

ESTUDIO CFD DE PÉRDIDA DE CARGA EN VÁLVULA DE TESLA T45-R

CFD ANALYSIS OF THE HEAD LOSS ON A T45-R TESLA VALVE

C. S. Cardona^{*1}, F. Hazzi¹, C. I. Pairetti^{1,2} y C. M. Venier^{1,2}

¹Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura – Universidad Nacional de Rosario, Berutti 2109 – (2000) Rosario – Argentina.

² Centro de Investigaciones en Métodos Computacionales (UNL -CONICET), Colectora Ruta Nac Nro 168, Km 0, Paraje El Pozo (3000) Santa Fe – Argentina.

Recibido: 30/10/21; Aceptado: 07/03/22

La válvula de Tesla es una válvula anti-retorno sin partes móviles, cuya operación depende fuertemente de la velocidad de flujo. Este conducto desarrolla pérdidas de carga asimétricas debido a su diseño geométrico, comportándose como un diodo hidráulico con cierto grado de eficiencia. En el sentido de flujo directo, la pérdida de carga es relativamente baja, mientras que en sentido inverso la resistencia hidráulica es mayor. En el presente trabajo, desarrollamos un modelo numérico, basado en Fluidodinámica Computacional (CFD), para estudiar la válvula de Tesla normalizada T45-R. Simulamos el flujo incompresible y laminar en este dispositivo. En primera instancia, analizamos la precisión del modelo mediante un análisis de convergencia en malla. Posteriormente comparamos la predicción numérica de pérdida de carga con datos experimentales para bajos números de Reynolds, obteniendo un buen acuerdo. Observamos diferencias menores al 15 % para sentido directo y por debajo del 6 % para el sentido inverso. La predicción de diodicidad del CFD difiere del dato experimental por debajo del 5 %. Los resultados obtenidos del coeficiente de pérdida K discrepan de los datos experimentales en menos del 14 %. Asimismo, comparamos los resultados CFD con modelos a parámetros concentrados disponibles en la bibliografía, observando un buen acuerdo para un rango de número de Reynolds más amplio que el analizado experimentalmente. Como resultado de este estudio contamos con una herramienta numérica para el diseño de este tipo de dispositivos, particularmente aplicados en el ámbito de la microfluídica, habiendo verificado su precisión en este rango de operación.

Palabras Clave: Válvula de Tesla, microfluídica, OpenFOAM, pérdida de carga, diodicidad.

The Tesla valve is a check valve without moving parts. Its operation depends strongly on the flow rate. This conduit develops asymmetric head losses due to its geometric design, behaving like a hydraulic diode with a certain degree of efficiency. In the direct flow direction, the pressure drop is relatively low, while in the reverse direction the hydraulic resistance is higher. In the present work, we develop a numerical model, based on Computational Fluid Dynamics (CFD), to study the normalized Tesla valve T45-R. We simulate the incompressible laminar flow in this device. First, we analyze the precision of the model with a mesh convergence analysis. Subsequently, we compared the numerical prediction of head loss with experimental data for low Reynolds numbers, obtaining good agreement. We observe differences of less than 15 % for the forward direction and less than 6 % for the reverse direction. The diodicity prediction of the CFD differs from the experimental data below 5 %. The results obtained from the loss coefficient K differ from the experimental data by less than 14 %. Afterwards, we compared the CFD results with OD models, available in the literature, observing a good agreement for a wider Reynolds number range. As a result of this study, we have a numerical design tool for this type of device, particularly applied in the field of microfluidics, having verified its precision in a wide operating range.

Keywords: Tesla Valve, microfluidics, OpenFOAM, head loss, diodicity.

<https://doi.org/10.31527/analesafa.2022.fluidos.26>

 ISSN 1850-1168 (online)

I. INTRODUCCIÓN

Las válvulas son dispositivos siempre presentes en cualquier aplicación que requiera el control de flujo en conductos. En particular, las válvulas antirretorno facilitan el paso de fluido en un sentido mientras que impiden el flujo en sentido opuesto. Un caso particular, sin partes móviles, de este tipo de dispositivos es la válvula de Tesla. En este tipo de conductos, la geometría misma genera una asimetría en la pérdida de carga para los dos sentidos de flujo, comportándose como un diodo hidráulico. La mayoría de las válvulas de Tesla emplean bifurcaciones de flujo con un ángulo par-

titular para generar asimetría en la pérdida de carga. Así, la geometría de las canalizaciones es clave para lograr un dispositivo eficiente. Por esta razón, la verificación y rediseño de las válvulas de Tesla suele estar asistida por técnicas de Fluidodinámica Computacional (CFD, por su acrónimo en inglés). Un parámetro que permite cuantificar la eficacia del efecto antirretorno, es la diodicidad. La misma se define como el cociente entre ΔP_{inv} y ΔP_{dir} , las pérdidas de carga para flujos circulando en sentido inverso y directo respectivamente para un caudal \dot{V} dado.

$$Di = \frac{\Delta P_{inv}}{\Delta P_{dir}} \Big|_{\dot{V}} \quad (1)$$

* chia.cardona@gmail.com

Cuanto mayor sea la diodicidad, más eficaz será el efecto antirretorno de la válvula. Para números de Reynolds relativamente bajos ($Re < 500$), la diodicidad no suele superar valores de $Di = 2$.

Algunos estudios experimentales [1] muestran una relación lineal entre pérdida de carga y caudal, para flujos con bajo número de Reynolds ($Re < 50$). Estos resultados han sido verificados numéricamente por otros autores [2-4], caracterizando este tipo de válvulas en un rango más amplio de caudales, observando que los casos con mayor flujo presentan una caída de presión cuadrática respecto al caudal.

En este trabajo, analizamos el flujo en la válvula T45-R normalizada, ampliamente estudiada experimental y numéricamente, empleando simulaciones 3D estacionarias de flujo incompresible y Newtoniano, utilizando el solver `simpleFoam` de OpenFOAM (R) a través de la plataforma SimScale. El objetivo del presente estudio es realizar simulaciones CFD tridimensionales, validarlas con datos experimentales, y utilizar los resultados para definir modelos a parámetros concentrados. En la Sección II presentamos las ecuaciones, los métodos numéricos empleados, y el caso de estudio. En la Sección III describimos la verificación de la malla, los campos de flujo para un caso típico y las pérdidas de carga calculadas en sentido directo e inverso, comparando los coeficientes de pérdida resultantes con los modelos propuestos por Feldt *et al.* [5]. Finalmente, en la Sección IV presentamos las conclusiones del análisis.

II. MÉTODOS

Modelo matemático y métodos numéricos

Consideramos el flujo incompresible y Newtoniano a través de la válvula, cuyo modelo matemático queda completamente definido mediante los balances de masa y momento lineal, es decir, las Ecuaciones de continuidad y de Navier-Stokes respectivamente,

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (2\mu \mathbf{D}), \quad (3)$$

donde \vec{u} es el campo de velocidades y p el campo de presión. La densidad (ρ) y viscosidad (μ) del fluido se consideran constantes y los esfuerzos de corte se definen en términos del tensor tasa de deformaciones $\mathbf{D} = \frac{1}{2} [(\nabla \vec{u})^T + \nabla \vec{u}]$.

La discretización de estas ecuaciones, basada en el Método de Volúmenes Finitos (FVM, por su acrónimo en inglés) se encuentra implementada en la plataforma libre y de código abierto OpenFOAM(R) [6]. El algoritmo de resolución para el sistema de ecuaciones acopladas se basa en el método segregado SIMPLE de acoplamiento presión-velocidad [7]. Esta formulación es la utilizada en el entorno gráfico web SimScale, que empleamos para las simulaciones presentadas en este trabajo.

Todos los esquemas numéricos aplicados son de segundo orden; en particular, utilizamos un esquema de advección *linear upwind* y esquemas *linear* para el cálculo de interpolaciones y gradientes en las caras. El criterio de convergencia para todas las simulaciones fue lograr un residuo inferior a 10^{-6} para todos los sistemas lineales.

Caso analizado

El dispositivo analizado consiste en una válvula normalizada T45-R de cuatro etapas. Este diseño se caracteriza por poseer ángulos de bifurcación de 45° como se muestra en la Fig. 1. La malla base se compone de celdas hexaédricas de tamaño casi uniforme, aplicando refinamientos en los ángulos más agudos de las bifurcaciones y en las inmediaciones de todas las paredes.

Para todas las simulaciones, en la sección de entrada se aplica una condición Dirichlet de velocidad uniforme y una condición Neumann nula para la presión. En la sección de salida, se aplica condición Neumann de velocidad y Dirichlet de presión. En el resto de los contornos, correspondientes a paredes sólidas, aplicamos condición de no deslizamiento.

El fluido en cuestión es agua a 293K, sometida a presiones entre 100 y 300 kPa. En estas condiciones la viscosidad cinemática y la densidad son $\nu = 1.007 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ y $\rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$, respectivamente.

Realizamos simulaciones para los diferentes caudales reportados en los experimentos de Forster *et al.* [1], así como también para caudales mayores, analizados en el trabajo de Feldt *et al.* [5]. Considerando la velocidad media en la sección de entrada, analizamos números de Reynolds hasta un valor de 350, definiendo el Re como,

$$Re = \frac{D_H U}{\nu},$$

donde $D_H = 2ab/(a+b)$ es el diámetro hidráulico definido en función de los lados a y b de la sección rectangular transversal del conducto, y $U [m/s]$ es la velocidad media.

III. RESULTADOS

Análisis de convergencia en malla

En primera instancia, realizamos un análisis de convergencia en malla para cuantificar el impacto que el paso de celda tiene sobre las predicciones numéricas. Todas las simulaciones consideran el dominio tridimensional, con mallas que mantienen la estructura expuesta en la Fig. 1, empleando diferentes límites máximos para el tamaños de celda: 10, 8, 6, 5 y 4 μm . Los valores de pérdida de carga obtenidos con los últimos tres niveles de refinamiento de malla mostraron el mismo nivel de precisión, un error relativo de diodicidad menor al 5% para los casos $Re = 60$ y $Re = 146$, los extremos del rango analizado experimentalmente por Forster *et al.* En este contexto, optamos por emplear la malla con paso base de 6 μm , con un total de 3.2×10^5 celdas.

Campos de velocidad y de presión

En la Fig. 2 se observan los campos de presión y de velocidad obtenidos para un número de Reynolds $Re = 350$ en ambos sentidos de flujo de la válvula.

En esta imagen se evidencian las diferentes caídas de presión cuando el flujo circula en sentido inverso y directo. La presión en el lugar establecido como salida de la válvula para flujo inverso es de 160.4 kPa mientras que en el caso de flujo directo es de 100.6 kPa, casi 60 kPa menor. Además, la caída de presión es aproximadamente la misma en cada

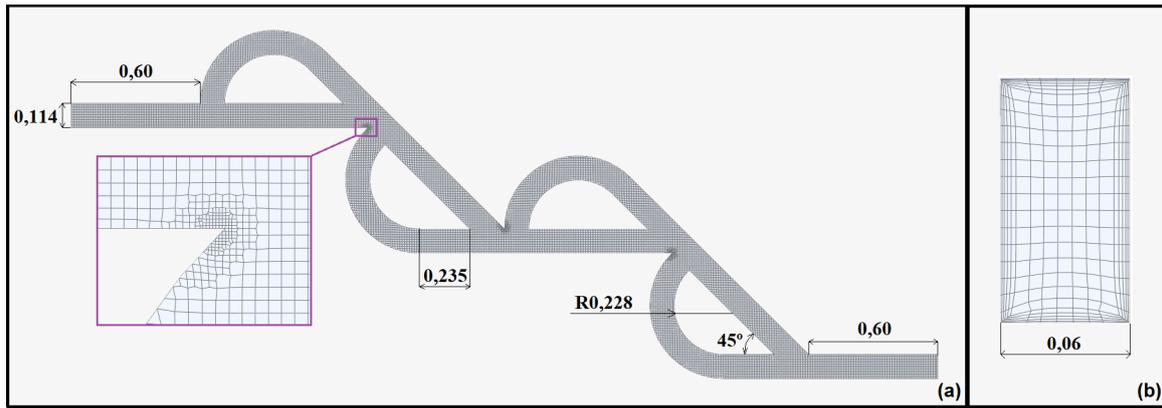


FIG. 1: Mallado de la válvula con 4 pasos (todas las dimensiones se expresan en mm). (a) Vista frontal y (b) Vista de sección normal a la entrada. Cabe notar el refinamiento localizado en la región cercana a las paredes del conducto.

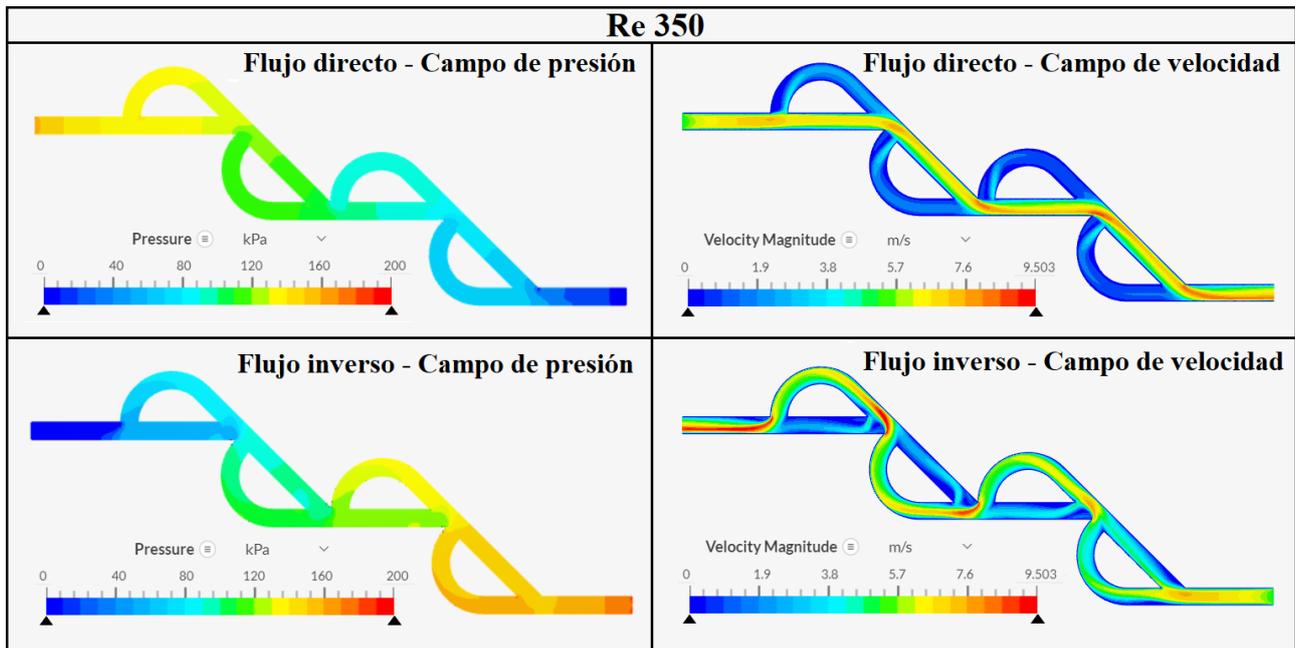


FIG. 2: Campos de velocidad y de presión para $Re=350$.

etapa para ambos sentidos de flujo.

El campo de velocidad permite observar el mecanismo que produce la asimetría en la pérdida de carga. El flujo en sentido directo circula por el canal principal, generando estructuras de flujo con menor desprendimiento de capa límite. En el sentido de flujo inverso, la presencia de estos efectos inerciales es evidentes y, por lo tanto, la pérdida de carga es mayor.

Caída de presión según el flujo volumétrico

Se compararon las pérdidas de carga en las simulaciones con datos experimentales para bajos números de Reynolds y con las predicciones de un modelo a parámetros concentrados [5]. Todos estos resultados se representan gráficamente en la Fig. 3. En relación con los datos experimentales, la discrepancia promedio entre simulación y experimento es 6.6% para el flujo directo y 4% para el flujo inverso. El error relativo máximo (15%) se observa para el caso $Re = 60$, donde las caídas de presión y caudales involucrados son considerablemente menores al resto de los casos analizados.

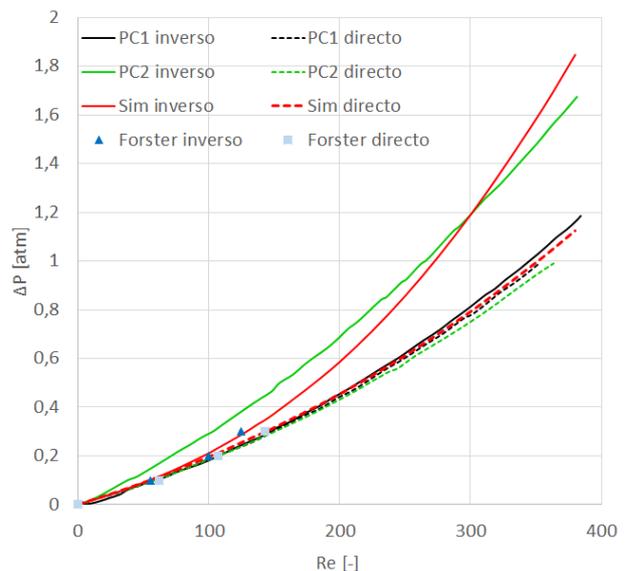


FIG. 3: Caída presión en función del número de Reynolds.

En cuanto a los modelos a parámetros concentrados, comparamos con dos propuestas: un modelo considerando todas las características geométricas en ambos sentidos (PC1) y un modelo que considera la desviación total de flujo por la bifurcación al operar en sentido inverso (PC2). Como destacan los autores en su trabajo [5], PC1 no logra replicar el efecto antirretorno de la válvula. En contraste, el ajuste de PC2 predice una variación de ΔP_{inv} con el Re más pronunciada aún que los datos experimentales. Las simulaciones presentan un mejor acuerdo con los experimentos que PC1. Esto es aún más evidente cuando se compara la relación entre el coeficiente de pérdida, que se analiza en la sección siguiente.

Cabe notar aquí las posibles fuentes de error que generan las discrepancias entre las simulaciones y los datos experimentales. Por un lado, no se reportan las ubicaciones exactas de los presostatos ni se estiman los errores sistemáticos en la medición de las presiones y caudales. Asimismo, el modelo CFD se basa en una geometría simplificada, donde no se consideran rugosidades e imperfecciones superficiales que pueden ser significativas. A pesar de estas limitaciones, el acuerdo de las simulaciones con las mediciones es superior al de los modelos a parámetros concentrados.

Variación del coeficiente de pérdida K según el número de Reynolds

Cuando el fluido pasa a través de los cambios de sección y las bifurcaciones de la válvula, o al experimentar cambios de dirección debido a la geometría de la misma, se genera separación y mezcla del flujo, lo cual provoca pérdidas adicionales de carga. Estas pérdidas se expresan en términos del coeficiente adimensional de pérdida K . El mismo se calcula a partir del cociente entre la caída de presión generada entre la entrada y la salida de la válvula y la presión dinámica.

$$K = \frac{\Delta P}{\rho U^2 / 2}, \quad (4)$$

donde ΔP [Pa] es la caída de presión entre la entrada y salida de la válvula.

Los resultados obtenidos del coeficiente de pérdida K presentan un error relativo respecto de los datos experimentales igual al observado para ΔP en el rango de las mediciones de referencia, dado que la velocidad media U se considera definida de forma exacta en la simulación. Cuando observamos el rango más amplio de Re , las limitaciones de los modelos PC1 y PC2 se tornan más evidentes. En particular, el modelo PC2 subestima el K para altos Re , a pesar de que sobrestima la pérdida de carga en el rango de las mediciones.

Para analizar este comportamiento, vale la pena notar en la Ecuación 4 que el coeficiente K representa una proporcionalidad entre la pérdida de carga y la energía cinética del flujo. Como ocurre generalmente en flujos confinados [8], los regímenes a bajos números de Reynolds presentan una pérdida de carga dominada por efectos viscosos y una baja energía cinética. En este caso, el K obtenido es relativamente elevado. A medida que el Re aumenta, los efectos inerciales de pérdida de carga se tornan más relevantes y la energía cinética aumenta, lo que genera la reducción de K y, al mismo tiempo, su estabilización a un valor dado.

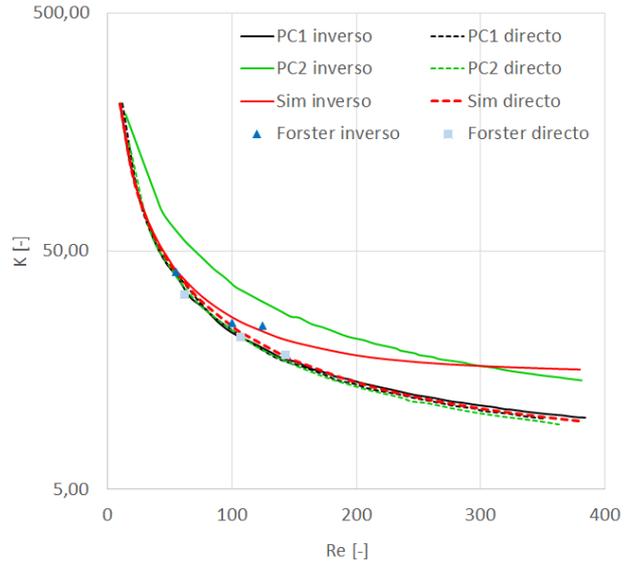


FIG. 4: Coeficiente de pérdida K en función del número de Reynolds.

Consecuentemente, en la Fig. 4, tanto en sentido directo como inverso, la función $K(Re)$ presenta un comportamiento asintótico. En el caso de flujo directo el coeficiente de pérdida para los valores de Re más elevados del estudio es $K < 10$ mientras que para flujo inverso el coeficiente tiende a estabilizarse en $K \approx 16$ para $Re > 300$. Esto último se debe a que la caída de presión para el flujo inverso ocurre por el desprendimiento de capa límite en las bifurcaciones.

Variación de diodicidad según el número de Reynolds

Comparamos la diodicidad (Di) de la válvula para un rango de número de Reynolds desde $Re = 60$ hasta $Re = 146$, correspondiente a las mediciones experimentales de referencia. Calculamos Di a partir del cociente entre las diferencias de presiones obtenidas en la entrada y salida de la válvula, como se indica en la Ec. (1).

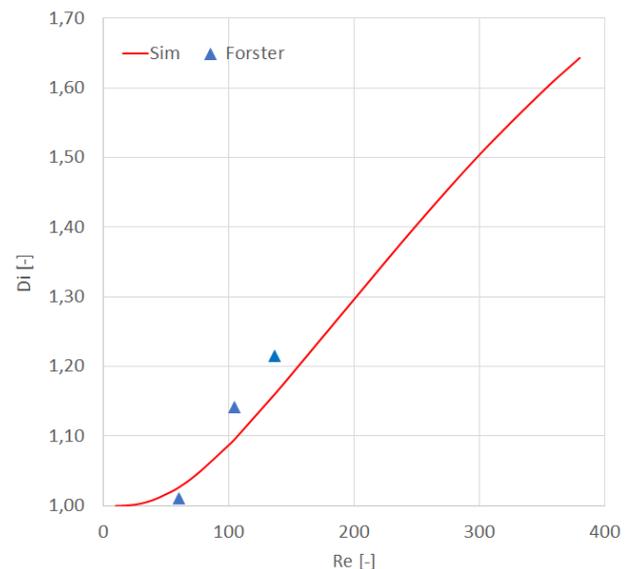


FIG. 5: Diodicidad en función del número de Reynolds.

Los resultados obtenidos en las simulaciones ajustan los datos experimentales disponibles en el artículo de Forster

et al. [1] con un error relativo menor al 4,5% (Fig. 5). Este nivel de precisión supera las predicciones en los trabajos de referencia [3, 5]. A su vez, las simulaciones realizadas replican los valores de diodicidad y la relación lineal entre Di y Re reportadas en artículos más recientes [4, 9] en problemas de condiciones similares.

IV. CONCLUSIONES

En el presente trabajo se desarrolló una herramienta numérica para la verificación y diseño de la válvula de Tesla normalizada T45-R.

En primer lugar se realizó un estudio de convergencia en malla para los números de Reynolds en el rango de las mediciones de laboratorio disponibles en la bibliografía. Posteriormente, se validaron los resultados numéricos con los datos experimentales y se comparó el CFD con un modelo a parámetros concentrados. Se analizó la caída de presión, variación de diodicidad y del coeficiente de pérdida K en función del número de Reynolds. En el análisis de caída de presión observamos discrepancias en la pérdida de carga de aproximadamente 5%, tanto para sentido directo como inverso. Sólo para el caso directo a caudal mínimo el error fue considerablemente superior, del orden del 15%. La predicción de diodicidad del CFD discrepa del dato experimental en menos del 5%. Así, las simulaciones de este trabajo lograron un acuerdo con los datos experimentales comparable o superior a lo reportado en trabajos de referencia para este tipo de válvulas [3, 4, 9].

En este sentido, las predicciones numéricas obtenidas permiten un mejor ajuste de la función $K(Re)$. Este resultado puede emplearse para confeccionar un modelo a parámetros concentrados más preciso que los disponibles en la bibliografía, aplicable en un rango de Re amplio. Esta alternativa será explorada en futuros trabajos.

REFERENCIAS

- [1] F. K. Forster, R. L. Bardell, M. A. Afromowitz, N. R. Sharma y A. Blanchard. Design, fabrication and testing of fixed-valve micro-pumps. *Asme-Publications-Fed* **234**, 39-44 (1995).
- [2] A. Nobakht, M. Shahsavan y A. Paykani. Numerical study of diodicity mechanism in different Tesla-type microvalves. *Journal of applied research and technology* **11**, 876-885 (2013).
- [3] S. M. Thompson, B. Paudel, T. Jamal y D. Walters. Numerical investigation of multistaged Tesla valves. *Journal of Fluids Engineering* **136**, 081102 (2014).
- [4] J.-y. Qian, M.-r. Chen, X.-l. Liu y Z.-j. Jin. A numerical investigation of the flow of nanofluids through a micro Tesla valve. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A* **20**, 50-60 (2019).
- [5] C. Feldt y L. Chew. Geometry-based macro-tool evaluation of non-moving-part valvular microchannels. *Journal of Micromechanics and Microengineering* **12**, 662 (2002).
- [6] H. G. Weller, G. Tabor, H. Jasak y C. Fureby. A tensorial approach to computational continuum mechanics using object-oriented techniques. *Computers in Physics* **12**, 620-631 (1998).
- [7] S. V. Patankar y D. B. Spalding. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer* **15**, 1787-1806 (1972).
- [8] Y. A. Çengel. *Fluid mechanics* (Tata McGraw-Hill Education, 2010).
- [9] P. R. Porwal, S. M. Thompson, D. K. Walters y T. Jamal. Heat transfer and fluid flow characteristics in multistaged Tesla valves. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications* **73**, 347-365 (2018).