

**FoDAMI**

15, 16 Y 17 DE SEPTIEMBRE DE 2021

SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO FLUIDODINÁMICO Y TÉRMICO DE UN TUBO VORTEX COMERCIAL

J. M. Penillas¹, F.J. Suarez¹, G. Pary¹, C. Bosc¹, N. J. Mariani^{2,3}

¹Departamento de Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata, La Plata, Argentina

²Departamento de Ingeniería Química, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata, La Plata, Argentina

³Centro de Investigación y Desarrollo en Ciencias Aplicadas "Dr. J. J. Ronco" (CINDECA) CONICET- UNLP - CIC BA
Calle 47 N°. 257, CP B1900AJK, La Plata, Argentina
correo-e: javier.mariani@ing.unlp.edu.ar

RESUMEN

El tubo Vortex o tubo del vórtice de Ranque–Hilsch (TVRH) es un dispositivo mecánico sin piezas móviles que permite generar a partir de un fluido a presión dos corrientes a diferentes niveles de temperatura. Presenta aplicación en diversos campos como la refrigeración en operaciones de maquinado en dispositivos CNC, de componentes electrónicos, de cámaras CCTV y ambientales, mientras que la corriente caliente puede emplearse para el sellado de plásticos y el ablandamiento adhesivos, entre otros usos. Una aplicación relativamente reciente plantea la posibilidad de empleo en intervenciones quirúrgicas que requieran refrigeración localizada.

La gran ventaja de los tubos Vortex estriba en el hecho de su relativa simpleza tanto desde el punto de vista constructivo como de su operación. Como contrapartida y, si bien el dispositivo se conoce hace tiempo (principios de la década del 30 del siglo XX), los fenómenos físicos que ocurren dentro del mismo involucran una compleja interrelación entre la mecánica de fluidos y la transferencia de calor, que resulta en comportamientos sobre los cuales no hay aún una respuesta de consenso.

En este trabajo se propone abordar un análisis basado en simulaciones numéricas empleando una plataforma CFD para un tubo Vortex actualmente comercializado, del cual se dispone en la bibliografía de una caracterización experimental completa. A los fines de validar las simulaciones se comparan los valores de las diferencias de temperatura entre la entrada y la salida para las corrientes, fría y caliente, con los valores experimentales para distintas fracciones de la corriente fría respecto al caudal de entrada, encontrándose una buena concordancia. Adicionalmente, se presentan y discuten resultados referidos a los campos de velocidad, presión y temperatura para distintas condiciones de operación.

Palabras clave: *Tubo Vortex, simulación numérica, separación de temperatura, campo de velocidad.*

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 o boquillas, dos corrientes a diferentes niveles de temperatura. Desde su descubrimiento, 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. Devade and Pise [1], realizaron una exhaustiva revisión de la bibliografía y contabilizaron la postulación más de veinte teorías contemplando distintos fenómenos que pueden ocurrir dentro de los TRVH, de las cuales los autores identificaron alrededor de una decena de ellas como las más relevantes. Entre las mismas, se destacan aquellas que involucran la “Compresión y expansión” [2], la “Fricción y Turbulencia” [3,4], la “Transferencia de calor por diferencia de temperatura estática” [5] y el fenómeno de “Circulación Múltiple” [6]. A los cuales puede sumarse la teoría de la “Transferencia de energía entre volúmenes de control” [7]. Más recientemente, algunos autores (e.g., Guo [8]) han intentado alcanzar una explicación concienzuda del fenómeno de separación de energía en los TVRH complementando los distintos enfoques. Los primeros enfoques mencionados [2-5] asocian el fenómeno de transferencia de energía en el interior del tubo a la existencia de gradientes de distinta naturaleza, de presiones [2], de velocidades [3,4] y de temperaturas [5], mientras que los últimos dos [6,7] proponen vincular y asociar estas causas. Ambos coinciden en indicar al gradiente de presiones como el iniciador y conductor del fenómeno fluidodinámico y, por ende, el generador de los gradientes de velocidades. Sin embargo, difieren en la explicación que proponen para el mecanismo de transferencia de energía. En [6] se plantea el enfoque denominado de “Circulación Múltiple” en el cual se reconoce la existencia de una “zona de mezcla” de las corrientes fría y caliente, en la que se produce la transferencia de energía en dirección netamente axial. Mientras que en [7] se propone que la misma tiene origen en el trabajo de corte las fuerzas viscosas y en la transferencia de calor por diferencia de temperatura estática en dirección radial, a través de una superficie hipotética que divide al caudal frío y al caliente (*i.e.*, transferencia de energía entre volúmenes de control). No se reconoce la existencia de mezclado.

Cabe destacar que para alcanzar una cabal comprensión del fenómeno resulta indispensable contar con las distribuciones de velocidad, presión y temperatura dentro del TVRH, las cuales para ser obtenidas experimentalmente requieren de métodos complejos y costosos que, en su mayoría, perturban el flujo. En este contexto, las plataformas CFD emergen como una herramienta ideal, si se cuenta un modelo del dispositivo representativo y preciso.

En este trabajo se plantea la utilización de una plataforma CFD para desarrollar y obtener un modelo geométrico simplificado que permita reproducir con certidumbre e involucrando tiempos de cálculo razonables, el desempeño de un TVRH comercial del cual se dispone de una caracterización experimental. Además, se pretende identificar aquellas variables más

relevantes y, a partir de ellas, establecer las bases conceptuales para discutir las teorías postuladas para explicar los fenómenos que ocurren dentro del TVRH.

2. MODELO CFD

2.1 Modelo matemático

2.1.1 Dominio e hipótesis para la simulación

El modelo geométrico para representar el dominio del TVRH a simular se muestra en la Fig. 1.

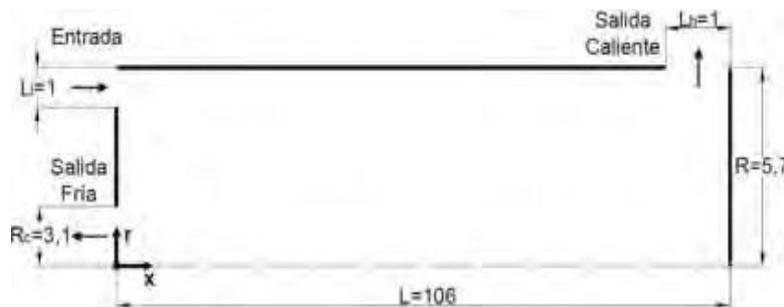


Figura 1: Modelo geométrico (medidas en mm)

Si bien estrictamente el TVRH es 3D para construir el modelo CFD se lo consideró 2D con simetría axial (incluyendo la predicción de la componente tangencial de la velocidad, “*axysymmetric with swirl*”) y se realizaron además las siguientes simplificaciones:

1) las toberas de entrada le proporcionan al flujo un ángulo de entrada que favorece la circulación interior en la dirección tangencial, para modelarlas se plantea el ingreso a través de una sección transversal anular dándole a la velocidad de entrada un vector director (con componente radial nula) que forma un ángulo α con el eje axial (en el plano $x\theta$ perpendicular al plano de la Fig. 1), resultando por continuidad:

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

2) el difusor ubicado a continuación de la salida fría no fue considerado;

3) la válvula de la salida caliente fue reemplazada por una sección lateral del cilindro similar a la empleada en [9] con una contrapresión que se varía de acuerdo a la fracción de caudal frío que se pretende a través de un proceso iterativo.

Respecto a la simplificación 1), Shamsoddini y Nezhad [10], compararon los resultados de 5 modelos 3D con distinto número de toberas (2, 3, 4, 6 y 8) con un modelo 2D axi-simétrico con remolino y confirmaron que a partir de alrededor de 4 toberas los campos fluidodinámicos y térmico resultan prácticamente idénticos. Cabe aclarar que el TVH comercial que pretende simularse cuenta con 6 toberas. Respecto los puntos 2) y 3), se aclara que la única función del difusor es disminuir la velocidad del fluido al abandonar el tubo para permitir la utilización de la corriente, por lo que, más allá de introducir una ligera pérdida de presión por la fricción no se espera que incida sobre el comportamiento térmico. Por otra parte, para emular el

funcionamiento de la válvula se ha incorporado una pérdida de carga equivalente cuya única finalidad es simular distintos valores de la fracción de la corriente fría. Se remarca que ambos dispositivos (difusor y válvula) se encuentran aguas abajo del tubo que se analiza.

2.1.2 Ecuaciones de conservación

Las ecuaciones de conservación a resolver en el dominio de la Fig. 1 para el tubo aislado, considerando flujo compresible de aire con un comportamiento ideal y propiedades termo-físicas constantes en estado estacionario, son: conservación de masa (Ec. 2), cantidad de movimiento (Ec. 3) y energía (Ec. 4).

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

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} \quad (3)$$

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

donde, ρ es la densidad, \vec{v} es el vector velocidad, ∇p es el gradiente de presiones, $\bar{\tau}$ es el tensor de esfuerzos viscosos, $\bar{\tau}_{\text{eff}}$ es el tensor de esfuerzos viscosos efectivo, \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 uniformes, vector director de entrada para la velocidad, salidas: presión constante, paredes: adiabáticas con condición de no deslizamiento.

2.2 Modelo numérico

El modelado numérico se llevó a cabo con la plataforma Ansys-Fluent™, que emplea el método de volúmenes finitos. Se seleccionó el modelo de turbulencia Standard κ - ϵ , de tipo RANS con dos parámetros, la energía cinética turbulenta (κ) y la tasa de disipación turbulenta (ϵ), para el cálculo de la viscosidad turbulenta (μ_t). Aplicando la ecuación de transporte a estos dos parámetros se obtienen las dos ecuaciones de conservación propias del modelo κ - ϵ (Ec. 5 y 6), las cuales, junto con las Ecs. 2-4, forman las siete 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 , se define como:
$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\epsilon} \quad (7)$$

Los valores de las constantes del modelo Standard κ - ϵ utilizado por Ansys-Fluent™ son: $C_\mu=0,09$; $C_{\epsilon 1}=1,44$; $C_{\epsilon 2}=1,92$; $\sigma_\kappa=1$; $\sigma_\epsilon=1,3$.

3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

El TVRH modelado es un tubo Exair® 708 slpm, el cual fue caracterizado experimentalmente en el trabajo [9]. Se lo simuló con aire a una presión y temperatura de entrada de $P_i=570$ kPa y $T_i=294$ K, para 10 valores de la fracción de corriente fría, ε (relación entre el caudal másico de salida frío y el de entrada) entre 0,2 y 0,8.

3.1 Independencia del mallado

Se implementó una malla de tipo estructurada, con elementos cuadrados con los siguientes parámetros: skewness 0, suavidad 1 y relación de aspecto 1. Para el estudio de independencia se propusieron 5 mallas con tamaños de celda diferentes y se las simuló para una fracción fría $\varepsilon=0,58$. Como criterio de convergencia se estableció que los residuos deben ser inferiores a $1 \cdot 10^{-5}$ y dado que la principal variable de interés es la temperatura de estancamiento de la corriente fría ponderada en masa (*i.e.*, valor de mezcla en taza), se estableció el siguiente criterio para analizar la independencia de la malla:

$$CI = \left| \frac{T_c^j - T_c^{j+1}}{T_c^j} \right| < 1 \cdot 10^{-3} \quad (8)$$

donde T_c^j es valor para la malla actual (j) y T_c^{j+1} el de la malla (j+1) más refinada.

La Tabla 1 presenta los valores de T_c alcanzados para distintas mallas. De la misma se desprende que las mallas 1 y 2 que involucran un tiempo de cálculo y una cantidad de iteraciones considerablemente más bajos que el resto, no permiten cumplir con el CI (8). La primera malla que verifica el criterio es la 3 y es la que se empleó en las distintas simulaciones.

Tabla 1. Independencia de los resultados respecto del grado de refinación de la malla

Mallado	Tamaño de celda	Número de celdas	Tiempo de cálculo	Cantidad de iteraciones	T_c [K]	CI
Malla 1	0,25 mm	9.752	18 min	13.391	268,18	$2,16 \cdot 10^{-03}$
Malla 2	0,2 mm	15.370	30 min	16.470	267,50	$2,17 \cdot 10^{-03}$
Malla 3	0,125 mm	39.008	1 h 44 min	26.018	266,92	$5,99 \cdot 10^{-04}$
Malla 4	0,1 mm	60.420	2 h 23 min	32.204	266,76	$6,75 \cdot 10^{-04}$
Malla 5	0,75 mm	107.388	6 h 21 min	43.792	266,58	-

En la Fig. 2 se puede apreciar que los valores obtenidos para la diferencia de temperatura para la corriente fría (ΔT_c) por medio de la simulación permiten reproducir la tendencia de los resultados experimentales, a la vez que, se ha logrado una mejora respecto a la simulación realizada por los autores [9]. La mayor diferencia relativa respecto a los valores experimentales se presenta para una fracción fría de 0,82 resultando de alrededor de 32% (8K).

A partir de la Fig. 3 que muestra la diferencia de temperatura para la corriente caliente (ΔT_h), se puede notar que la tendencia alcanzada mediante la simulación concuerda con la que

presentan los valores experimentales, resultando la mayor diferencia relativa de alrededor de 19% para $\varepsilon=0,82$ (13 K).

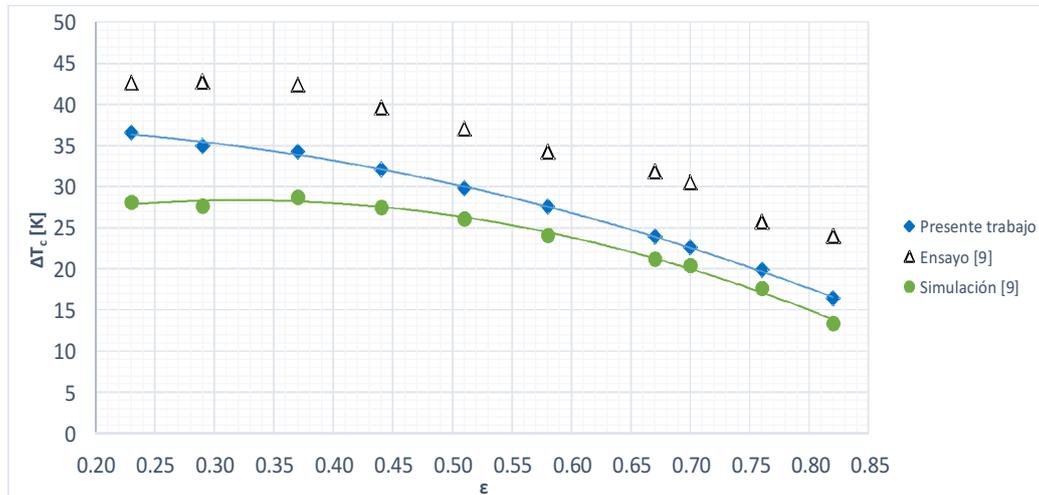


Figura 2: Diferencia de temperatura fría (ΔT_c) vs Fracción fría (ε)

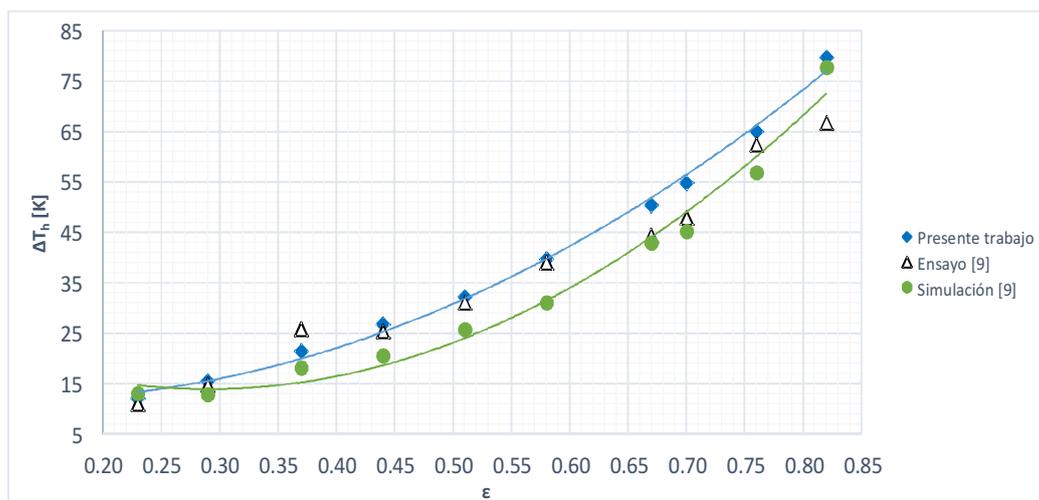


Figura 3: Diferencia de temperatura caliente (ΔT_h) vs Fracción fría (ε)

Las tendencias de las curvas observadas en las Figs. 2 y 3, para los datos experimentales y las simulaciones, pueden obtenerse de manera teórica a partir de aplicar y combinar la 1ra y 2da Ley de la Termodinámica y asumir que el gas se comporta como ideal. En este sentido en [11] se realiza un análisis termodinámico macroscópico del TVRH, en el que se obtienen las curvas de variación de temperatura para cada corriente para valores de entropía generada (adimensional) constante. Este tipo análisis fijando un valor de entropía generada, si bien resulta útil, no se corresponde enteramente con el fenómeno real.

En la Fig. 4 se muestra la comparación de los valores del contenido entálpico de la corriente fría frente a ε obtenidos en el presente trabajo y la información experimental y numérica del trabajo [9]. Se observa una muy buena concordancia entre los valores de la simulación y los experimentales, siendo la mayor diferencia relativa de alrededor de 12% (10 W) para $\varepsilon=0,23$.

Un aspecto a destacar es que la condición de mayor contenido entálpico para la corriente fría, que suele ser la de interés, se alcanza para $\epsilon=0,58$. La comparación del contenido entálpico para la corriente caliente conduce a resultados similares a los mostrados en la Fig. 4.

Al igual que para las variaciones en la temperatura de cada corriente, la tendencia que presentan las curvas de la Fig. 4 puede ser interpretada de manera teórica. De hecho, en [11] se presentan curvas del COP (*coefficient of performance*) frente a la fracción fría con paramétrica la entropía generada, las cuales resultan similares a las de la Fig. 4.

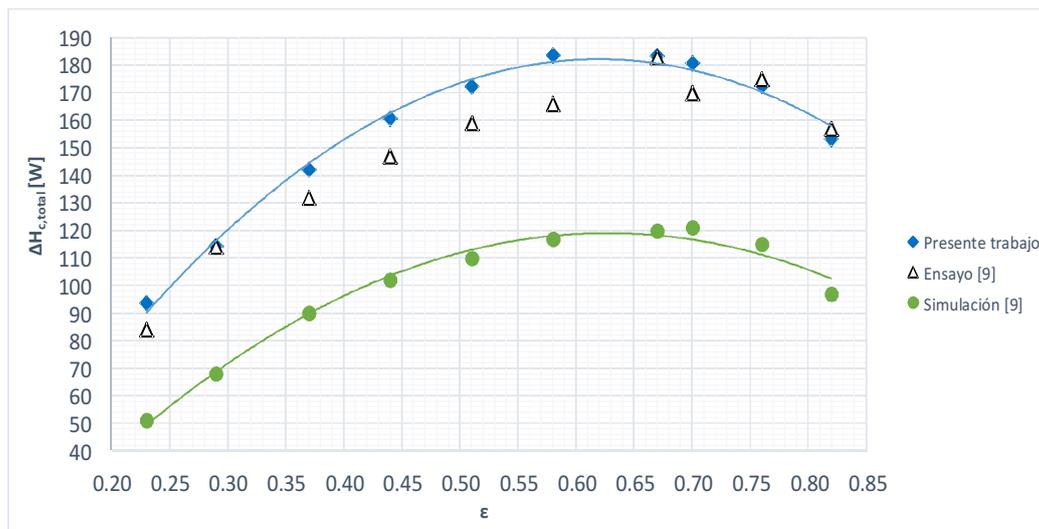


Figura 4: Contenido entálpico corriente fría ($\Delta H_{c,totál}$) vs Fracción fría (ϵ)

Las diferencias obtenidas entre los valores de las simulaciones propias y los de los ensayos experimentales [9] que surgen de las Figs. 2, 3 y 4 se consideran bajas y pueden deberse a múltiples razones. Por un lado, se está simulando un fenómeno complejo a partir de un modelo simple, por lo que las simplificaciones adoptadas pueden ser una de las fuentes de tales diferencias. Asimismo, el modelo de turbulencia implementado, si bien extensamente usado, es de los más simples. Las diferencias entre las simulaciones propias y las presentadas en [9], pueden surgir por las distintas condiciones de borde impuestas y la calidad del mallado. En las condiciones de borde, la principal diferencia se da en la entrada ya que en [9] se utiliza una condición de flujo másico prescrito, la cual no se recomienda para satisfacer un valor de presión preestablecido, debido a que afecta a la convergencia. Finalmente, respecto a la calidad del mallado, en [9] no se precisa información más que la cantidad total de nodos, la cual es alrededor de 5/8 de la utilizada en este trabajo.

En vista de los resultados obtenidos se concluye que el modelo propuesto resulta válido para predecir el comportamiento del TVRH. En las siguientes secciones se analizarán las variables de campo de mayor interés vinculadas al funcionamiento del mismo.

3.3 Función de corriente

Para estudiar el comportamiento fluidodinámico del TVRH resulta de utilidad conocer la distribución de la función de corriente en el dominio.

A los fines del análisis se seleccionaron dos condiciones, por un lado, la que corresponde a un ε cercano al límite inferior del intervalo estudiado ($\varepsilon=0,23$), y por otro, la de mayor contenido entálpico de la corriente fría (i.e., $\varepsilon=0,58$). El conjunto completo de resultados tanto para la función de corriente como para el resto de las variables de campo puede encontrarse en [11]. Las Figs. 5 y 6 muestran los contornos de la función de corriente, ψ , para $\varepsilon=0,23$ y $0,58$, respectivamente. A partir de observación de las mismas surge que el dominio puede dividirse en tres zonas. Una primera zona periférica, asociada al flujo caliente (zona “A”), una segunda central, asociada al flujo frío (zona “B”) y una tercera vinculada al flujo de recirculación (zona “C”). Este patrón de flujo se presenta para todos los valores de ε estudiados, a la vez que, otros autores [6,7,8,12] también han dado cuenta del mismo.

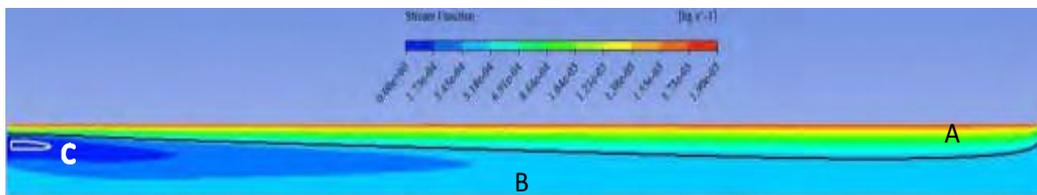


Figura 5: Contorno de función de corriente para $\varepsilon=0,23$

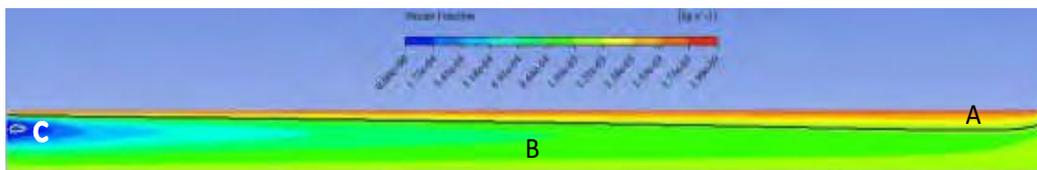


Figura 6: Contorno de función de corriente para $\varepsilon=0,58$

Respecto a las tres zonas en las Figs. 5 y 6 pueden hacerse los siguientes comentarios. Por un lado, el flujo caliente se presenta confinado en la periferia del tubo y sólo se desplaza en dirección axial hacia la salida caliente. A valores bajos de ε , los valores máximos de ψ se concentran en esta zona, lo que se corresponde con el alto caudal caliente que se presenta en estas condiciones y con el hecho de que los valores más bajos de ψ se dan en la zona de flujo frío. Al observar las líneas de corriente en el flujo frío, se concluye que el mismo avanza axialmente hasta alcanzar un punto en el cual se produce un cambio en el sentido de la velocidad axial y retorna a la salida fría, mientras que dependiendo de ε puede también acercarse directamente al centro del tubo para ser expulsado en la salida fría. Este punto es denominado “punto de giro” [9] y no se trata de un único valor en el dominio, sino que cada línea de corriente del flujo frío presenta uno, caracterizado por el valor nulo de la componente axial de la velocidad. Finalmente, el “flujo de recirculación” [6,7,8,9,12] presenta los menores valores de ψ para todas las ε ensayadas, lo que indica que el caudal de recirculación es significativamente menor que los otros (prácticamente despreciable en magnitud). Un aspecto a destacar es que el tamaño de la zona de recirculación es mayor a menores ε (Fig. 5), mientras que a mayores ε el mismo disminuye, llegando prácticamente a desaparecer en el para el máximo ε analizado (i.e., $0,82$).

3.4 Campo de velocidades

Analizado el comportamiento fluidodinámico global del TVRH, se estudiarán las diferentes variables de campo asociadas, tomando a $\varepsilon=0,58$ como referencia.

3.4.1 Velocidad axial (v_x)

El sentido de la componente axial de velocidad determina el avance (hacia la salida caliente) o retroceso (hacia la salida fría) del flujo a lo largo del tubo. También es la que determina la existencia del “punto de estancamiento” ($v_x=0$ en el eje axial del tubo), el cual es considerado de relevancia en la estructura de flujo. En [6] se afirma que este punto determina el comienzo de una “zona de mezcla” donde se produce la transferencia de energía en la dirección axial entre la zona fría y la caliente, mientras que en [7,12] se propone que el mismo indica la finalización de la zona involucrada en la transferencia de energía, pero en la dirección radial. Cabe indicar que en [6] se trabajó con un “tubo largo” mientras que en [7,12] se emplearon tanto tubos “largos” como “cortos”, posibilitando la aparición del punto de estancamiento.

La Fig. 7 muestra el perfil radial de la componente axial de la velocidad (v_x) frente a la distancia radial medida desde el centro del tubo (r) para distintas posiciones axiales. La selección de las mismas no es arbitraria, sino que se ha tomado un mayor número en las cercanías a la entrada del tubo, ya que en esta región se producen las mayores variaciones.

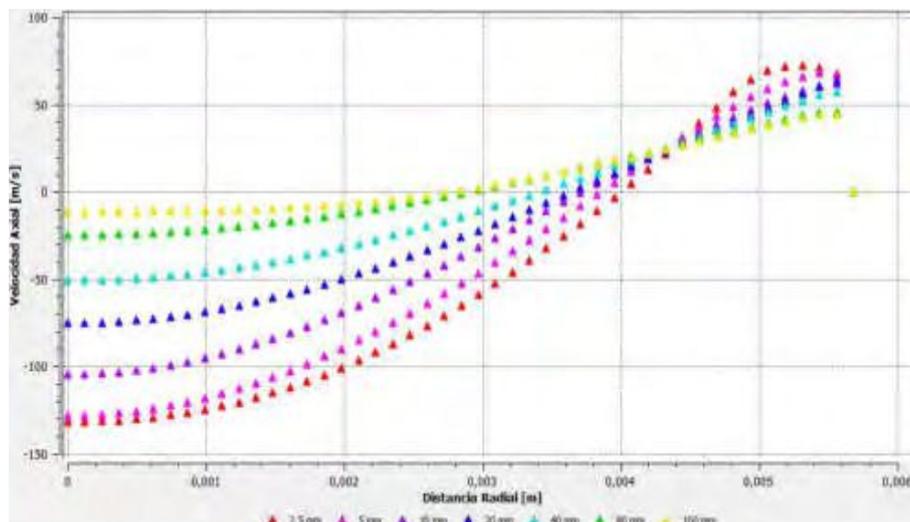


Figura 7: Perfil de velocidad axial (v_x) vs Distancia radial (r) a $\varepsilon=0,58$

En la Fig. 7 se distinguen dos zonas, una en la cual v_x es negativa (movimiento hacia la salida fría) y la otra en la cual es positiva (movimiento hacia la salida caliente). En el centro del tubo ($r=0$) se alcanza un mínimo (máximo en módulo) para v_x , y a medida que se incrementa r , v_x se incrementa gradualmente hasta alcanzar un máximo en las cercanías a la pared del tubo, para luego del mismo disminuir hasta anularse en la pared.

A medida que se avanza axialmente hacia la salida caliente, se puede notar que v_x disminuye en módulo para todos los valores de r en forma sostenida (i.e., se uniformiza el perfil radial de

velocidades axiales). Asimismo, el punto que corresponde a $v_x=0$ se desplaza hacia valores cada vez más cercanos al centro del tubo, pero sin alcanzarlo. Consecuentemente, puede pensarse que si se aumenta la longitud del tubo se puede producir un punto de estancamiento (i.e., $v_x=0$ en $r=0$), lo que también lleva a concluir que el TVRH simulado es de “tipo corto”.

3.4.2 Velocidad radial

De los trabajos de la bibliografía se desprende que la componente radial de la velocidad en los TVRH ha sido la menos estudiada y, en muchos casos despreciada, ya que su magnitud es considerablemente menor respecto a las otras dos. Por esta misma razón resulta difícil establecer un comportamiento aceptado para la forma del perfil radial de la velocidad radial.

La Fig. 8 muestra tales perfiles para $\epsilon=0,58$ y distintas posiciones axiales dentro del TVRH (el signo positivo indica sentido hacia la periferia y el negativo hacia el centro).

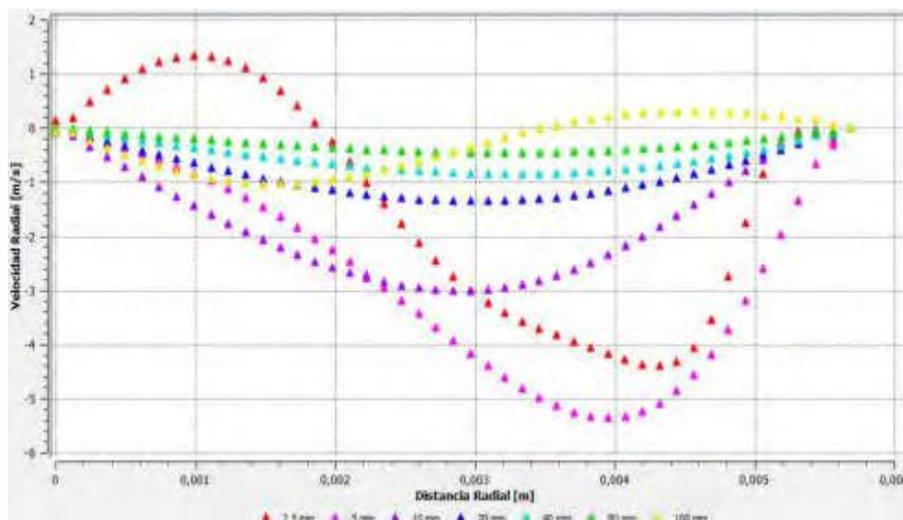


Figura 8: Perfil de velocidad radial (v_r) vs Distancia radial (r) a $\epsilon=0,58$

Puede corroborarse comparando los valores numéricos de las Fig. 7 y 8 que efectivamente v_r resulta, aproximadamente, dos órdenes de magnitud inferior respecto a v_x .

Los perfiles obtenidos podrían agruparse en tres conjuntos, conforme a la distancia axial desde la entrada, a los fines de su interpretación. El primero que incluiría a $x=2,5$ mm; el segundo para $x=5$ mm hasta 80 mm y el tercero que correspondería únicamente a $x=100$ mm. El primer grupo presenta valores positivos de v_r en el centro del tubo, que se pueden asociar al flujo de recirculación. El segundo grupo implica que el flujo en esos tramos se dirige hacia el centro. Por último, la parte positiva del tercer grupo indica que parte del flujo es expulsado por la salida caliente y parte se dirige hacia el centro para retornar hacia la salida fría. Estos resultados se corresponden con los obtenidos en la Sección 3.3 para la función de corriente.

3.4.3 Velocidad tangencial

Existe consenso respecto al hecho de que la velocidad tangencial es el origen de los vórtices en los TVRH; simultáneamente, algunos autores [3,4,7,12] sostienen que es la principal causa

de la transferencia de energía; por esa razón el perfil de velocidad tangencial es el más estudiado. En la Fig. 9 se muestran los perfiles de v_θ vs r para distintos valores de x , los cuales son similares a los reportados en la bibliografía [12]. Los valores de v_θ crecen con r prácticamente en forma lineal con un máximo en las cercanías de la pared del tubo hasta anularse sobre la misma. Este máximo supera (en valores absolutos) largamente a los de las otras dos componentes. Por otra parte, puede observarse también a partir de la Fig. 9 que, en general, v_θ disminuye a medida que se avanza en la dirección axial para un dado r , lo que implica una menor posibilidad de retorno en el extremo de salida caliente.

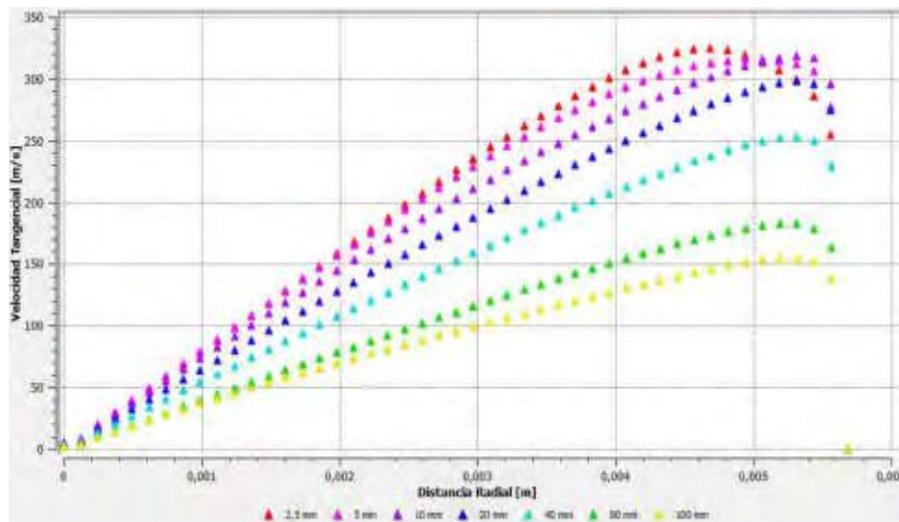


Figura 9: Perfil de velocidad tangencial (v_θ) vs Distancia radial (r) a $\varepsilon=0,58$

El valor de ε no afecta significativamente la forma de los perfiles de v_θ , sólo se indica que los valores disminuyen ligeramente a medida que la misma aumenta.

3.5 Distribución de presión

En la Fig. 10 que muestra el campo de presión estática obtenido para $\varepsilon=0,58$ se puede apreciar una zona de presión mínima en la salida fría, y una zona de máxima presión, en la entrada. Analizando la totalidad del dominio, se puede afirmar que la presión aumenta al incrementarse la coordenada radial, lo que indica que el fluido se expande desde la periferia hacia el centro. La variación con respecto a la coordenada axial es más compleja, en la periferia la presión disminuye axialmente, mientras que en la región del centro del tubo aumenta. Esta distribución indica que una parte del flujo (el caliente) se expande en sentido axial en la periferia y es expulsado por la salida caliente, y que la otra parte retorna por el centro mientras se expande hasta ser expulsado por la salida fría. Esto último es acorde con el análisis y las regiones del flujo propuestas en la Sección 3.3.

A medida que ε aumenta la presión estática aumenta en, prácticamente, todo el dominio, siendo su valor promedio de 192,6kPa y 240,3kPa para $\varepsilon=0,23$ y 0,82, respectivamente.

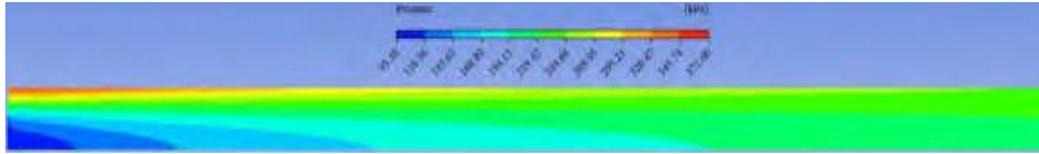


Figura 10: Contorno de presión estática a $\varepsilon=0,58$

3.6 Distribución de temperatura

En la Fig. 11 se muestra el campo de temperaturas estáticas para el TVRH operando con $\varepsilon=0,58$, el cual presenta el mínimo absoluto en la zona de la salida fría y el máximo absoluto en la zona de la salida caliente, característica que se conserva para todas las ε simuladas.

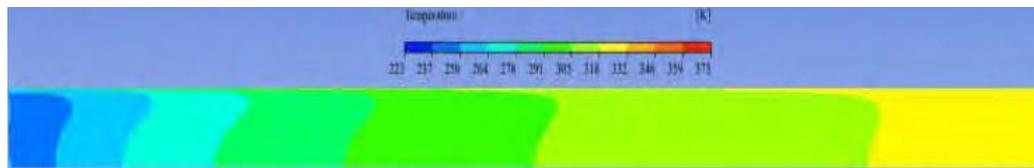


Figura 11: Contorno de temperatura estática a $\varepsilon=0,58$

En la Fig. 11 puede apreciarse la variación radial de la temperatura estática, que es la que va determinar la magnitud de la transferencia de calor entre el centro del tubo y la periferia. Se registra un mínimo en las proximidades a la pared del tubo y la variación desde este punto hacia la pared es muy importante, mientras que hacia el centro el gradiente es mucho menor.

4. CONCLUSIONES

En este trabajo se abordó el análisis del comportamiento de un TVRH comercial empleando la plataforma Ansys-Fluent para una geometría simplificada que permitió obtener resultados con una buena concordancia con los datos experimentales disponibles. La simulación del rango completo de fracción fría de aplicación práctica ($0,2 < \varepsilon < 0,8$), permitió determinar un punto de máximo contenido entálpico de la corriente fría, $\varepsilon=0,58$, el cual no se corresponde con ninguno de los extremos de funcionamiento del dispositivo (i.e., menor o mayor temperatura de salida). A partir de la estructura de flujo y los campos de velocidad y presión obtenidos, pudo interpretarse el comportamiento fluidodinámico del TRH. El fluido al ingresar a presión se expande en las toberas de entrada que cumplen la doble función de direccionar y acelerar el fluido, generando así el vórtice externo, que comprende al caudal caliente y parte del frío, la otra parte del caudal frío es expulsada directamente por la salida fría. Conforme el vórtice externo avanza axialmente hacia la salida caliente, se desprenden partes del flujo, que son expulsadas por la salida fría, estos puntos de desprendimiento, son marcados por los denominados “puntos de giro” característicos de cada línea de corriente. El “último desprendimiento”, que se da en el extremo de la salida caliente, es en realidad, la separación final de los caudales frío y caliente. La totalidad de los desprendimientos forman el vórtice interno que conduce al fluido hacia la salida fría. La parte del flujo, que no llega a ser expulsada

por la salida fría, es direccionada radialmente hacia la periferia donde se encuentra con el flujo de entrada, el cual la confina, generando un flujo o zona de recirculación.

En línea con lo anterior se pudo delimitar e identificar una estructura para el flujo consistente en tres zonas, en acuerdo con lo planteado en la bibliografía. Como el tubo simulado es del tipo “corto” no se pudo corroborar la existencia del punto de estancamiento ni obtener la “zona de mezcla” propuesta en la teoría de “Circulación Múltiple”, pero sí se alcanzaron resultados acordes con la teoría de la “Transferencia de energía entre volúmenes de control”.

5. BIBLIOGRAFIA

- [1] K. Devade, A. Pise. *Parametric Review of Ranque-Hilsch Vortex Tube*. Am. J. of Heat and Mass Transfer, 4, 3, 115-145, 2017.
- [2] G.J. Ranque. *Expériences sur la Détente Giratoire avec Productions Simultanées d'un Echappement d'air Chaud et d'un Echappement d'air Froid*. J. de Phys. et Rad., 4, 7, 112-114, 1933.
- [3] R. Hilsch. *The use of the expansion of gases in a centrifugal field as cooling process*. The Rev. of Sci. Inst., 18, 2, 108-113, 1947.
- [4] C. D. Fulton. *Ranque's Tube*. J. of the ASRE Ref. Eng., 58, 473-479, 1950.
- [5] G.W. Scheper. *The Vortex Tube-Internal Flow Data and a Heat Transfer Theory*. J. of the ASRE Ref. Eng., 59, 985-989, 1951.
- [6] Y. Xue. *The Working Principle of a Ranque-Hilsch Vortex Tube*. PhD Dissertation, The University of Adelaide, 2012.
- [7] 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.
- [8] X. Guo, B. Zhang. *Analysis of the unsteady heat and mass transfer processes in a Ranque-Hilsch vortex tube: Tube optimization criteria*. Int. J. of Heat & Mass Transfer, 127C, 68-79, 2018.
- [9] H.M. Skye, G.F. Nellis, S.A. Klein. *Comparison of CFD Analysis to Empirical Data in a Commercial Vortex Tube*. Int. J. of Ref., vol. 29, no. 1, pp. 71-80, 2006.
- [10] 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.
- [11] J. M. Penillas. Trabajo final de grado. Fac. Ingeniería, UNLP, 2020.
- [12] U. Behera, P.J. Paul, K. Dinesh, S. Jacob. *Numerical Investigation on Flow Behaviour and Energy Separation in Ranque-Hilsch Vortex Tube*. Int. J. of Heat & Mass Transfer, 51, 25-26, 6077-6089, 2008.

6. AGRADECIMIENTOS

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