

CARACTERIZACIÓN MACROSCÓPICA DEL FUNCIONAMIENTO DE UN TUBO VORTEX PARA DISTINTOS FLUIDOS DE TRABAJO

Juan M. Penillas¹, Néstor J. Mariani^{2,3*}

(1) Depto de Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata

(2) Depto de Ingeniería Química, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata

(3) Centro de Investigación y Desarrollo en Ciencias Aplicadas "Dr. J. J. Ronco" (CINDECA)

CONICET- UNLP - CIC BA

La Plata, Argentina

javier.mariani@ing.unlp.edu.ar

INTRODUCCIÓN

El tubo del vórtice de Ranque-Hilsch (TVRH) es un dispositivo sin partes móviles que, sin aporte externo de energía, permite generar a partir de un fluido a presión que ingresa tangencialmente al tubo a través de toberas, dos corrientes a diferente nivel de temperatura. El funcionamiento de este dispositivo y los aspectos fenomenológicos referidos al mismo han concitado el interés de la comunidad científica, no habiendo a la fecha una teoría enteramente aceptada al respecto. A pesar de ello, el desarrollo de aplicaciones prácticas del TVRH no se vio limitada, aprovechándose la corriente de menor nivel de temperatura, para operaciones de refrigeración (operaciones de maquinado CNC, de componentes electrónicos, de cámaras CCTV, etc.), y la de mayor de nivel de temperatura, para aplicaciones de calentamiento (sellado de plásticos, ablandamiento de adhesivos, etc.).

Los usos mencionados en el párrafo anterior se enfocan únicamente en el uso de aire como fluido de trabajo. Principalmente, debido a la alta disponibilidad de aire comprimido tanto a pequeña como a mayor escala (i.e., en la industria). Debe notarse, que esta focalización en la utilización de aire puede estar limitando la aplicación de los TVRH con otros fluidos de trabajo. En el ámbito académico-científico, si bien se ha estudiado de manera experimental el funcionamiento del TVRH con otros fluidos tales como agua [1], fluidos refrigerantes [2], mezclas bifásicas [3, 4], gases monoatómicos [5, 6], diatómicos [7, 8, 9, 10] y mezclas [11], el número de trabajos publicados al respecto resulta significativamente menor frente a los estudios realizados con aire y, simultáneamente, no se ha alcanzado un consenso en referencia al efecto de la variación del fluido de trabajo en el comportamiento del TVRH.

En este contexto, se propone estudiar el comportamiento macroscópico de un TVRH comercial para cinco (5) gases diferentes: nitrógeno, oxígeno, dióxido de carbono, hidrógeno y helio y compararlo con el correspondiente al aire. La selección de los tipos de gases incluye aquellos que puedan tener interés práctico y/o aquellos que se dispongan normalmente en los laboratorios.

El estudio realizado pretende caracterizar el comportamiento térmico del TVRH mediante dos tipos de análisis diferentes. Un primer análisis numérico a partir de un modelo CFD del TVRH previamente validado para aire y un segundo análisis termodinámico macroscópico. Principalmente se busca determinar la influencia de las propiedades termo-físicas en el funcionamiento del TVRH, la eficiencia térmica alcanzada y el grado de generación de entropía.

ANÁLISIS NUMÉRICO FLUIDODINÁMICO

Modelado matemático

El TVRH de referencia es un tubo Exair® 708 slpm, su modelado geométrico consiste en plantear un dominio bidimensional axi-simétrico, mostrado en la Fig. 1, el cual es representativo de la geometría 3D [12, 13, 14]. Los fluidos son modelados como gases ideales con propiedades termo-físicas constantes. Se establecieron como condiciones de entrada $T_{0,i}=294$ K (temperatura de estancamiento, subíndice 0), $p_i=500$ kPa y un vector director de entrada para la velocidad con un ángulo $\alpha=15^\circ$ (respecto a la dirección

tangencial). La regulación de los caudales de salida queda establecida por la variación de la condición de borde de presión de salida de la corriente caliente, representando al funcionamiento de la válvula reguladora. Mientras que a la salida fría se estableció $p_c=101,325$ kPa. En cuanto a las paredes, se impusieron las condiciones de borde de adiabaticidad y no deslizamiento.

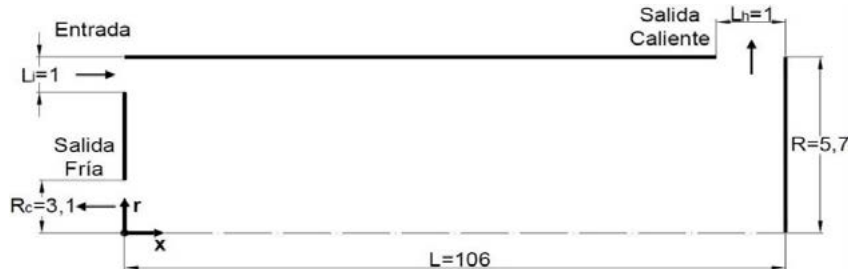


Figura 1. Modelo geométrico (medidas en mm)
 i representa la entrada, c la salida fría y h la salida caliente.

Para todos los casos simulados se resolvieron las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento (en las tres direcciones) y energía, asumiendo un flujo estacionario, 2D axi-simétrico con remolino, viscoso y compresible.

Modelado numérico

El modelado numérico, se llevó a cabo en la plataforma Ansys-Fluent™, la cual emplea el método de volúmenes finitos (FVM) para la resolución de las ecuaciones. Se seleccionó el modelo de turbulencia Standard κ - ϵ , de tipo RANS que introduce dos parámetros, la energía cinética turbulenta (κ) y la tasa de disipación turbulenta (ϵ), que se emplean para el cálculo de la viscosidad y la conductividad térmica turbulenta, μ_t y k_t , respectivamente. Como criterio de convergencia aplicado a las siete ecuaciones de conservación se estableció que todos los residuos deben ser inferiores a $1 \cdot 10^{-6}$.

Se implementó una malla de tipo estructurada, con elementos cuadrados con los siguientes parámetros: skewness 0, suavidad 1 y relación de aspecto 1, los cuales permiten maximizar la calidad de la misma. En cuanto a la independencia del mallado, se utilizó la misma densidad de celdas que en [15], donde el lado de estas tiene una dimensión de 0,125 mm.

El modelo descrito fue validado anteriormente para aire [15], por lo que es considerado suficiente y representativo para el análisis CFD llevado a cabo en este trabajo para los otros fluidos.

Resultados de las simulaciones CFD

Las temperaturas obtenidas a la salida del TVRH varían en función de la relación de caudales. Con el fin de referenciar el comportamiento térmico, se define un parámetro conocido como fracción fría (ϵ_c), que es relación entre el caudal de salida frío con respecto al caudal de entrada, cuyo rango de variación en términos prácticos es $0,2 \leq \epsilon_c \leq 0,8$. Los 5 fluidos de trabajo (además del aire) se simularon en el modelo establecido para el rango mencionado, con saltos de 0,1. Previo a la presentación de los resultados se informa que, debido a una particularidad geométrica del tubo Exair® 708 slpm, se produce una caída del rendimiento a bajas fracciones frías y teniendo en cuenta que el objetivo de este trabajo no comprende aspectos geométricos, sino la influencia del fluido de trabajo en el funcionamiento del TVRH, se tomó como límite inferior $\epsilon_c=0,25$.

En la Fig. 2 se presentan las temperaturas que resultan en las salidas para las fracciones frías propuestas. El He resulta ser el fluido para el que se presenta la diferencia de temperatura mayor respecto a la entrada, tanto para la salida caliente como para la fría. Mientras que el caso del CO₂ resulta el de menor diferencia. Se indica que, al resultar las variaciones de temperatura prácticamente idénticas para el O₂, N₂, aire e H₂, se incluyen en la Fig. 2 sólo los resultados correspondientes del N₂.

Dado que el TVRH puede usarse como dispositivo de enfriamiento (c) o de calentamiento (h), su eficiencia se evalúa a partir del COP (*coefficient of performance*) definido como la relación entre el calor extractado a la corriente de la salida fría frente al trabajo consumido (COP_c), mientras que el COP_h es el análogo para la salida caliente. Aplicando un balance de energía al TVRH se demuestra que $\dot{Q}_c = \dot{Q}_h$ y, por lo tanto, $COP_c = COP_h$. Aun cuando el

dispositivo no consume ni produce ningún tipo de trabajo, es necesaria la compresión previa del fluido. Por lo que, si se especifica un proceso de compresión ideal (en este caso se propone el isoentrópico), se obtiene el COP_{iso} .

$$COP_{iso} = \frac{(1 - \epsilon_c) \left(\frac{T_{0,h}}{T_{0,i}} - 1 \right)}{\left[\left(\frac{p_i}{p_a} \right)^{\gamma} - 1 \right]} \quad (1)$$

donde el numerador en (1) corresponde al calor transferido (en función de $T_{0,h}$ o $T_{0,c}$), mientras que p_i y p_a son las presiones de entrada y la atmosférica, respectivamente.

A partir de los resultados numéricos obtenidos, se calcula el COP_{iso} para el rango de aplicación estudiado. En la Fig. 3 (COP_{iso} vs ϵ_c), se observa que el CO_2 presenta la mayor eficiencia, seguido por el N_2 y el He. Asimismo, la forma de las tres curvas es similar y el máximo COP_{iso} (máxima eficiencia) se produce para el mismo valor de $\epsilon_{c,opt} \approx 0,6$.

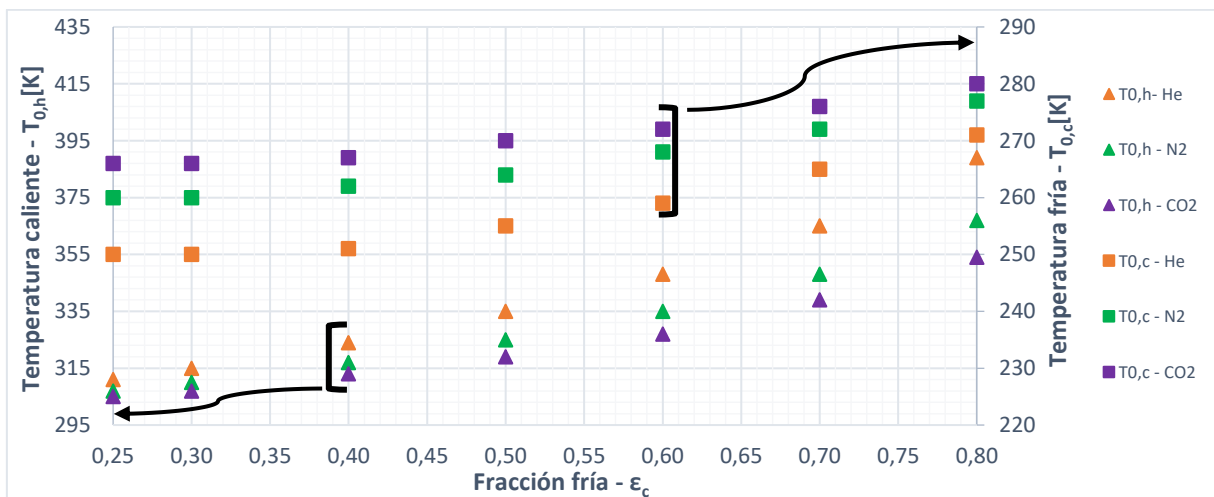


Figura 2. Variación de $T_{0,h}$ y $T_{0,c}$ vs ϵ_c (simulaciones CFD)

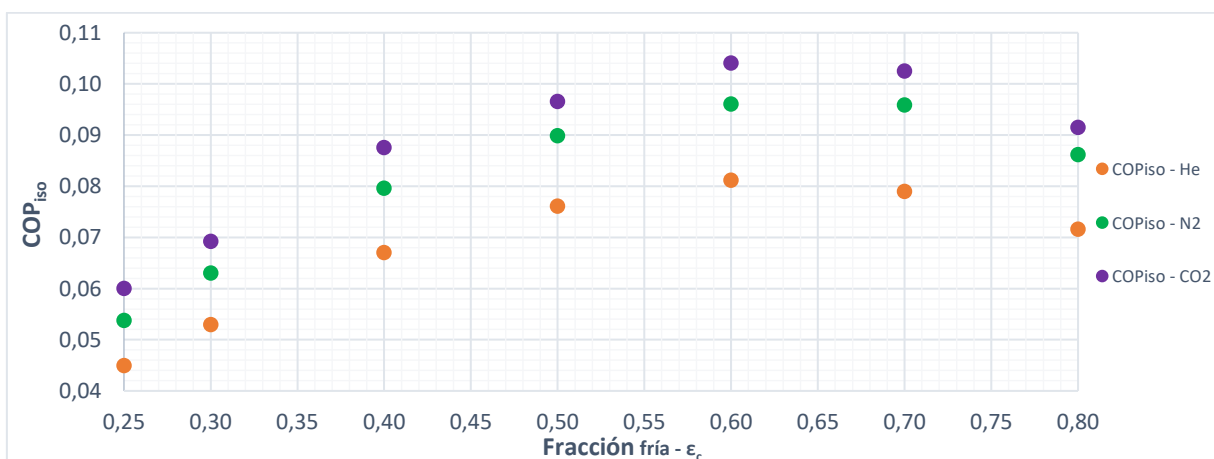


Figura 3. COP_{iso} vs ϵ_c (simulaciones CFD)

ANÁLISIS TERMODINÁMICO MACROSCÓPICO

Se define un volumen de control (VC) representativo del sistema en estudio con una entrada y dos salidas y las hipótesis de trabajo aplicadas son:

- Sistema abierto en régimen permanente (SAP)
- Propiedades termo-físicas constantes
- Gas ideal
- Sistema adiabático
- No existen aportes externos de trabajo
- Variación de energía potencial despreciable
- Presión en las salidas igual a la atmosférica
- Se trabaja con propiedades de estancamiento

Las variables de interés que caracterizan al TVRH, como se explicitó en la sección anterior, son las temperaturas de salida (valores de estancamiento). Planteando la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica y combinándolas con el balance de masa, pueden obtenerse las siguientes expresiones que permiten determinar las temperaturas de salida

$$T_{0,i} e^{Y\theta} \left(\frac{p_a}{p_i}\right)^Y = T_{0,h}^{(1-\epsilon_c)} \left[\frac{T_{0,i} - (1-\epsilon_c)T_{0,h}}{\epsilon_c} \right]^{\epsilon_c} \quad (2a)$$

$$T_{0,i} e^{Y\theta} \left(\frac{p_a}{p_i}\right)^Y = \left[\frac{T_{0,i} - \epsilon_c T_{0,c}}{(1-\epsilon_c)} \right]^{(1-\epsilon_c)} T_{0,c}^{\epsilon_c} \quad (2b)$$

En la (2a) y en la (2b) $T_{0,i}$, ϵ_c , p_i , p_a y $Y = R_g/C_p$ (exponente de enfriamiento isoentrópico) son datos, a la vez que $\theta = \dot{\sigma}/(\dot{m}_i R_g)$ es la entropía generada adimensional que, en principio, se desconoce.

De los parámetros anteriores, sólo uno tiene relación directa con el tipo de fluido, el exponente de enfriamiento isoentrópico (Y), que cuantifica la relación de disminución de temperatura para una determinada relación de expansión. Para los fluidos en estudio se tiene que: $Y_{He}=0,400$; $Y_{H_2}=0,288$; $Y_{N_2}=0,286$; $Y_{Aire}=0,286$; $Y_{O_2}=0,283$; $Y_{CO_2}=0,224$. Se espera que, para una misma relación de presiones, el He sea el que presente mayor diferencia de temperatura.

Las condiciones de entrada aplicadas para el análisis termodinámico macroscópico son idénticas a las establecidas en las simulaciones CFD, $T_{0,i}=294K$, $p_i=500$ kPa y $0,25 \leq \epsilon_c \leq 0,8$.

El rango de posibles valores de θ está acotado entre el de un proceso reversible $\theta=0$ y el correspondiente a un proceso con máxima generación de entropía, $\theta_{MAX} = \ln(p_i/p_a)$. Para el análisis termodinámico, se tomó el valor de θ_{MAX} habida cuenta de que el proceso llevado a cabo dentro del TVRH es altamente irreversible [15]. De las condiciones establecidas se obtiene $\theta_{MAX}=1,609$.

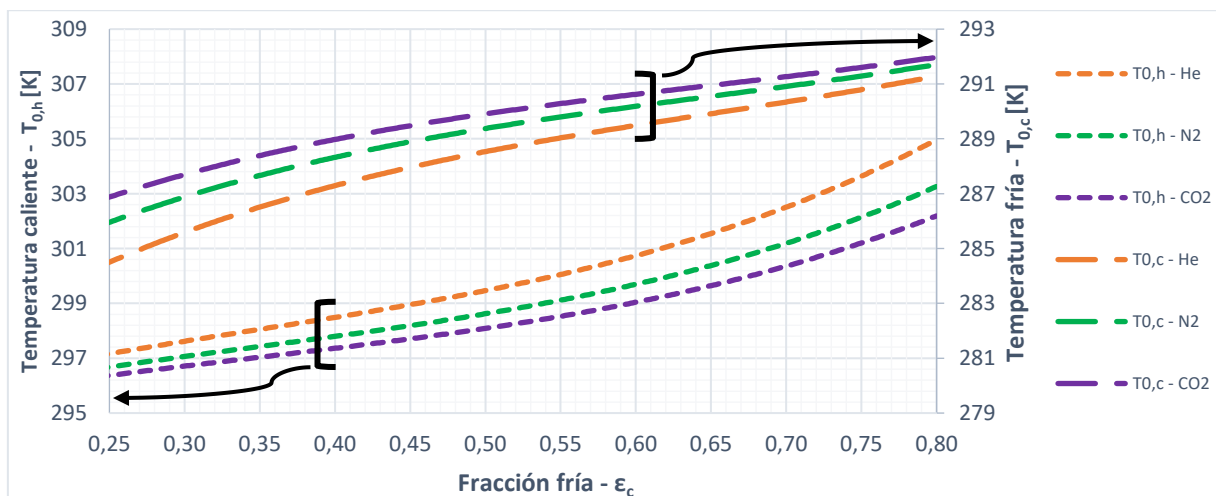


Figura 4. Variación de $T_{0,h}$ y $T_{0,c}$ vs ϵ_c para θ_{MAX}

A partir de la Fig. 4 ($T_{0,h}$ y $T_{0,c}$ vs ε_c para θ_{MAX}), se observa que las mayores diferencias de temperatura, tanto para el calentamiento como para el enfriamiento, corresponden al He, mientras que las mínimas corresponden al CO_2 , encontrándose los valores para el N_2 en el medio (lo mismo ocurre para el aire, O_2 , H_2). Este comportamiento se encuentra en línea con el que surge a partir de las simulaciones, lo cual puede corroborarse de la comparación entre las Figs. 2 y 4. Sin embargo, en la Fig. 2 puede apreciarse la existencia de un cambio en la pendiente en el rango $0,25 \leq \varepsilon_c \leq 0,5$ en la curva para $T_{0,c}$ vs ε_c obtenida a partir de las simulaciones, mientras que en la Fig. 4, sólo se observa una disminución sostenida de $T_{0,c}$ conforme disminuye ε_c . Este efecto se vincula a la caída del rendimiento previamente mencionada que presenta el dispositivo simulado.

En la Fig. 5 se presenta la variación de los COP_{iso} frente a ε_c para el He, N_2 y CO_2 , en condiciones de θ_{MAX} . Se observa que para el CO_2 se presenta la máxima eficiencia, seguido por el N_2 y el He, en forma consistente con los resultados obtenidos a través de las simulaciones. La forma de las curvas en la Fig. 5 es similar a las de las Fig. 3, pero presentándose un corrimiento de $\varepsilon_{c,opt}$ hacia un valor ligeramente menor $\varepsilon_{c,opt} \approx 0,5$ (respecto a las simulaciones), coincidente para todos los fluidos analizados, en concordancia con las simulaciones.

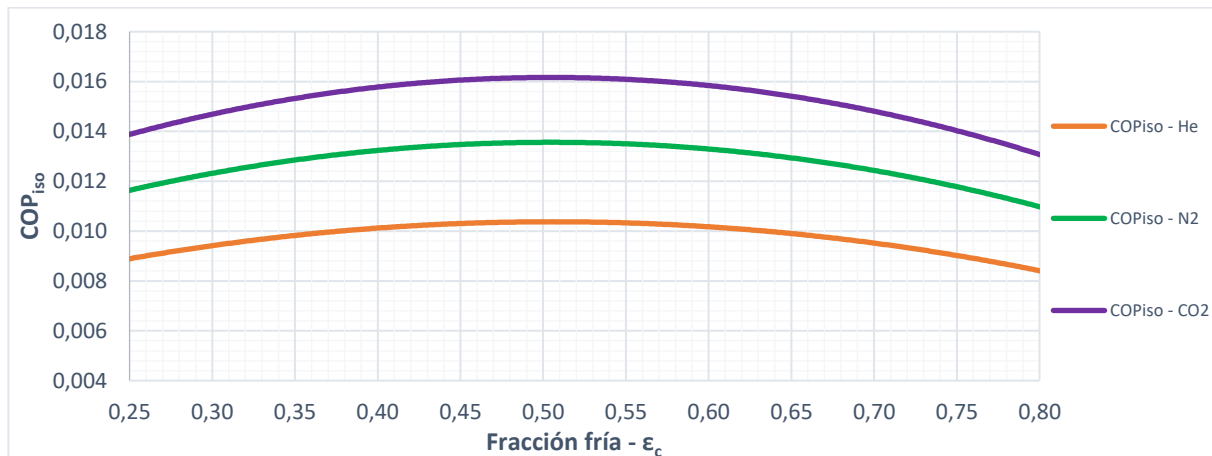


Figura 5. COP_{iso} vs ε_c para θ_{MAX}

DETERMINACION DEL GRADO DE GENERACIÓN DE ENTROPIA

Resulta de interés cuantificar el grado de generación de entropía del dispositivo para cada fluido que, como se refirió en el apartado 3, será elevado (cercano al máximo). Para hacerlo se propone comparar en términos relativos los valores del COP_{iso} simulados para cada fluido con los que surgen del análisis termodinámico para un rango de valores de θ próximo a θ_{MAX} . Se excluyen de la comparación los valores de ε_c más bajos (menores que 0,5), fracciones para las cuales hay un claro deterioro del rendimiento. El grado de generación de entropía así obtenido para cada fluido resulta: $\theta_{simHe} = 1,582$; $\theta_{simH_2} = 1,586$; $\theta_{simN_2} = 1,586$; $\theta_{simO_2} = 1,586$; $\theta_{simCO_2} = 1,59$. El funcionamiento con He conduce al menor θ_{sim} , mientras que el correspondiente a CO_2 conduce al mayor valor y el resto de los fluidos se encuentran acotados entre estos. En la Fig. 6 se presenta el COP_{iso} vs ε_c en el caso del CO_2 para los valores discretos simulados y los surgidos del enfoque termodinámico para θ_{MAX} y θ_{sim}

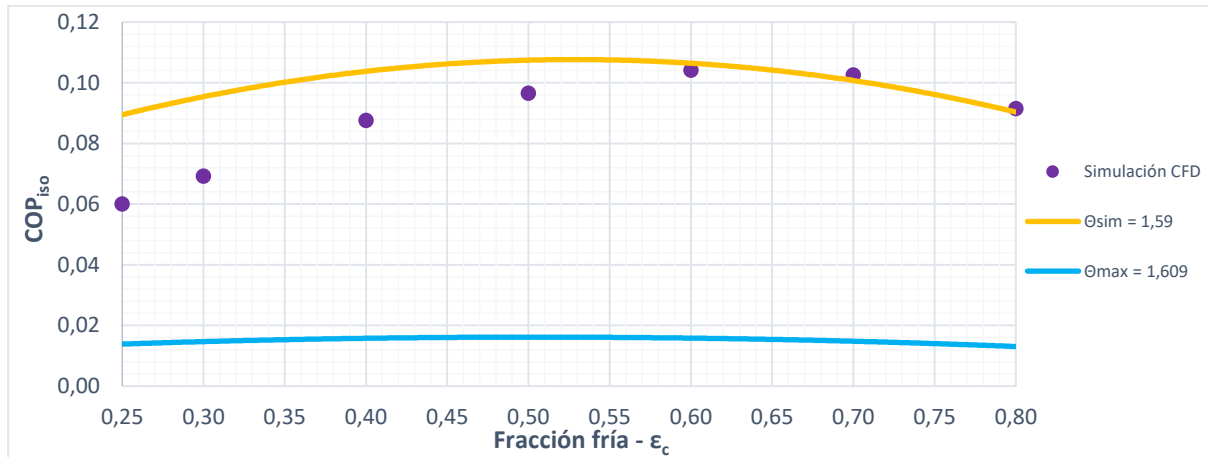


Figura 6. Entropía generada adimensional a partir del COP_{íso} del CO₂

Puede observarse en la Fig. 6, que θ_{sim} resulta muy cercano a θ_{MAX} , lo cual confirma la alta irreversibilidad del proceso que ocurre dentro del TVRH. Otro aspecto a destacar es que se verifica la caída del rendimiento antes reportada, dado el alejamiento del COP_{íso} calculado a partir del análisis termodinámico con θ_{simCO_2} de los valores obtenidos numéricamente (CFD) para las fracciones frías más bajas.

CONCLUSIONES

En este trabajo se logró simular el funcionamiento de un TVRH comercial para distintos fluidos a partir de un modelo simple previamente validado para aire. El funcionamiento con He es el que mayores diferencias de temperatura permite alcanzar mientras que el empleo de CO₂ conduce a las menores. Asimismo, el uso de N₂, O₂ y H₂, resulta en un comportamiento térmico similar al del aire y acotado entre el He y el CO₂. Los resultados obtenidos a partir de las simulaciones CFD son consistentes con los alcanzados a partir de un análisis termodinámico macroscópico, si se asume que la generación de entropía es máxima. Simultáneamente, a partir de la comparación del rendimiento expresado como COP_{íso} pudo determinarse el grado de generación de entropía para cada fluido, siendo el He el fluido para el cual menor irreversibilidad se produce durante el proceso que tiene lugar en el TVRH y el CO₂ con el que se genera mayor irreversibilidad.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el aporte financiero de las siguientes instituciones CONICET (PIP 0018) y UNLP (PID I226). NJM es investigador del CONICET.

REFERENCIAS

- [1] R. T. Balmer. Pressure-Driven Ranque-Hilsch Temperatura Separation in Liquids. J. of Fluids Engineering, 110, 161, 1988.
- [2] X. Han, N. Li, K. Wu, Z. Wang, L. Tang, G. Chen, X. Xu. The influence of working gas characteristics on energy separation of vortex tube. Applied Thermal Engineering, 61 (2), 171-177, 2013.
- [3] R. L. Collins, R. B. Lovelace. Experimental Study of Two-Phase Propane Expanded through Ranque-Hilsch Tube. Transactions of ASME, 101, 300-305, 1979.
- [4] H. Takahama, H. Kawamura, S. Kato, H. Yokosawa. Performance Characteristics of Energy Separation in a Steam-Operated Vortex Tube. Int. J. Engng. Sci., 17, 735-744, 1979.
- [5] C. U. Linderstrom-Lang. An Experimental Study of the Tangential Velocity Profile in the Ranque-Hilsch Vortex Tube. Denmark: Danish Atomic Energy Commission, 1965.
- [6] A. I. Gulyaev. Investigation of Conical Vortex Tube. J. of Engineering Physics, 10 (3), 326-331, 1966.

- [7] P. S. Baker. Investigations on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. Tennessee: Carbide and Chemicals Company, 1956.
- [8] O. Aydin, M. Baki. An experimental study on the design parameters of a Counterflow VT. Energy, 31, 2763-2772, 2006.
- [9] V. Kirmaci. Exergy analysis and performance of a counter Flow Ranque-Hilsch vortex tube having various nozzle numbers at different inlet pressures of oxygen and air. Int. J. of Ref., 32 (7), 1626-1633, 2009.
- [10] H. Khazaei et. al. Effects of gas properties and geometrical parameters on performance of a vortex tube. Scientia Iranica B, 19 (3), 454-462, 2012.
- [11] J. Yun, Y. Kim, S. Yu. Feasibility study of carbon dioxide separation from gas mixture by vortex tube. Int. J. of Heat and Mass Transf., 126, 353-361, 2018.
- [12] N.F. Aljuwayhel, G.F. Nellis, S.A. Klein. Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model. Int. J. of Ref., 28, 3, 442-450, 2005.
- [13] R. Shamsoddini, A. H. Nezhad. Numerical analysis of the effects of nozzles number on the flow and power of cooling of a vortex tube. Int. J. of Ref., 33, 774-782, 2010.
- [14] E. D. Dos Santos, C. H. Marques, G. Stanescu, L. A. Isoldi, L. A. O. Rocha. Constructal Design of Vortex Tubes. Constructal Law and The Unifying Principle of Design, 1, 259-273, 2013.
- [15] J. M. Penillas, F. J. Suarez, G. Pary, C. Bosc, N. J. Mariani. Caracterización macroscópica del funcionamiento de un tubo vortex. 6° Jornadas - ITEE 2021.