

ESTUDIO SOBRE LA INFLUENCIA DE LA RELACIÓN DE DIÁMETROS EN LA EFICIENCIA DE UN TUBO VORTEX

J. M. Penillas¹, F. J. Suarez^{1,2} y N. J. Mariani^{2,3}

¹ Departamento de Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata, La Plata, Argentina - juanmanuel.penillas@ing.unlp.edu.ar

² Departamento de Ingeniería Química, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata, La Plata, Argentina – felipe.suarez@ing.unlp.edu.ar

³ Centro de Investigación y Desarrollo en Ciencias Aplicadas “Dr. J. J. Ronco” (CINDECA) CONICET- UNLP - CIC BA

Calle 47 No. 257, CP B1900AJK, La Plata, Argentina - javier.mariani@ing.unlp.edu.ar

RESUMEN

El tubo del vórtice de Ranque-Hilsch (TVRH) es un dispositivo mecánico sin partes móviles que permite generar, a partir de un fluido a presión, dos corrientes a diferentes niveles de temperatura. La gran mayoría de estudios experimentales realizados sobre el TVRH reportados en la bibliografía abierta se llevaron a cabo en dispositivos de una marca comercial. De igual manera, se utilizaron las dimensiones y características constructivas de estos tubos para constituir modelos CFD a fin de estudiar la fluidodinámica dentro del dispositivo. En parte de estos estudios experimentales, se señala una caída en la eficiencia del dispositivo en ciertos rangos de operación. Mientras que, en las simulaciones, se reporta la existencia de una zona de reflujo en la salida correspondiente a la corriente fría en los mismos rangos de operación para los cuales se deteriora la eficiencia.

En este contexto, se propone emplear un modelo CFD simple, validado previamente, para estudiar la influencia de la relación de diámetros (diámetro de salida de la corriente fría sobre el nominal el tubo, D_c/D) en la eficiencia del TVRH y vincularla con la generación del reflujo. Para ello se parte de una geometría conocida ($D_c/D=0.54$), correspondiente a un TVRH marca EXAIR® previamente estudiado y se varía la relación de diámetros.

Al estudiar el dispositivo para distintos diámetros de salida de la corriente fría ($0.3 \leq D_c/D \leq 0.7$), se logró identificar la zona de recirculación en el rango $0.49 \leq D_c/D \leq 0.7$. Paralelamente, se cuantificó el efecto de la relación de diámetros sobre la eficiencia del dispositivo y se determinó la existencia de una relación de diámetros que maximiza la eficiencia a $D_c/D=0.44$.

Palabras Clave: *Tubo Vortex, Análisis paramétrico, Recirculación, Eficiencia energética*

1. 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. Una de las corrientes de salida siempre presenta una temperatura mayor respecto a la entrada (flujo caliente) y la otra, una temperatura siempre menor respecto a la entrada (flujo frío). Asimismo, las temperaturas de las salidas pueden variar si se modifican los caudales de cada una, definiéndose un parámetro conocido como “fracción fría”, ε_c , el cual representa la relación entre el caudal de salida frío y el de entrada. Parámetro utilizado para caracterizar el comportamiento térmico macroscópico de los TVRH.

Como ventajas de los TVRH, por sobre otros sistemas de refrigeración (o calentamiento), pueden mencionarse su diseño simple y compacto (ocupan muy poco espacio), su bajo costo de fabricación y el prácticamente nulo mantenimiento que requieren. Las aplicaciones de estos dispositivos involucran tanto a la corriente caliente como a la fría, siendo las de esta última las más relevantes, dado que pueden lograrse temperaturas considerablemente bajas (refrigeración en operaciones de maquinado CNC, de componentes electrónicos, de cámaras CCTV, etc.). Una de las principales empresas en manufacturar y comercializar el TVRH es EXAIR®, la cual reporta en su catálogo que puede alcanzarse una temperatura mínima para la corriente fría de -50°C . La gran mayoría de estudios experimentales realizados sobre los TVRH se han llevado a cabo con sus dispositivos, adicionalmente, los estudios CFD han utilizado las características geométricas de los mismos como referencia.

Los estudios destinados a analizar distintos aspectos de los TVRH abundan, comprendiendo tanto experimentales como CFD [1]. Sin embargo, en su mayoría se limitan a caracterizar el comportamiento térmico sin profundizar en el análisis sobre causas que conducen a los resultados obtenidos. Dentro del amplio espectro de posibles parámetros a estudiar uno de relevancia es la relación del diámetro de la salida fría con respecto al diámetro del tubo (D_c/D). El primer estudio paramétrico de naturaleza experimental sobre esta relación fue presentado por Hilsch en 1946 [2]. En el mismo se reporta el vínculo de las temperaturas de salida con respecto a D_c/D , entre otros resultados. Desde su publicación hasta la actualidad se han presentado un importante número de trabajos que estudian esta relación, experimentales y CFD, en los que se reporta, principalmente, una caída en la eficiencia del dispositivo para $\varepsilon_c < 0.5$ [3]–[11]. Es decir, que la diferencia entre la temperatura de entrada y las de la corriente fría al contrario de incrementarse se mantiene constante conforme ε_c se reduce por debajo de 0.5, o incluso disminuye. Por otro lado, existe una serie de trabajos que reportan la aparición de una zona de recirculación de flujo generada por un reflujo en la salida correspondiente a la corriente fría, zona vinculada a la relación D_c/D en los mismos rangos de operación (i.e. $\varepsilon_c < 0.5$) para los que se

detecta una disminución de la eficiencia [3], [4], [10]–[12]. Cabe aclarar que el primer reporte referido a la existencia de una zona de recirculación en la salida fría data de 2005 [13] y corresponde a un estudio experimental y de simulaciones utilizando como modelo de referencia al tubo EXAIR® 708 slpm.

En este trabajo, se pretende estudiar en forma sistemática, a través del empleo de un modelo CFD simple previamente validado [14], la influencia de la relación D_c/D en la eficiencia del TVRH y establecer una vinculación entre el comportamiento de este parámetro con el fenómeno de reflujos en la salida fría.

2. MODELADO CFD

2.1. Modelo matemático

2.1.1 Dominio e hipótesis de modelado

El TVRH de referencia es el tubo EXAIR® 708 slpm, diseñado con 6 toberas de entrada para operar con aire como fluido de trabajo, del cual se dispone en bibliografía de una caracterización experimental [13]. Su modelo geométrico, que se muestra en la Figura 1a, consiste en una geometría 2D con simetría axial (incluyendo la predicción de la componente tangencial de la velocidad, “axysymmetric with swirl”). Un modelo 2D similar al aquí presentado fue propuesto por primera vez en 2005 por Aljuwayhel et. al [15] para analizar el comportamiento de un TVRH de una manera simplificada con el mínimo costo de cómputo posible. Esta forma de modelar la geometría del TVRH fue adoptada por diversos autores [10], [13], [16]–[26]. En estos trabajos las toberas de entrada han sido modeladas como una sección radial o una sección axial, fijando un vector director para la velocidad de entrada con un ángulo característico.

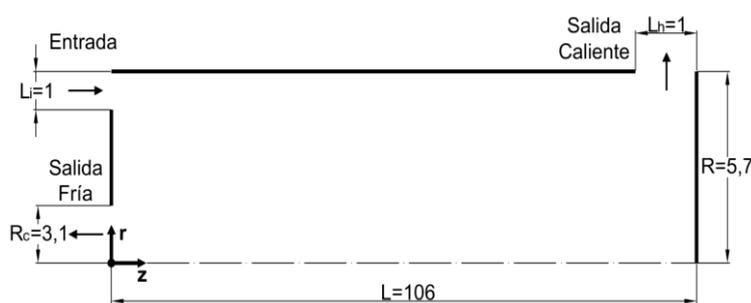


Figura 1a. Modelo geométrico (medidas en mm)

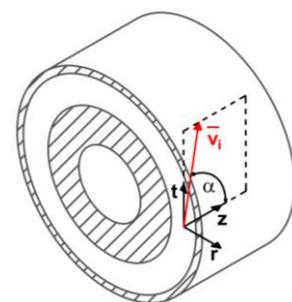


Figura 1b. Vector director

Simultáneamente se plantean las siguientes simplificaciones:

1) Las toberas de entrada son las encargadas de proporcionarle al flujo un ángulo que induzca la circulación interior en la dirección tangencial, cada una de estas presenta un área transversal al flujo (A_{tobera}), por lo tanto, el área total de entrada al TVRH (A_{real}) resulta la suma del área de cada tobera. La sección de entrada propuesta en el modelo es anular (A_{modelo}) imponiendo un

vector director con componente radial nula que forma un ángulo α con la dirección axial tal como se muestra en la Figura 1b (para el TVRH EXAIR® 708 slpm $\alpha=75^\circ$). El vínculo entre el área del modelo y el área real responde a la ecuación de continuidad:

$$A_{\text{modelo}} = \frac{A_{\text{real}}}{\cos(\alpha)} \quad (1)$$

2) El difusor ubicado a continuación de la salida de la corriente fría no es considerado.

3) La válvula ubicada a la salida de la corriente caliente es modelada como una sección lateral del cilindro con una contrapresión (P_h) que se modifica de acuerdo con la fracción fría deseada. El proceso resulta iterativo, se fija la contrapresión tal que $P_c < P_h < P_i$ (presión de salida fría y, de entrada, respectivamente), ambas fijas. Una vez que la simulación del modelo converja, arrojando un valor de fracción fría, se verifica con el valor deseado. En caso de no coincidir se modifica P_h hasta alcanzar el valor de ε_c pretendido.

Vale la pena realizar una breve discusión respecto a la validez de las simplificaciones adoptadas. Shamsoddini y Nezhad [19] estudiaron el comportamiento fluidodinámico y térmico interno del TVRH a partir de cinco modelos tridimensionales con 2, 3, 4, 6 y 8 toberas de entrada y un sexto modelo bidimensional con simetría axial y remolino (equivalente al utilizado por Aljuwayhel [15]) A partir del análisis realizado confirmaron que los campos de velocidad y los perfiles de temperatura radiales obtenidos con los modelos tridimensionales de 4, 6 y 8 toberas de entrada resultan prácticamente idénticos a los obtenidos en el modelo bidimensional con simetría axial y remolino. Vale aclarar que el TRVH que se propone analizar en este trabajo cuenta con 6 toberas. Respecto a la segunda simplificación, se indica que la función del difusor en un TVRH es disminuir la velocidad de salida de la corriente fría, aumentando la presión estática hasta superar la presión externa (atmosférica). De modo que, más allá de introducir una ligera pérdida de presión por la fricción no se espera que incida significativamente sobre el comportamiento del TVRH. En cuanto a la tercera simplificación, su única finalidad es permitir la simulación de distintos valores de la fracción de la corriente fría.

2.1.2 Ecuaciones de conservación

Las ecuaciones de conservación a resolver en el modelo geométrico establecido, considerando flujo compresible de aire con un comportamiento ideal y propiedades termo-físicas constantes en estado estacionario son: conservación de masa Ecuación (2), cantidad de movimiento Ecuación (3) y energía Ecuación (4).

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\bar{\tau}_{\text{eff}}) + \rho \vec{g} ; \quad \text{con } \mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (3)$$

$$\nabla \cdot [\vec{v}(\rho E + P)] = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T + (\bar{\tau}_{\text{eff}} \cdot \vec{v})) ; \text{ con } E = h - \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} \text{ y } k_{\text{eff}} = k + k_t \quad (4)$$

donde, ρ es la densidad, \vec{v} es el vector velocidad, ∇p es el gradiente de presiones, $\bar{\tau}_{\text{eff}}$ es el tensor de esfuerzos viscosos efectivo (el cual incluye a la viscosidad efectiva, μ_{eff}), \vec{g} es el vector aceleración de la gravedad, h es la entalpía, k_{eff} es la conductividad térmica efectiva y ∇T es el gradiente de temperatura. Los términos efectivos incluyen las propiedades turbulentas, k_t y μ_t , dependientes del modelo de turbulencia.

2.1.3 Condiciones de contorno

Entrada: presión y temperatura prescritas, vector director de la velocidad de entrada. Salidas: presión prescrita. Paredes: adiabáticas con condición de no deslizamiento.

2.2. Modelo numérico

2.2.1 Ecuaciones de conservación

El modelado numérico se lleva 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. Este modelo introduce dos parámetros, la energía cinética turbulenta (κ) y la tasa de disipación turbulenta (ϵ), que se emplean para el cálculo de la viscosidad turbulenta. Aplicando la ecuación de transporte a estos dos parámetros se obtienen las dos ecuaciones de conservación propias del modelo κ - ϵ Ecuaciones (5, 6), las cuales, junto con las Ecuaciones (2-4), forman el conjunto de ecuaciones de conservación a resolver.

$$\frac{D}{Dt}(\rho\kappa) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + S_\kappa - \rho\epsilon \quad (5)$$

$$\frac{D}{Dt}(\rho\epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{\kappa} S_\kappa - \rho C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{\kappa} \quad (6)$$

donde la viscosidad turbulenta, μ_t , y la conductividad turbulenta, k_t , se definen como:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\epsilon} ; \quad k_t = \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \quad (7a, 7b)$$

Los valores de las constantes del modelo Standard κ - ϵ utilizado por Ansys-Fluent™ son: $C_\mu=0.09$; $C_{\epsilon 1}=1.44$; $C_{\epsilon 2}=1.92$; $\sigma_\kappa=1$; $\sigma_\epsilon=1.3$. A su vez, al trabajar con aire, $C_p=1006 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$; $Pr_t=0.85$.

2.2.2 Independencia del mado

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 su calidad. La condición de convergencia establecida para todos los residuos es de un valor menor a $1 \cdot 10^{-6}$ y dado que la principal variable de interés es la temperatura de estancamiento (T_0), se la tomó como variable para analizar la independencia del mado.

El estudio de independencia fue descrito en un trabajo anterior [14] en el cual se concluyó que una longitud de celda de $1.25 \cdot 10^{-4}$ m garantiza resultados reproducibles y precisos.

2.2.3 Validación experimental

Como se adelantó, el TVRH simulado es un tubo EXAIR® 708 slpm (ángulo de entrada, $\alpha_i=75^\circ$) del cual se dispone en la bibliografía de una caracterización experimental [13], la cual consiste en ensayos para 10 condiciones de operación entre $0.23 \leq \varepsilon_c \leq 0.82$.

La validación del modelo CFD propuesto fue reportada en un trabajo previo [14], en el cual se estudió el comportamiento fluidodinámico y térmico de un TVRH comercial y se reportaron y analizaron los campos de velocidad, presión y temperatura. A modo de resumen se indica que la mayor diferencia relativa con respecto a los valores experimentales para $T_{0,h}$ se presenta para $\varepsilon_c=0.82$ resultando de alrededor del 3.6% (13 K), mientras que para $T_{0,c}$ se presenta para $\varepsilon_c=0.37$ y es de aproximadamente 3.3% (8 K).

2.2.4 Modelo termodinámico macroscópico

Se define un volumen de control (VC) representativo del dispositivo en estudio con una entrada y dos salidas (Figura 1) y se plantean las hipótesis habituales de sistema abierto en régimen permanente, adiabático y sin aporte externo de trabajo. Simultáneamente, se considera gas ideal con propiedades termo-físicas constantes y se emplean propiedades de estancamiento. En ambas salidas la presión es igual a la atmosférica.

Se puede caracterizar macroscópicamente el comportamiento térmico de un TVRH combinando la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica para obtener las expresiones que permiten determinar las temperaturas de salida (Ecuación (8a) para la fría y Ecuación (8b) para la caliente).

$$T_{0,i} e^{Y\theta} \left(\frac{P_a}{P_i} \right)^Y = \left[\frac{T_{0,i} - \varepsilon_c T_{0,c}}{(1 - \varepsilon_c)} \right]^{(1 - \varepsilon_c)} T_{0,c}^{\varepsilon_c} \quad (8a)$$

$$T_{0,i} e^{Y\theta} \left(\frac{P_a}{P_i} \right)^Y = T_{0,h}^{(1 - \varepsilon_c)} \left[\frac{T_{0,i} - (1 - \varepsilon_c) T_{0,h}}{\varepsilon_c} \right]^{\varepsilon_c} \quad (8b)$$

En las Ecuaciones (8a,8b), $T_{0,i}$, ε_c , P_i , P_a y $Y = R_g/C_p$ (exponente de enfriamiento isoentrópico) se conocen, a la vez que $\theta = \sigma / (\dot{m}_i R_g)$ es la entropía generada adimensional que, en principio, se desconoce.

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, $\theta_{MAX} = \ln(P_i/P_a)$.

En la Figura 2 se realiza una comparación de las T_0 de salida obtenidas con el modelo CFD y con el termodinámico frente a ε_c , siendo las condiciones de temperatura y presión de entrada, $T_{0,i}=294\text{K}$ y $P_i=500\text{kPa}$. Para el modelo termodinámico, inicialmente se tomó el valor de $\theta_{MAX}=1.609$ habida cuenta de que el proceso llevado a cabo dentro del TVRH es altamente

irreversible [27]. Posteriormente, si bien para cada valor de fracción fría la entropía generada varía, se ajustó un único valor de θ de manera tal que el mismo permita establecer una cota inferior para $T_{0,c}$ y superior para $T_{0,h}$ en relación a los resultados de la simulación. De esta forma se obtuvo $\theta_{aj}=1.581$.

La máxima diferencia relativa para $T_{0,h}$ es del 2% (7K) mientras que para $T_{0,c}$ es del 17% (37K), ambos para $\varepsilon_c=0.2$. La diferencia entre los modelos aparece principalmente para la temperatura fría dado que su variación frente a la fracción fría resulta distinta. Específicamente, en el rango de $0.2 \leq \varepsilon_c \leq 0.5$ se observa que los valores de $T_{0,c}$ simulados se mantienen prácticamente invariables, mientras que los del modelo termodinámico varían significativamente (aproximadamente 20K). Este resultado implica una caída en la eficiencia del dispositivo, entendiendo que cuanto menor sea la temperatura de salida de la corriente fría y mayor sea la de la caliente, para una misma condición de entrada, más eficiente será el TVRH.

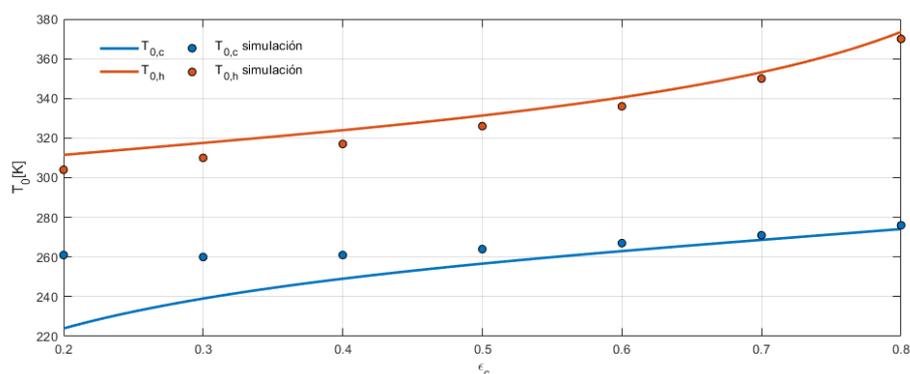


Figura 2. $T_{0,c}$ y $T_{0,h}$ obtenidos con el modelo CFD y con termodinámico (línea continua con $\theta_{aj}=1.581$) vs. ε_c

Simultáneamente, en concordancia con lo reportado en la bibliografía [13], se encontró, para las fracciones frías más bajas, la existencia de un reflujo en la salida fría, que explicaría la caída de la eficiencia. De acuerdo a los resultados de las simulaciones para $\varepsilon_c=0.2$ el área correspondiente al reflujo es del 27% del área de salida fría, mientras que para $\varepsilon_c=0.3$ representa un 13%, desapareciendo para mayores valores de ε_c . En la siguiente sección se aborda nuevamente esta discusión al estudiar la influencia de la relación D_c/D .

3. INFLUENCIA DE LA RELACIÓN DE DIÁMETROS DEL TVRH SOBRE LA EFICIENCIA

Dado que la zona de recirculación generada por el reflujo se localiza en la salida fría resulta de interés analizar el efecto de la variación del área de tal salida sobre la eficiencia del TVRH.

En este contexto se estudió el efecto de modificar la relación de diámetros D_c/D en el intervalo 0.3–0.7, siendo el valor de TVRH comercial 0.54 (EXAIR®). Se incluyeron 10 relaciones D_c/D

(0.3, 0.32, 0.35, 0.37, 0.4, 0.44, 0.49, 0.6, 0.65 y 0.7) y para cada una de ellas se simuló el comportamiento del TVRH para ϵ_c entre 0.2 y 0.8 con incrementos de 0.1.

En las Figuras 3a y 3b se muestran los valores simulados de $T_{0,c}$ y $T_{0,h}$ frente a ϵ_c y D_c/D .

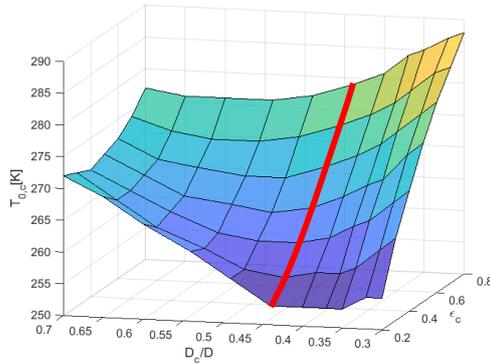


Figura 3a. $T_{0,c}$ vs ϵ_c y D_c/D

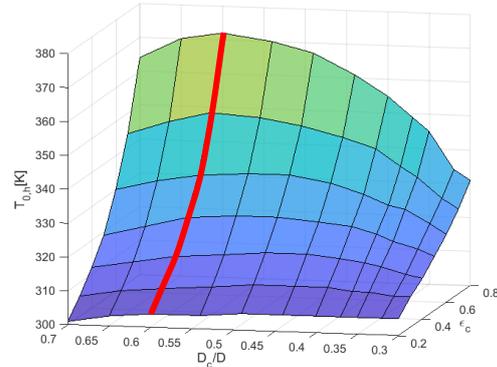


Figura 3b. $T_{0,h}$ vs ϵ_c y D_c/D

Observando las variaciones de $T_{0,c}$ y $T_{0,h}$ en las Figuras 3a y 3b se puede concluir que para ambas existe una relación D_c/D óptima (i.e., que minimiza $T_{0,c}$ y maximiza $T_{0,h}$) para cada ϵ_c . Para la corriente fría, la relación $D_c/D=0.44$ resulta ser la que permite alcanzar el valor mínimo absoluto de $T_{0,c}$ para $\epsilon_c=0.2$, mientras que $D_c/D=0.6$, permite alcanzar el máximo absoluto de $T_{0,h}$ para $\epsilon_c=0.8$.

Como se comentó en la introducción, las principales aplicaciones del TVRH, y de mayor interés, son aquellas que utilizan a la corriente fría. Debido a ello se profundizará en el análisis sobre el comportamiento de esta corriente. No obstante, en la Sección 3.2, se hará un comentario final sobre el comportamiento de la corriente caliente.

De acuerdo a la Figura 3a el valor del mínimo de $T_{0,c}$ para $0.2 \leq \epsilon_c \leq 0.4$ se produce en $D_c/D=0.44$, mientras que para $\epsilon_c > 0.4$ se desplaza a mayores valores de D_c/D y, simultáneamente, su valor aumenta. No obstante, debe aclararse que en estos últimos casos (i.e., $\epsilon_c > 0.4$) $T_{0,c}$ presenta una variación mucho menor con D_c/D , siempre que $D_c/D > 0.44$. Asimismo, si $D_c/D \leq 0.44$, $T_{0,c}$ disminuye fuertemente conforme decrece ϵ_c en todo el rango con un mínimo en $\epsilon_c=0.2$. Para $D_c/D > 0.44$, $T_{0,c}$ presenta una variación mucho menor y el mínimo se ubica en un valor intermedio de ϵ_c (entre 0.3 y 0.4), lo que significa una menor eficiencia, lo cual resulta consistente con lo reportado en la bibliografía [3]–[6], [12].

3.1. Zona de recirculación

El fenómeno de reflujos genera una zona de recirculación, la cual se puede visualizar evaluando el perfil radial de la velocidad axial en la salida fría. En las Figuras 4a y 4b se presentan los perfiles radiales de velocidad axial (v_z) para la salida fría correspondientes a las relaciones

$D_c/D=0.54$ y $D_c/D=0.44$ respectivamente, parametrizados a las distintas ϵ_c en función de r/R (relación de la coordenada radial del orificio de salida de la corriente fría medida desde el centro del tubo con respecto al radio del tubo). Típicamente, el perfil presenta, por un lado, un máximo que puede producirse en el centro del orificio de salida de la corriente fría o para un valor cercano a la pared de la misma y, por otro lado, un punto de inflexión en un valor intermedio de r/R , conforme puede visualizarse en las Figuras 4a y 4b. La existencia del reflujó implica una disminución de la velocidad a partir del máximo a tal escala que se invierta su signo (Figura 4a para $\epsilon_c=0.2$ y 0.3).

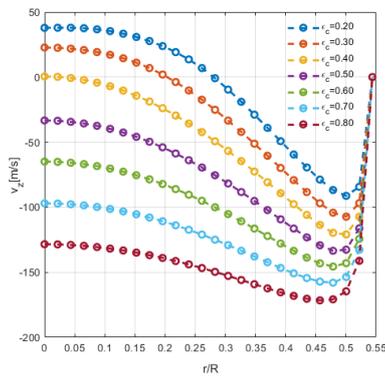


Figura 4a. v_z vs r/R ($D_c/D=0.54$)

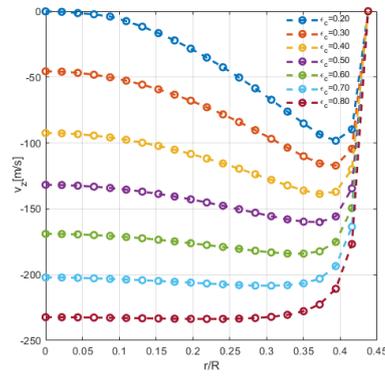


Figura 4b. v_z vs r/R ($D_c/D=0.44$)

Este resultado se encuentra en línea con lo reportado en la bibliografía [3], [4], [12], [13] respecto a la generación de una zona de recirculación a fracciones frías bajas.

En cuanto a la familia de curvas presentada en la Figura 4b para $D_c/D=0.44$, se observa que, si bien el punto de inflexión del perfil en la velocidad existe para la mayoría de ellas (excepto para $\epsilon_c=0.8$), no se presenta reflujó. En el rango $0.3 \leq D_c/D \leq 0.44$ tampoco se produce reflujó e incluso, en el límite inferior ($D_c/D=0.3$), los perfiles de velocidad a la salida no presentan inflexión para ningún valor de ϵ_c . Se concluye entonces que $D_c/D=0.44$ es el valor límite para la aparición del reflujó, el cual resulta coincidente con la relación de diámetros para la cual se obtuvo la máxima eficiencia asociada a la corriente fría.

Por su parte, en el rango $0.44 < D_c/D \leq 0.7$, se produce un reflujó con una zona de recirculación. Para $D_c/D=0.49$ el mismo se limita a $\epsilon_c=0.2$, mientras que para $D_c/D=0.7$ se produce para la totalidad del rango de ϵ_c . Adicionalmente, se indica que la fracción del área de salida correspondiente a la zona de recirculación también aumenta con D_c/D , siendo aproximadamente la mitad de la misma para $D_c/D=0.7$ a $\epsilon_c=0.2$.

3.2. Relación de diámetros óptima

Se comprobó que la existencia de reflujó en la salida fría genera una zona de recirculación la cual produce una disminución de la eficiencia del dispositivo. Para $D_c/D=0.49$ con $\epsilon_c=0.2$ se

detectó la zona de recirculación y resultó $T_{0,c}(\varepsilon_c = 0.2) = T_{0,c}(\varepsilon_c = 0.3) = 257K$ (Figura 3a). Si se incrementa D_c/D la zona de recirculación se extiende y, como se mencionó, para $D_c/D=0.7$ se produce para todo el rango de ε_c . Para este valor de D_c/D , las $T_{0,c}$ tienden a asemejarse (disminución de la eficiencia) desde $\varepsilon_c=0.2$ hacia fracciones frías mayores (0.8 en el límite), con el aumento de la relación de diámetros (Figura 3a). De esta manera queda explícito el vínculo entre la zona de recirculación y la caída de la eficiencia.

La zona de recirculación, además de reducir el área efectiva de salida, genera un fenómeno de fricción adicional. El trabajo de los esfuerzos viscosos (fricción) produce un aumento en la temperatura debido al fenómeno de disipación viscosa. En las Figuras 5a y 5b se presentan los perfiles radiales de $T_{0,c}$ correspondientes a las relaciones $D_c/D=0.54$ y $D_c/D=0.44$ respectivamente, parametrizados a las distintas ε_c en función de r/R . Se observan dos tipos de perfiles, por un lado, aquellos en los que se produce un mínimo en el centro del tubo, y, por otro lado, aquellos donde existe un punto de inflexión y el mínimo se desplaza hacia valores intermedios de r/R . Estos últimos están presentes en la Figura 5a para $\varepsilon_c=0.2$ y 0.3, siendo coincidentes con aquellos valores para los cuales se visualiza reflujos en la Figura 4a.

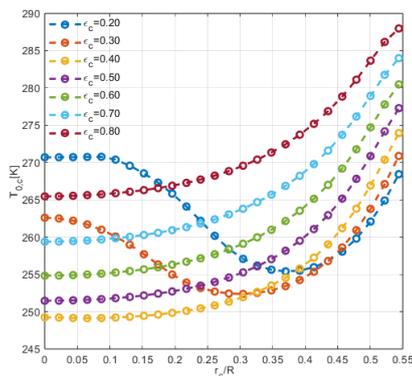


Figura 5a. $T_{0,c}$ vs r/R ($D_c/D=0.54$)

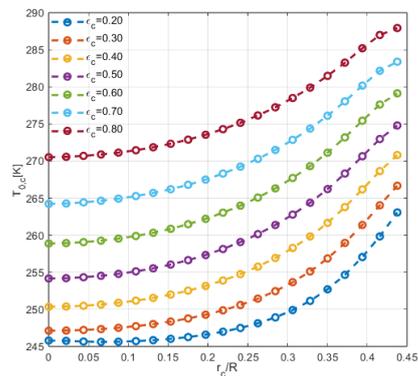


Figura 5b. $T_{0,c}$ vs r/R ($D_c/D=0.44$)

Respecto a la corriente caliente el aumento de temperatura generado por la fricción adicional (disipación viscosa) asociada a la zona de recirculación puede vincularse con el comportamiento observado en la Figura 3b, en la cual la relación $D_c/D=0.6$ es la que presenta el mayor valor de temperatura de salida.

La disipación viscosa, que es un fenómeno irreversible, conduce a un incremento en la entropía generada adimensional, que puede obtenerse a partir de las Ecuaciones (8a y 8b) introduciendo los valores de temperatura simulados.

4. CONCLUSIONES

En este trabajo se contrastaron los resultados (i.e, temperaturas de salida) de un modelo CFD de un TVRH con su correspondiente modelo termodinámico macroscópico. Este contraste motivó

el estudio paramétrico de la relación entre el diámetro de la salida fría y el del tubo (D_c/D), el que se llevó a cabo a partir de la misma técnica de modelado CFD. Se logró una caracterización del TVRH para todo su rango de operación ($0.2 \leq \varepsilon_c \leq 0.8$) y $0.3 \leq D_c/D \leq 0.7$.

Se determinó la existencia de una relación de diámetros óptima, $D_c/D=0.44$, que permite que el dispositivo trabaje con la mayor eficiencia en todo su rango de operación, entendiéndose que cuanto menor sea la temperatura de salida de la corriente fría y mayor sea la de la caliente, para una misma condición de entrada, más eficiente será el TVRH.

Paralelamente, se logró identificar una zona de recirculación, la cual es generada por un reflujo producido en la salida fría, para el rango $0.49 \leq D_c/D \leq 0.7$. Se evidenció el vínculo y la correspondencia que existe entre ambos fenómenos (i.e., disminución de la eficiencia y generación de una zona de recirculación). Finalmente, se postuló que la fricción adicional producida por la zona de recirculación es la que genera un aumento de la temperatura del fluido en todo el dominio y un incremento en la generación de entropía del sistema.

AGRADECIMIENTOS

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

REFERENCIAS

- [1] K. D. Devade y A. Pise, "Parametric review of ranque-hilsch vortex tube", *American Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 4, núm. 3. Columbia International Publishing, pp. 115–145, 2017.
- [2] R. Hilsch, "The use of the expansion of gases in a centrifugal field as cooling process", *Review of Scientific Instruments*, vol. 18, núm. 2, pp. 108–113, 1947.
- [3] U. Behera *et al.*, "CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of Ranque-Hilsch vortex tube", *Int J Heat Mass Transf*, vol. 48, núm. 10, pp. 1961–1973, 2005.
- [4] S. U. Nimbalkar y M. R. Muller, "An experimental investigation of the optimum geometry for the cold end orifice of a vortex tube", *Appl Therm Eng*, vol. 29, núm. 2–3, pp. 509–514, 2009.
- [5] S. Eiamsa-ard, "Experimental investigation of energy separation in a counter-flow Ranque-Hilsch vortex tube with multiple inlet snail entries", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, núm. 6, pp. 637–643, 2010.
- [6] S. Y. Im y S. S. Yu, "Effects of geometric parameters on the separated air flow temperature of a vortex tube for design optimization", *Energy*, vol. 37, núm. 1, pp. 154–160, 2012.
- [7] E. D. dos Santos, C. H. Marques, G. Stanescu, L. A. Isoldi, y L. A. O. Rocha, "Constructural Design of Vortex Tubes", pp. 259–273, 2013.
- [8] N. Agrawal, S. S. Naik, y Y. P. Gawale, "Experimental investigation of vortex tube using natural substances", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 51–55, 2014.
- [9] M. Farzaneh-Gord y M. Sadi, "Improving vortex tube performance based on vortex generator design", *Energy*, vol. 72, pp. 492–500, 2014.

- [10] H. A. Kandil y S. T. Abdelghany, "Computational investigation of different effects on the performance of the Ranque-Hilsch vortex tube", *Energy*, vol. 84, pp. 207–218, 2015.
- [11] X. Guo, B. Liu, J. Lv, B. Zhang, y Y. Shan, "An optimization method on managing Ranque-Hilsch vortex tube with the synergy between flow structure and performance", *International Journal of Refrigeration*, vol. 126, pp. 123–132, 2021.
- [12] X. Guo, L. Cao, B. Zhang, N. Li, y F. Tang, "Analysis of the flow mixing and energy separation in a Ranque-Hilsch vortex tube based on an area ratio study", *Appl Therm Eng*, vol. 226, 2023.
- [13] H. M. Skye, G. F. Nellis, y S. A. Klein, "Comparison of CFD analysis to empirical data in a commercial vortex tube", *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, núm. 1, pp. 71–80, 2006.
- [14] J. M. Penillas, F. J. Suarez, G. Pary, C. Bosc, y N. J. Mariani, "Simulación del comportamiento fluidodinámico y térmico de un tubo Vortex comercial", CAIM-CAIFE, 978-950-42-0210-3, 2020-2021, F.R.S.N. U.T.N.
- [15] N. F. Aljuwayhel, G. F. Nellis, y S. A. Klein, "Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model", en *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, pp. 442–450, 2005.
- [16] J. Y. Liu, M. Q. Gong, Y. Zhang, H. Hong, y J. F. Wu, "Numerical research on special fluid phenomenon: Ranque-Hilsch effect", vol. 19, núm. 28 y 29, pp. 1723-1726, 2005.
- [17] S. Eiamsa-ard y P. Promvonge, "Numerical investigation of the thermal separation in a Ranque-Hilsch vortex tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, núm. 5–6, pp. 821–832, 2007.
- [18] T. Dutta, K. P. Sinhamahapatra, y S. S. Bandyopdhyay, "Comparison of different turbulence models in predicting the temperature separation in a Ranque-Hilsch vortex tube", *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, núm. 4, pp. 783–792, 2010.
- [19] R. Shamsoddini y A. H. Nezhad, "Numerical analysis of the effects of nozzles number on the flow and power of cooling of a vortex tube", *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, núm. 4, pp. 774–782, 2010.
- [20] H. Khazaei, A. R. Teymourtash, y M. Malek-Jafarian, "Effects of gas properties and geometrical parameters on performance of a vortex tube", *Scientia Iranica*, vol. 19, núm. 3, pp. 454–462, 2012.
- [21] C. H. Marques, L. A. Isoldi, E. D. Dos Santos, y L. A. O. Rocha, "Constructal design of a vortex tube for several inlet stagnation pressures", *Revista de Engenharia Térmica*, vol. 11, núm. 1–2, p. 85, 2012.
- [22] H. Pouraria y M. R. Zangoee, "Numerical investigation of vortex tube refrigerator with a divergent hot tube", en *Energy Procedia*, vol.14, pp. 1554–1559, 2012.
- [23] E. D. dos Santos, C. H. Marques, G. Stanesco, L. A. Isoldi, y L. A. O. Rocha, "Constructal Design of Vortex Tubes", 2013, pp. 259–273.
- [24] T. Dutta, K. P. Sinhamahapatra, y S. S. Bandyopadhyay, "CFD Analysis of Energy Separation in Ranque-Hilsch Vortex Tube at Cryogenic Temperature", *Journal of Fluids*, vol. 2013, pp. 1–14, 2013.
- [25] S. H. Azizi, M. R. Andalibi, S. R. Saleh, y M. Kahrom, "Numerical simulation of different turbulence models aiming at predicting the flow and temperature separation in a Ranque-Hilsch vortex tube", *Thermal Science*, vol. 18, núm. 4, pp. 1159–1171, 2014.
- [26] J. M. Burazer, A. S. Čočić, y M. R. Lečić, "Numerical research of the compressible flow in a vortex tube using OpenFOAM software", *Thermal Science*, vol. 21, pp. S745–S758, 2017.
- [27] J. M. Penillas *et al.*, "Caracterización macroscópica de un tubo vortex", 2021.