



## **8º CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

Cusco, 23 al 25 de Octubre de 2007

### **IDENTIFICACIÓN DEL ORIGEN DE LAS PÉRDIDAS ENERGÉTICAS EN EL FLUJO COMPRESIBLE EN UNIONES DE CONDUCTOS MEDIANTE SIMULACIÓN NUMÉRICA.**

**Dr. Ing. J. Pérez García, Dr. Ing. E. Sanmiguel Rojas\*, Dr. Ing. A. Viedma**

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Universidad Politécnica de Cartagena  
E.T.S.I.I. Campus Muralla del Mar. Antiguo Hospital de Marina. CP: 30203 Cartagena (España)  
Tlf: 968 325986 E-mail: pepe.perez@upct.es

\* Departamento de Ingeniería Mecánica y Minera. Campus Las Lagunillas.  
Universidad de Jaén.

#### **RESUMEN**

Se ha realizado la simulación numérica del flujo compresible, 3D, estacionario y adiabático en uniones de conductos tipo "T" a 90°, mediante el código comercial FLUENT. Los resultados obtenidos permiten el análisis detallado de los campos de presión de remanso, número de Mach y energía cinética turbulenta entre otros, para así conocer en profundidad el comportamiento y la estructura interna del flujo. El estudio se ha realizado para diferentes tipos de flujo, tanto de unión como de bifurcación, así como para diferentes relaciones de gastos máxicos entre ramas y números de Mach.

De los campos obtenidos para las distintas variables fluidas se puede extraer información cualitativa y cuantitativa acerca del tamaño de las regiones de flujo separado, distancias requeridas para que se alcance la condición de flujo desarrollado, y posible existencia de zonas en las que el número de Mach local alcanza la condición sónica y, por lo tanto, el flujo real pudiera estar bloqueado. La representación del campo de energía cinética turbulenta permite detectar las zonas de producción de ésta, y en consecuencia identificar el origen de las pérdidas energéticas en el flujo, que pueden ser debidas al gradiente de velocidades medias, a la interacción entre flujos con diferente cantidad de movimiento, al impacto de los flujos sobre las paredes internas de la unión o a la existencia de regiones de flujo separado.

**PALABRAS CLAVE:** compresible, uniones, coeficiente, pérdidas, numérico

## INTRODUCCIÓN

Las uniones de conductos forman parte de los sistemas de transporte de fluidos. En la actualidad, el análisis y diseño de este tipo de sistemas se realiza mediante aplicaciones y herramientas informáticas. En la mayoría de códigos de simulación global para flujo compresible como Boost de AVL, GT-Power, Arrow y Titan de AFT, VIPRE, o Engine CARD entre otros, por cuestiones de coste computacional, se considera que el flujo en los tramos rectos es unidimensional. Sin embargo, el flujo en los diferentes componentes y accesorios de la red, entre ellos, las uniones de conductos, es tridimensional. Debido a esto, las uniones de conductos deben ser estudiadas de forma separada, constituyendo ésta una de las líneas de interés en la actualidad para mejorar las prestaciones de dichos códigos, Winterbone y Pearson [1] y Basset *et al.* [2].

La opción óptima desde el punto de vista de la exactitud de los resultados y del tiempo de cálculo es la utilización de un modelo global 1D, combinado con un modelo de pérdidas de presión para la unión, Basset *et al.* [2], por lo que se requiere información fiable y contrastada acerca del coeficiente de pérdidas. Otra alternativa consiste en la utilización de códigos multidimensionales, que combinan modelos uni- y tridimensionales, Chiati y Chiavola [3] y Kesgin [4], sin embargo, en este caso el coste computacional es mucho más elevado.

El comportamiento del flujo en uniones de conductos tradicionalmente se ha caracterizado mediante un coeficiente de pérdidas global que se puede obtener experimentalmente, mediante simulación numérica o de forma analítica aproximada. Se dispone de numerosos datos y correlaciones para uniones con diferentes características geométricas en flujo incompresible: bases de datos ESDU 73022 y 73023 [5,6], Idelchik [7] y Miller [8]. Sin embargo, en flujo compresible, los datos publicados en la literatura abierta son escasos, y tanto la definición utilizada para el coeficiente de pérdidas como la metodología de procesado de los datos experimentales pueden ser optimizadas.

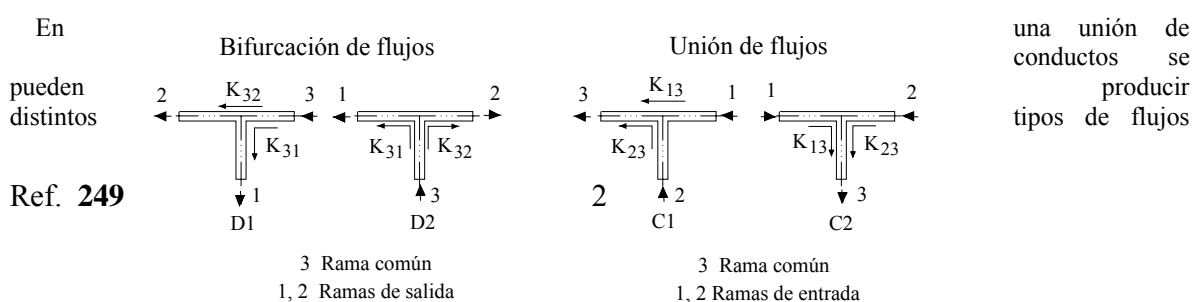
Los primeros ensayos experimentales acerca de la determinación del coeficiente de pérdidas en uniones de conductos utilizando aire como fluido de trabajo fueron realizados por Benson y Woollatt [9], Dadone [10] y Morimune *et al.* [11]. Abou-Haidar y Dixon [12] realizaron un amplio programa de ensayos para uniones tipo “T” con diferentes ángulos, utilizando la definición del coeficiente de pérdidas de presión de remanso de Miller [13] y representando éste en función del número de Mach en la rama común para las diferentes configuraciones del flujo y relaciones de gasto másico entre ramas.

El coeficiente de pérdidas también puede ser obtenido mediante simulación numérica. Los trabajos más destacados corresponden a Leschziner y Dimitriadis [14], Kuo y Chang [15], Kuo y Khaligi [16], y Zhao y Winterbone [17]; en todos estos casos los autores utilizaron códigos específicos para predecir el comportamiento del flujo incompresible en uniones de conductos. En flujo compresible, Abou-Haidar [18] utilizó un código específico bidimensional para estudiar los casos de unión de flujos en una unión tipo “T” a 90°.

En la actualidad, técnicas experimentales y códigos comerciales de propósito general como Fluent o Star-CD están siendo utilizados para el estudio de la estructura interna del flujo en uniones de conductos con objeto de mejorar el diseño de estos componentes y reducir las pérdidas. Costa *et al.* [19] estudiaron el efecto sobre el flujo del radio de redondeo de las aristas internas de la unión experimentalmente mediante anemometría Laser-Doppler, Adechy e Issa [20] y Sierra-Espinosa *et al.* [21,22] han utilizado Star-CD y Fluent, respectivamente para simular el flujo incompresible en uniones tipo “T”. La ventaja de la simulación numérica es que proporciona una información muy completa, pudiendo sustituir a algunas técnicas de visualización como la fotografía Schlieren.

Pérez García *et al.* [23] han desarrollado y validado una metodología de simulación numérica que permite obtener, tanto correlaciones fiables del coeficiente de pérdidas para flujo compresible en uniones de conductos como analizar la estructura interna del flujo. En este trabajo se presentan los resultados obtenidos en la simulación numérica del flujo compresible, 3D, estacionario y adiabático en uniones de conductos tipo “T” a 90°, mediante el código comercial FLUENT. Los resultados obtenidos permiten el análisis detallado de los campos de presión de remanso, número de Mach y energía cinética turbulenta entre otros, y conocer en profundidad el comportamiento y la estructura interna del flujo. El estudio se ha realizado para diferentes tipos de flujo, tanto de unión como de bifurcación, y para diferentes relaciones de gastos másicos entre ramas y números de Mach.

## METODOLOGÍA DE SIMULACIÓN NUMÉRICA



tanto de unión como de bifurcación. Esto hace que su caracterización completa exija el análisis metódico de cada una de estas configuraciones. Además, para cada configuración la relación de gastos máscicos entre ramas puede variar. En la figura 1 se representan los tipos de flujo estudiados, que debido a la simetría, son dos de unión de flujos C1 y C2 y otros dos de bifurcación D1 y D2. En cada caso se simularon las relaciones de gastos  $q = 0, 0.25, 0.5, 0.75$  y  $1$ .

Figura 1: Tipos de flujo estudiados.

### Geometría y dominio computacional

En la figura 2 se representa esquemáticamente el dominio computacional para la unión estudiada, así como un detalle del mallado de tipo estructurado no uniforme en el plano de simetría y en la sección transversal de cada una de las ramas. Se trata de una unión plana de tres conductos de diámetro interior  $12\text{ mm}$ , sección circular y con intersección en “arista viva”. La longitud de las ramas se ha fijado en  $50D$ , distancia que resulta suficiente, en la mayoría de los casos, para conseguir flujo completamente desarrollado.

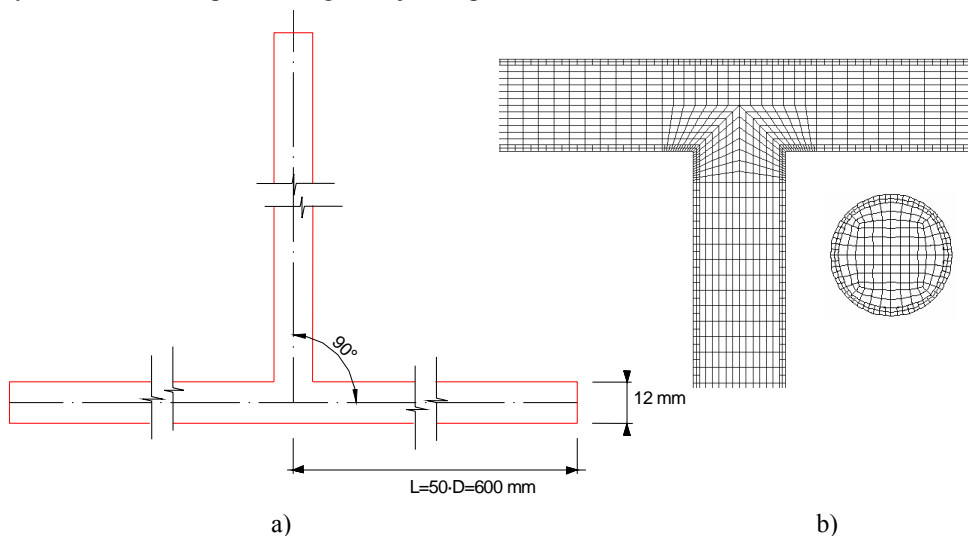


Figura 2: a) Dominio computacional b) Detalle del mallado en el plano de simetría y la sección transversal.

### Modelo numérico e hipótesis de simulación

El sistema de ecuaciones de Navier-Stokes para flujo turbulento compresible 3D en conductos puede ser promediado y formulado para las componentes medias de las magnitudes fluidas involucradas, dando lugar al sistema de ecuaciones de Reynolds del movimiento medio. Expresando la ecuación de la energía, en función de la entalpía de remanso y considerando las hipótesis de flujo estacionario, adiabático, fuerzas máscicas despreciables, gas calorífcamente perfecto y viscosidad molecular dependiente de la temperatura mediante la ecuación de Sutherland, el sistema de ecuaciones en el caso estudiado se puede escribir en la forma,

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{\text{eff}} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i h_0) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( u_i \tau_{\text{eff}} \right) = u_i \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{\text{eff}} + \Phi_v \quad (3)$$

Las hipótesis de simulación que proporcionan resultados óptimos fueron establecidas en [24]. Se estudiaron diferentes “solver” y esquemas de interpolación y discretización, concluyéndose que para flujo compresible en uniones el solver acoplado implícito es el más adecuado, junto con el esquema de discretización “upwind” de 2º orden. También se analizaron diferentes modelos de turbulencia, resultando que el modelo de dos ecuaciones  $k - \omega$  SST (Shear-Stress Transport) [25] es el que proporciona mejores resultados en este tipo de flujo.

En cuanto a las condiciones de contorno, dado que se tienen dos tipos de flujo totalmente diferentes, en cuanto a su configuración, como son el caso de unión de flujos y de bifurcación y además, es necesario fijar unos determinados valores para la relación de gastos máxicos entre ramas, se deben utilizar las siguientes:

- Unión de flujos. “Mass Flow Inlet” en las ramas de entrada y “Pressure Outlet” en la rama de salida.
- Bifurcación de flujos. “Mass Flow Inlet” en la rama de entrada y “Pressure Outlet” en las ramas de salida, activando la opción “Target-Mass-Flow-Rate-Setting” en una de las ramas de salida.

Por último, en cuanto a las propiedades físicas del fluido, la densidad se define mediante la ley de gas ideal, la viscosidad dinámica mediante la ley de Sutherland de tres coeficientes y el calor específico a presión constante se ha considerado.

### Estimación de la incertidumbre numérica

El estudio de sensibilidad se ha llevado a cabo siguiendo la metodología propuesta por Freitas *et al.* [26] evaluando el número de Mach en un punto fijo del dominio computacional como magnitud testigo para tres mallas con relación de tamaños en la celda más próxima a la pared de  $r = 2$ , según se muestra en la figura 3, y para diferentes gastos máxicos dentro del tipo de flujo C2 y relación de gastos  $q = 0.5$ .

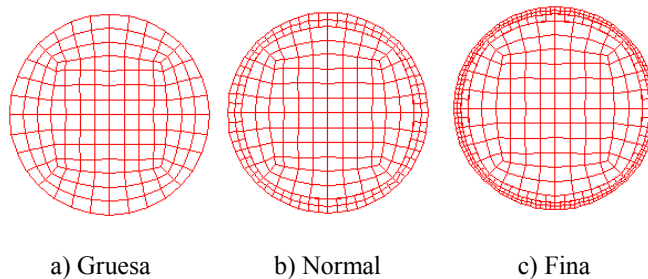


Figura 3: Sección transversal de las tres mallas simuladas para la unión tipo “T” a 90º.

La incertidumbre numérica desciende notablemente cuando se comparan los resultados numéricos obtenidos para las mallas “normal” y “fina”, obteniéndose valores similares para todos los gastos máxicos, por lo que se puede concluir que los resultados obtenidos con la malla “normal” son adecuados y el coste computacional es menor que para la malla “fina”, por lo que se utilizará la malla “normal” en todas las simulaciones.

### Validación de la metodología numérica

Para validar la metodología numérica desarrollada se compararon, en primer lugar, los resultados obtenidos para el coeficiente de pérdidas de presión total definido por Miller [8] en flujo incompresible, tanto con datos de referencia de otros autores como con datos experimentales propios obtenidos en banco de flujo, quedando a la vez validado el procedimiento experimental. En segundo lugar, se compararon los resultados obtenidos para flujo compresible utilizando la definición de coeficiente de pérdidas de presión de remanso de Miller [13] con los datos de Abou-Haidar y Dixon [12] y con resultados experimentales. En la comparación de resultados para flujo incompresible se representó el coeficiente de pérdidas en función de la relación de gastos máxicos entre ramas,

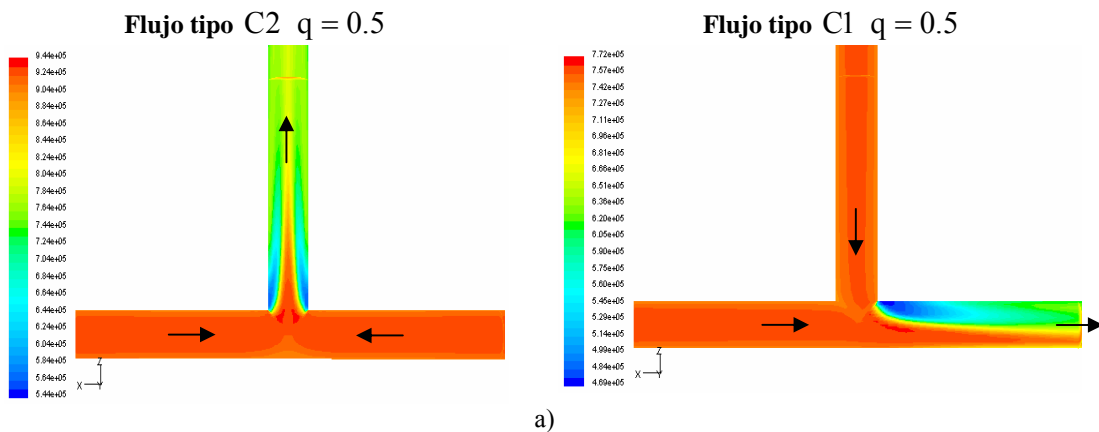
mientras que en flujo compresible el coeficiente de pérdidas de presión de remanso de Miller se representó en función del número de Mach extrapolado para cada relación de gastos másicos constante, es decir,  $K = K(q = \text{cte}, M_3^*)$ . En general el grado de coincidencia obtenido es bueno, y por lo tanto, la metodología desarrollada proporciona resultados fiables, Pérez García *et al.* [23,24].

## RESULTADOS

El intervalo de números de Mach que puede ensayarse en el banco de flujo o simularse numéricamente, es diferente para cada tipo de flujo y relación de gastos másicos. Para los casos de unión de flujos el intervalo de números de Mach es  $0.1 \leq M_3^* \leq 0.6$ , estando limitado principalmente por el efecto de reducción de área (“vena contracta”) que se produce en la entrada de la rama común. Este rango es similar tanto en las simulaciones numéricas como en los ensayos experimentales. Por el contrario, para los casos de bifurcación de flujos la necesidad de medir el gasto másico aguas abajo de la unión requiere que la instalación experimental tenga una gran longitud y el intervalo de números de Mach es sensiblemente menor al que puede alcanzarse en las simulaciones numéricas, donde la rama común es ahora la rama de entrada y la única limitación viene ahora impuesta por la longitud de las ramas necesaria para que se alcancen las condiciones de flujo desarrollado y, por lo tanto, de los efectos de fricción. Para bifurcación de flujos se pueden alcanzar valores del número de Mach extrapolado en el intervalo  $0.1 \leq M_3^* \leq 0.8$ .

### Estructura interna del flujo

En flujo compresible, el análisis detallado de los campos de presión de remanso, número de Mach y energía cinética turbulenta, permite conocer en profundidad el comportamiento del flujo. Se puede obtener información cualitativa y cuantitativa acerca del tamaño de las regiones de flujo separado, distancias requeridas para que se alcance la condición de flujo desarrollado, posible existencia de zonas en las que el número de Mach local alcanza la condición sónica y, por lo tanto, el flujo real estará bloqueado. La representación de las zonas de generación de energía cinética turbulenta, como consecuencia del gradiente de velocidades medias y su cuantificación, permite identificar el origen de las pérdidas, bien debido a la interacción entre flujos con diferente cantidad de movimiento, o bien, al gradiente de velocidad en las regiones de flujo desprendido.



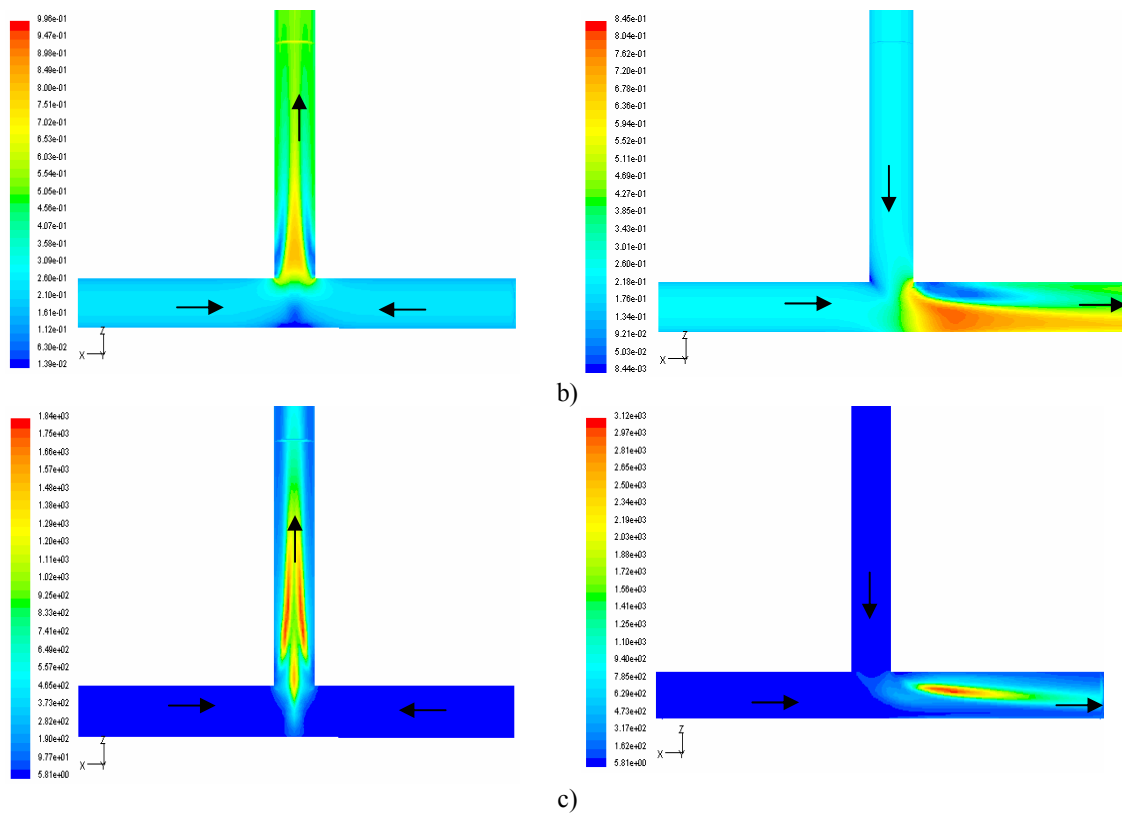


Figura 4: Isocontornos de: a) presión de remanso, b) número de Mach y c) energía cinética turbulenta

En unión de flujos el número de Mach máximo que se puede alcanzar está limitado por el desprendimiento del flujo que se produce en la entrada de la rama común, que reduce la sección efectiva del flujo, y el aumento del número de Mach en la rama de salida debido a la fricción viscosa. En la figura 4 se han representado los isocontornos de presión de remanso, número de Mach, y energía cinética turbulenta para los flujos tipo C2 y C1,  $q = 0.5$ . El campo de presiones de remanso permite observar la zona donde el flujo se desprende debido al cambio de dirección y a la formación de dos volúmenes de recirculación y baja velocidades en los laterales del núcleo del flujo, donde se alcanzan números de Mach locales muy altos. Los isocontornos de energía cinética turbulenta permiten identificar una zona de generación de turbulencia en la zona de impacto de los dos chorros laterales, justo en la entrada de la rama común, y otra de mayor tamaño que se prolonga una distancia aguas abajo de la unión del orden de  $10D$ , debido al elevado gradiente de velocidades medias entre el núcleo del flujo y los dos volúmenes laterales de baja velocidad.

En la figura 5 se han representado los isocontornos del número de Mach, en secciones transversales de la rama común, a diferentes distancias de la unión. Se puede observar la evolución y el cambio de forma que experimentan las zonas de flujo separado debido a los efectos de compresibilidad. Inicialmente, estas regiones tienen forma de elipsoide y se encuentran adheridas a la pared del conducto. Con la distancia evolucionan y presentan una sección transversal circular debido a que la zona más próxima a la pared es ocupada por el fluido, como consecuencia del flujo secundario que se induce debido al gradiente de presiones.

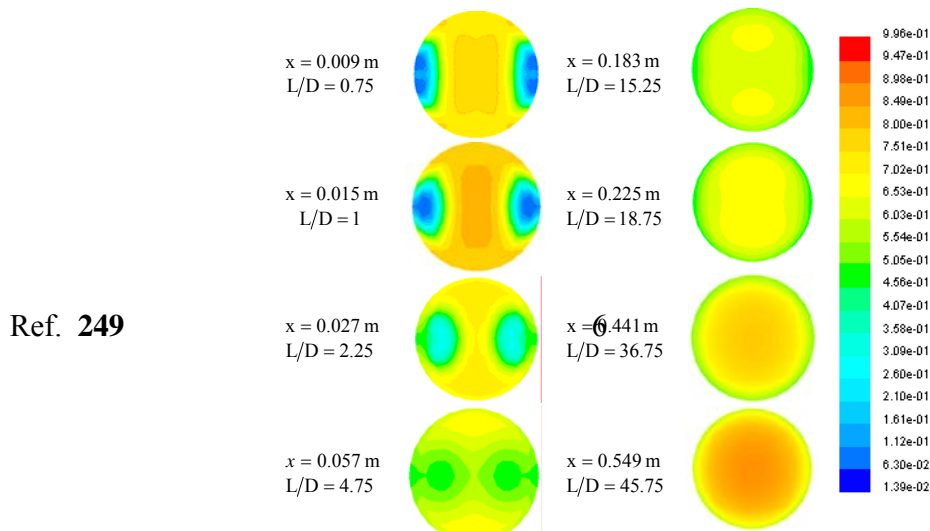
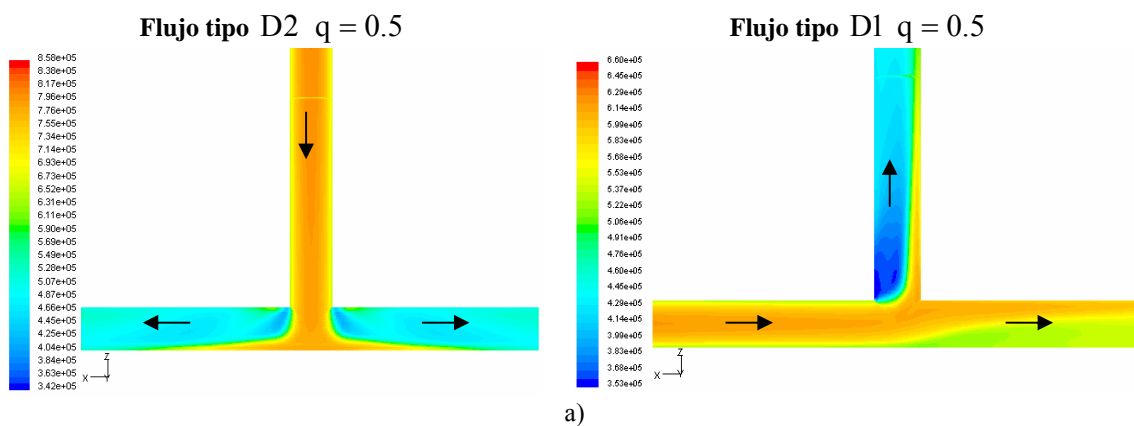


Figura 5: Isocontornos del número de Mach en la sección transversal de la rama común de salida a diferentes distancias de la unión, para el flujo tipo C2,  $q = 0.5$  y  $G_3 = 0.088$  kg/s.

Para una distancia aproximada de  $10D$  el flujo parece bastante uniforme, pero se siguen produciendo cambios y para una distancia del orden de  $15D$  el núcleo central del flujo presenta dos zonas separadas entre sí de mayor velocidad, que se unen lentamente hasta alcanzar la condición de flujo totalmente desarrollado, para una distancia del orden de  $40D$ . Los efectos de la fricción viscosa hacen que el número de Mach continúe aumentando aunque el coeficiente de fricción se mantiene prácticamente constante.

En la figura 6 se analizan los flujos tipo D2 y D1 para  $q = 0.5$ . En el flujo tipo D2 todo el fluido llega por la rama lateral y entra en la rama principal impactando contra la pared interna de ésta, dando lugar a una gran zona de remanso. El flujo se expandiona rápidamente y adquiere una gran vorticidad, requiriéndose una gran distancia aguas abajo para alcanzar la condición de flujo desarrollado, tal y como se puede observar de forma más detallada en la figura 7. El desprendimiento del flujo al entrar en el conducto principal genera dos grandes vórtices que producen el bloqueo parcial del conducto. Asimismo, la zona de impacto en la pared interna de la rama principal y las capas de mezcla laterales son las regiones de mayor producción de energía cinética turbulenta y, por lo tanto, la principal causa de las pérdidas originadas en el flujo. Para el flujo tipo D1 se observa como al dividirse el flujo entre la rama lateral y la principal se produce el impacto del flujo sobre la arista de intersección de ambas, dando lugar a una región de baja velocidad. El flujo que entra en la rama lateral se desprende de la pared izquierda y da lugar a una región de elevado número de Mach en la pared derecha. Por su parte, el flujo en la rama principal se desvía y produce un perfil de velocidades asimétrico que se irá desarrollando lentamente. La producción de energía cinética turbulenta es mucho mayor en la rama lateral que en la principal, lo que conlleva unas pérdidas mayores para este flujo. Para la rama principal también se observa, claramente, la capa de mezcla que se produce al desviarse el flujo como consecuencia de la bifurcación.



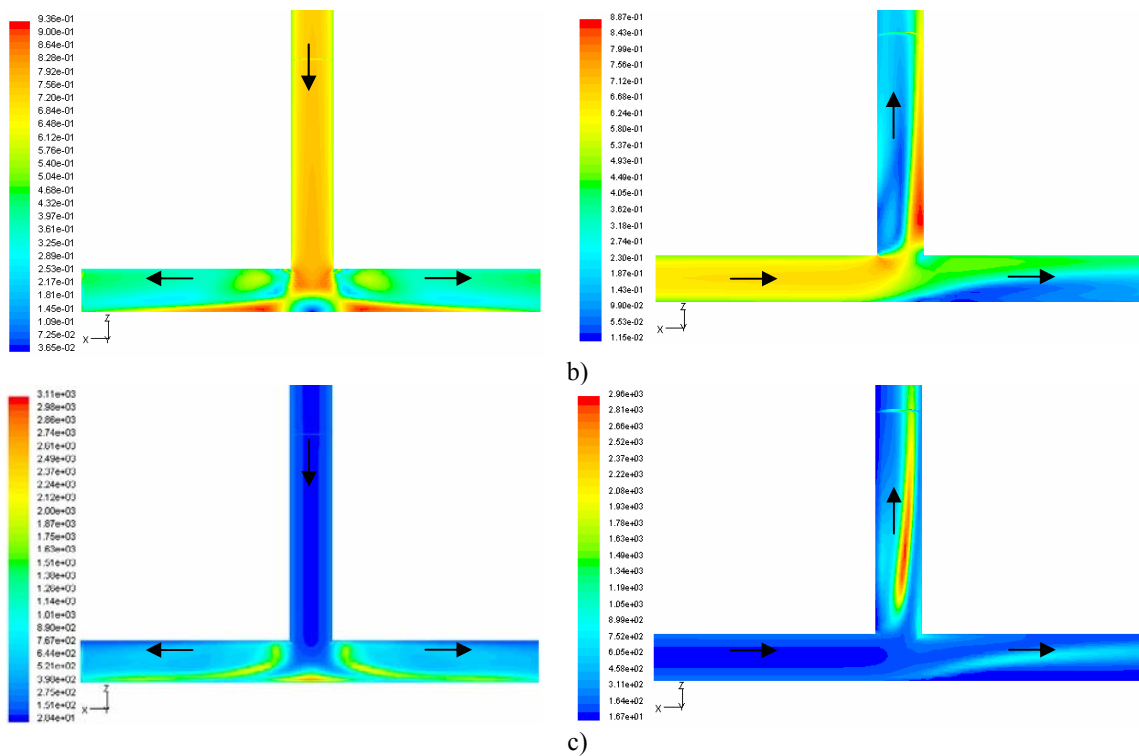


Figura 6: Isocontornos de: a) presión de remanso, b) número de Mach y c) energía cinética turbulenta para los flujos tipo D2 y D1,  $q = 0.5$ .

En la figura 7 se han representado los isocontornos del número de Mach en una de las ramas de salida a diferentes distancias de la unión. Inicialmente, la sección transversal de la región de flujo separado es de gran tamaño y se encuentra separada en dos partes. Para una distancia de  $1.25D$  el vórtice generado es más compacto y el flujo en la proximidad de la pared interna del conducto principal alcanza la condición sónica. Al mismo tiempo, se genera un flujo secundario debido al gradiente transversal de presión que uniformiza rápidamente las propiedades en la sección transversal, tal y como se aprecia para distancias del orden de  $7D$ . Sin embargo, como puede apreciarse, incluso para distancias del orden de  $40$  ó  $50D$ , el flujo no está totalmente desarrollado. Para apreciar el gradiente transversal de velocidad, es preciso utilizar una escala diferente ya que al tratarse de un caso de bifurcación de flujos, el gasto másico se divide y, en consecuencia, el número de Mach disminuye notablemente para luego aumentar de forma paulatina debido al efecto de la fricción viscosa.

En bifurcación de flujos requiere una mayor longitud para conseguir condiciones de flujo desarrollado y obtener, por lo tanto, un coeficiente de fricción constante, del orden de  $70D$ .

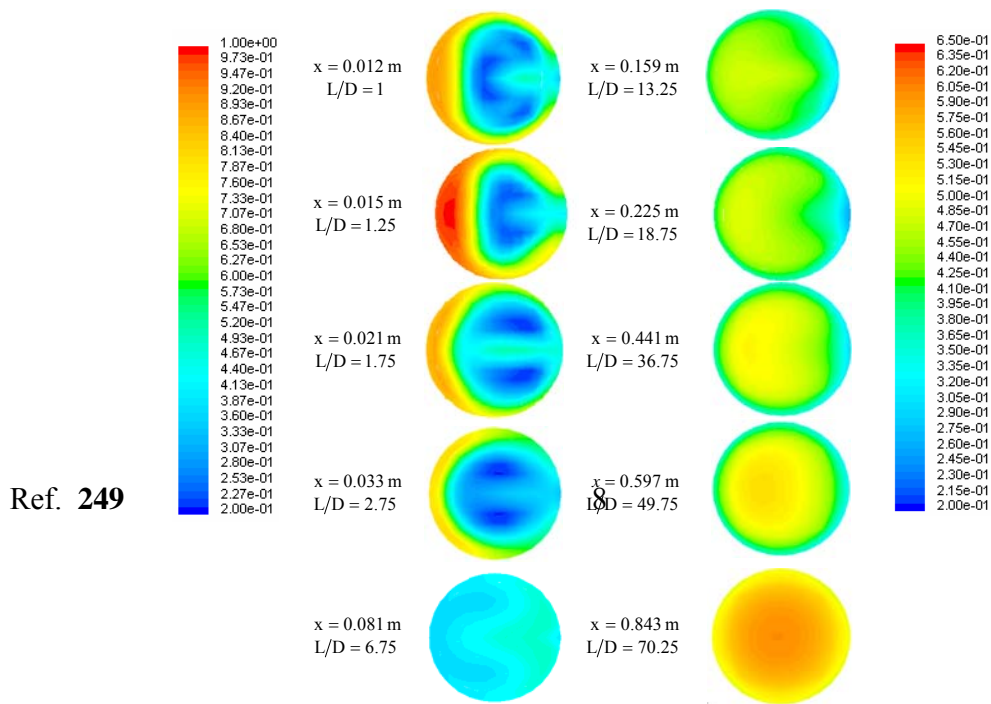




Figura 7: Isocontornos del número de Mach en la sección transversal de la rama de salida a diferentes distancias de la unión, para el flujo tipo D2,  $q = 0.5$  y  $G_3 = 0.176$  kg/s.

## CONCLUSIONES

El análisis en profundidad de los resultados numéricos permite conocer con todo detalle la estructura interna del flujo y explicar el origen de las pérdidas que se producen en la unión. Mediante la representación de los isocontornos de diferentes propiedades fluidas como el número de Mach, la velocidad y la presión de remanso, se obtiene información acerca de la existencia de regiones de flujo separado y zonas de recirculación que pueden dar lugar a fenómenos de bloqueo del gasto másico debido a la reducción del área efectiva de paso, así como de la distancia aguas abajo de la unión necesaria en cada caso para alcanzar las condiciones de flujo desarrollado.

Los isocontornos de energía cinética turbulenta aportan información acerca de si las pérdidas son debidas a la interacción de los flujos y al gradiente de velocidades medias, al impacto de estos sobre la pared interna de la unión o a la existencia de desprendimientos y posterior readhesión de las capas límite.

En resumen, los resultados numéricos permiten conocer la estructura interna del flujo, identificar el origen de las pérdidas y “visualizar” los efectos que sobre el flujo pueden tener las modificaciones geométricas realizadas sobre una unión prototipo diseñada para una determinada función.

## AGRADECIMIENTOS

Esta investigación ha sido financiada mediante el proyecto Séneca PB/19/FS/97 de la Comunidad Autónoma Región de Murcia y el proyecto del MCYT DPI2003-02719. Las simulaciones numéricas han sido realizadas en las instalaciones del SAIT de la Universidad Politécnica de Cartagena.

## REFERENCIAS

- [1] Winterbone D.E, Pearson R.J. Theory of engine manifold design. Wave action methods for IC engines. Professional Engineering Publishing. London, 2000.
- [2] Basset M.D, Winterbone, D.E, Pearson R.J. Modelling engines with pulse converted exhaust manifolds using one-dimensional techniques, SAE Technical paper series 2000-01-0290, 2000.
- [3] Chiatti G, Chiavola O. Multicode prediction of the influence of the exhaust system on the performance of a turbocharged engine. J. of Engineering for Gas Turbines and Power ASME 2002, vol 124 Issue 3 pp. 695-701.
- [4] Kesgin U. Study on the design of inlet and exhaust system of a stationary internal combustion engine, Energy Conversion and management 2005, 46, pp. 2258-2287.
- [5] ESDU 73022, Pressure losses coefficients in three-leg pipe junctions: dividing flows, ESDU International plc., London, 1973.
- [6] ESDU 73023, Pressure losses coefficients in three-leg pipe junctions: combining flows, ESDU International plc., London, 1973.
- [7] Idelchik I.E. Handbook of hydraulic resistance. 3<sup>rd</sup> Ed., New York, Begell House, Inc., 1996.
- [8] Miller D.S. (1971) Internal Flow – A guide to losses in pipe and duct systems-, 2<sup>nd</sup> ed., BHRA, 1990.
- [9] Benson, R. S., Woollatt, D., Woods, W.A., (1963-1964), Unsteady flow in simple branch systems, Proc. Instn. Mech. Eng., Paper 10, Vol 178 Pt 3I(iii), pp. 285-296
- [10] Dadone, A., (1973), Perdite di carico nelle giuzinoni, (in Italian) ATA 26, pp. 214-224
- [11] Morimune T, Hirayama N, Maeda T. Study of compressible high speed gas flow in piping system, Bulletin of the JSME 1981, vol. I24, N° 198, pp. 2082-2089.

- [12] Abou-Haidar N.I, Dixon S.L. Pressure losses in combining subsonic flows through branched ducts. *Trans. ASME, J. of Turbomachinery* 1992, vol. 114, N° 1, pp. 264-270.
- [13] Miller D.S. *Compressible Internal Flow*, vol 10 Fluid Eng. Series BHRA, (1984).
- [14] Leschziner M.A, Dimitriadis K.P. Computation of three-dimensional turbulent flow in non-orthogonal junctions by a branch-coupling method, *Computer & Fluids* 1989, Vol 17, N° 2, pp. 371-396.
- [15] Kuo T.W, Chang S. Three-dimensional steady flow computations in manifold-type junctions and a comparison with experiment, SAE Technical paper series 932511, 1993.
- [16] Kuo T.W, Khaligi B. Numerical study on flow distribution in T-junctions and comparison with experiment. *Trans ASME, ICE vol 23 Eng. modelling* 1995, pp. 8-31.
- [17] Zhao Y, Winterbone D.E. A study of multi-dimensional gas flow in engine manifolds, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 1994, vol 218, Part C, D04892.
- [18] Abou-Haidar N.I. Computational modelling of combining compressible flow through 30-150° tee junction. *IGTI- 1994*, vol 9, ASME COGEN-TURBO pp. 141-150
- [19] Costa N.P, Maia R. Pinho P.T, Proença M.F. Edge effects on the flow characteristics in a 90° tee junction. *Trans. ASME, J. of Fluid Engineering* 2006, vol. 128, N° 6, pp. 1204-1217.
- [20] Adechy D, Issa R.I. Modelling of annular flow through pipes and T-junctions, *Computer & Fluids* 2004, vol 33, pp. 289-313.
- [21] Sierra-Espinosa F.Z, Bates C.J, O'Doherty T. Turbulent flow in a 90° pipe junction. Part 1. Decay of fluctuations upstream the flow bifurcation, *Computer & Fluids* 2000, vol 29, pp. 197-213.
- [22] Sierra-Espinosa F.Z, Bates C.J, O'Doherty T. Turbulent flow in a 90° pipe junction. Part 2. Reverse flow at the branch exit, *Computer & Fluids* 2000, vol 29, pp. 215-233.
- [23] Perez-Garcia J, Sanmiguel-Rojas E, Hernandez-Grau J. Viedma A. Numerical and experimental investigations on internal compressible flow at T-type junctions. *Experimental Thermal and Fluid Science* 2006, vol. 31, pp. 61-74.
- [24] Perez-García J. Estudio numérico y experimental del flujo compresible estacionario en uniones de conductos. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Cartagena, 2006.
- [25] *Fluent 6.0 User's guide*, vol 5, Fluent Inc., Lebanon, NH 2001.
- [26] Freitas C.J, Ghia U., Celik, I., Roache, P., and Raad P. ASME's quest to quantify numerical uncertainty. 41st AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, 2003, January 6-9. AIAA Paper 2003-627