ' Absorption NH₃ -H₂O : De Son Diame Á Thode Visuelle Me." *International Journal of Refrigeration* 25: 127–35.
- Terasaka, Koichi, Junko Oka, and Hideki Tsuge. 2002. "Ammonia Absorption from a Bubble Expanding at a Submerged Orifice into Water." *Chemical Engineering Science* 57 (18): 3757–65. [https://doi.org/10.1016/S0009-2509\(02\)00308-1](https://doi.org/10.1016/S0009-2509(02)00308-1).
- Triché, Delphine, Sylvain Bonnot, Maxime Perier-Muzet, François Boudéhenn, Hélène Demasles, and Nadia Caney. 2017. "Experimental and Numerical Study of a Falling Film Absorber in an Ammonia-Water Absorption Chiller." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 111: 374–85. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.04.008>.
- Vera, D. A., & Dahl, S. L. (2012). DISEÑO DE UN ABSORBEDOR PARA UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN. *Investigaciones Aplicadas*, 6.
- Villacis Perez, A. 2011. "Universidad San Francisco de Quito Colegio Politécnico. Facultad de Ingeniería HOJA DE APROBACIÓN DE TESIS Análisis y Diseño de Un Sistema de Refrigeración Por Andrés Ramiro Villacís Pérez."
- Wu, Xi, Shiming Xu, and Mengnan Jiang. 2018. "Development of Bubble Absorption Refrigeration Technology: A Review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 82 (2): 3468–82. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.109>.
- Yuan et al. 2007. "Development of an Integrated Model for Assessing the Impact of Diffuse and Point Source Pollution on Coastal Waters." *Environmental Modelling & Software* 22 (6): 871–79. <https://doi.org/10.1016/j.envsoft.2006.05.010>.

9. Reconocimiento

Esta investigación hace parte del proyecto index metodología para evaluar los mecanismos de transferencia de calor y masa a niveles locales en sistemas de refrigeración por absorción y evaluación del potencial económico de la refrigeración por absorción en la ciudad de Barranquilla.