

## RENDIMIENTO TÉRMICO DE DIFERENTES TIPOS DE TURBINAS DE GAS EN APLICACIONES DE PEQUEÑA POTENCIA

VALDÉS DEL FRESNO, Manuel <sup>(1)</sup>; ABBAS CÁMARA, Rubén <sup>(1)</sup>; MUÑOZ ANTÓN, Javier <sup>(1)</sup>;  
ROVIRA de ANTONIO, Antonio <sup>(2)</sup>

manuel.valdes@upm.es

<sup>(1)</sup>Universidad Politécnica de Madrid, Departamento de Ingeniería Energética

<sup>(2)</sup>E.T.S. Ingenieros Industriales - UNED, C/Juan del Rosal, 12, 28040 Madrid, Spain

### RESUMEN

El objetivo de este trabajo es estudiar si la pérdida de rendimiento que tiene lugar a bajos números de Reynolds ( $Re$ ) puede representar un problema en turbinas de gas de pequeña potencia y, en caso afirmativo, si el empleo de ciclos alternativos como los Joule-Brayton inversos o los supercríticos con  $CO_2$  ( $sCO_2$ ) pueden considerarse una solución a ese problema.

En primer lugar, se explican y se comparan dos procedimientos diferentes para el cálculo de la pérdida de rendimiento por bajos  $Re$  en turbomáquinas. A continuación, se utilizan los parámetros de diseño de un cierto número de turbinas de gas comerciales para demostrar que esa pérdida de rendimiento es significativa para potencias inferiores a 1,5 MW aproximadamente. Por último, se calculan los rendimientos y números de Reynolds de los otros tipos mencionados de turbinas de gas. El  $sCO_2$  se muestra como una alternativa prometedora, ya que, con ese ciclo,  $Re$  experimenta un considerable aumento y el rendimiento puede considerarse bueno. El ciclo inverso, por el contrario, es una opción menos interesante por su bajo rendimiento y porque no conlleva mejoras en el  $Re$ .

**Palabras clave:** Bajo número de Reynolds, Escalado de turbinas de gas, Ciclo  $sCO_2$ .

## 1. Introducción

El número de Reynolds ( $Re$ ) de un flujo fluido mide la relación existente entre las fuerzas de inercia y las viscosas que actúan sobre el fluido. En turbomáquinas, es habitual utilizar la cuerda  $L$  como dimensión característica para el cálculo de  $Re$ , definido como:

$$Re = \frac{\rho c L}{\mu} \quad (1)$$

El flujo es turbulento a elevados  $Re$  y laminar a bajos  $Re$ , en cuyo caso predominan las fuerzas de fricción viscosa. Por debajo de un cierto valor denominado crítico  $Re_{cr}$ , la fricción conlleva una pérdida de rendimiento, mientras que por encima de ese valor el efecto del número de Reynolds en el rendimiento es despreciable. De acuerdo con Dixon [1], esto sucede porque, a elevados números de Reynolds, la capa límite viscosa en los álabes de una turbomáquina es generalmente turbulenta y muy delgada. Está comúnmente aceptado que el valor crítico es  $Re_{cr}=2 \cdot 10^5$ .

Las centrales térmicas de producción de energía emplean ciclos de Rankine –con cambios de fase en el fluido de trabajo–, ciclos de Joule-Brayton –sin cambios de fase– o una combinación de ambos tipos de ciclo. En casi todos los casos, la potencia nominal es muy alta, para lo cual se emplean elevados caudales del fluido de trabajo, lo que conlleva elevadas velocidades  $c$  del flujo y grandes cuerdas de los álabes  $L$  y garantiza que, normalmente,  $Re > Re_{cr}$ . Sin embargo, si una turbomáquina fuese suficientemente pequeña para que  $Re < Re_{cr}$ , la pérdida de rendimiento deberá ser tomada en consideración. Este podría ser el caso en pequeñas centrales solares de concentración, como las que emplean turbinas de gas con colectores cilíndrico parabólicos [2] o discos parabólicos [3]. También pueden usarse turbinas de gas de pequeña potencia en investigación a escala de laboratorio de nuevos ciclos termodinámicos o de fluidos de trabajo alternativos como He o CO<sub>2</sub> [4, 5].

El objetivo de este artículo es estudiar hasta qué punto la mencionada pérdida de rendimiento por bajo  $Re$  puede representar un problema en turbinas de gas de pequeña potencia y, en tal caso, averiguar si el uso de otras alternativas de ciclos termodinámicos como los Brayton supercríticos o los Brayton inversos podrían constituir una solución del problema.

## 2. Influencia del número de Reynolds en el rendimiento de las turbomáquinas térmicas

Ainley y Matthieson [6] establecieron que, en ausencia de datos más explícitos, el supuesto de que el rendimiento aerodinámico  $\eta$  varía con  $Re$  de acuerdo con la ley:

$$1 - \eta \propto Re^{-1/5}$$

resulta suficientemente adecuado por debajo de  $Re \ 2 \cdot 10^5$  hasta  $Re$  en torno a  $3 \cdot 10^4$ . Sus datos se obtuvieron para un número de Reynolds medio  $Re = 2 \cdot 10^5$  basado en la cuerda media en las condiciones del flujo a la salida del álabe. Dunham y Came [7] propusieron una corrección opcional que se aplica directamente a la suma de las pérdidas de fricción en los perfiles y de las pérdidas secundarias  $y_i$ :

$$y_i = (y_{perfil} + y_{sec}) \propto Re^{-1/5} \quad (2)$$

El rendimiento isentrópico de la línea de expansión de la turbina representada en la figura 1(a) vale:

$$\eta = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_s} = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_i + y_i} \quad (3)$$

$$1 - \eta = \frac{y_i}{\Delta h_i + y_i} = \frac{y_i}{\Delta h_s} \quad (4)$$

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_0} = \frac{y_i}{y_{i0}} = \left( \frac{2 \cdot 10^5}{Re} \right)^{1/5} \quad (5)$$

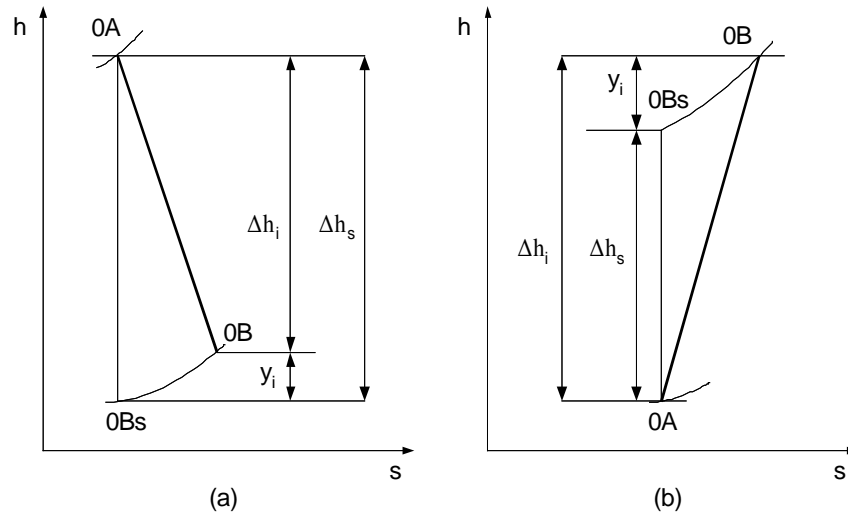


Figura 1: Líneas politrópicas en turbinas (a) y compresores (b)

Si  $\eta_0$  es el rendimiento cuando  $Re > 2 \cdot 10^5$ , entonces:

La pérdida de rendimiento  $\Delta\eta$  cuando  $Re < 2 \cdot 10^5$  vale:

$$\Delta\eta_{D\&C} = \eta - \eta_0 = (1 - \eta_0) \left[ 1 - \left( \frac{2 \cdot 10^5}{Re} \right)^{1/5} \right] \quad (6)$$

La línea de arriba (verde) de la figura 2 representa la ecuación (6) para  $\eta_0 = 0,89$  (D&C se refiere a la correlación de Dunham y Came [7]). La línea muestra que a bajos números de Reynolds la pérdida de rendimiento es elevada.

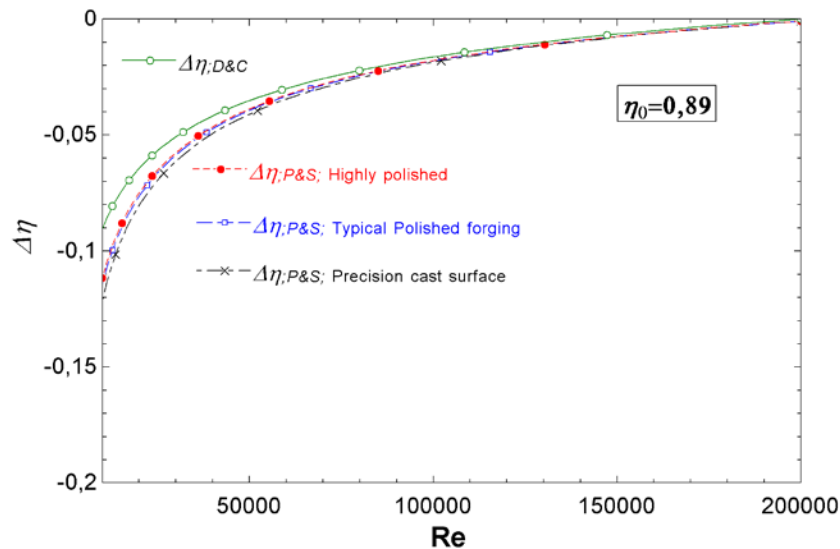


Figura 2: Pérdida de rendimiento por Re de acuerdo con D&C y P&S

Existen bastantes más métodos encaminados a la evaluación de la influencia de  $Re$  cuando se escala una turbomáquina dada hacia menor tamaño. Se puede citar a Deam et al [8], que calculan el rendimiento de la turbina mediante la estimación de la fracción de área de paso transversal ocupada por una capa límite de espesor conocido.

Uno de los métodos más recientes se debe a Pelz y Stonjek [9] (P&S); su método se basa en una formulación física con solamente unos pocos supuestos, en lugar de en leyes empíricas como las de los

métodos referidos anteriormente. El método de *P&S* se explica a continuación para una línea de compresión como la mostrada en la Figura 1 (b).

$$\eta = \frac{\Delta h_s}{\Delta h_i} = 1 - \frac{y_i}{\Delta h_i} \quad (7)$$

$$d\eta = -\frac{d y_i \cdot \Delta h_i - d(\Delta h_i) \cdot y_i}{\Delta h_i^2} \quad (8)$$

$$d\eta = -\frac{y_i}{\Delta h_i} \frac{d y_i}{y_i} + \frac{d(\Delta h_i)}{y_i} \frac{y_i^2}{\Delta h_i^2} \quad (9)$$

$$d\eta = -(1-\eta) \frac{d y_i}{y_i} + \frac{d(\Delta h_i)}{y_i} (1-\eta)^2 \quad (10)$$

Si se desprecia el último sumando de la ecuación (10):

$$-d\eta = (1-\eta) \frac{d c_f}{c_f} \quad (11)$$

$$-\Delta\eta = (1-\eta_0) \frac{\Delta c_f}{c_{f0}} \quad (12)$$

donde  $c_f$  es el factor de fricción, que se puede calcular mediante la formulación de Colebrook [10]:

$$c_f = \frac{\lambda}{4} \quad (13)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left( \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + 0,27k \right) \quad (14)$$

$$k = \frac{k_s}{L} \quad (15)$$

donde  $k_s$  es la rugosidad absoluta.

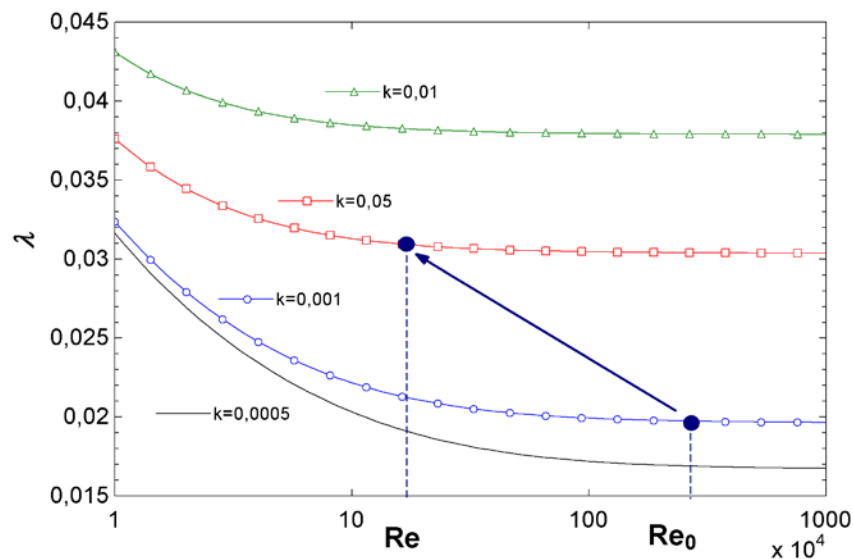


Figura 3: Factor de fricción vs Reynolds para diferentes rugosidades relativas

Escalar a menor tamaño una turbomáquina dada hace que  $\text{Re}$  varíe de acuerdo con:

$$\frac{Re}{Re_0} = \frac{cL/v}{c_0L_0/v_0} \quad (16)$$

Si el número de Mach a la entrada se mantiene, entonces la velocidad del flujo  $c$  permanece constante, independientemente del tamaño de la turbomáquina. La viscosidad cinemática  $\nu$  y la rugosidad absoluta  $k_s$  también son constantes, por lo que:

$$\frac{Re}{Re_0} = \frac{L}{L_0} = \frac{k_0}{k} \quad (17)$$

La ecuación (17) muestra que una disminución de  $Re$  implica un incremento de la rugosidad relativa  $k$  y, por tanto, un aumento en el factor de fricción al pasar del tamaño mayor al menor, como indica la flecha representada en la Figura 3.

Una vez conocido el factor de fricción, la ecuación (12) permite calcular la disminución de rendimiento de acuerdo con el método de  $P\&S$ , lo que se muestra en la Figura 2 para tres rugosidades del material diferentes, tomadas de Walsh y Fletcher [11].

Los cálculos de pérdida de rendimiento con los métodos de  $D\&C$  y  $P\&S$  obtienen resultados semejantes, si bien el método de  $P\&S$  es ligeramente más pesimista en su predicción. Para números de Reynolds de  $5 \cdot 10^4$  la pérdida de rendimiento predicha por todos los métodos es de alrededor del 5%.

### 3. Escalado a menor tamaño de turbinas de gas reales

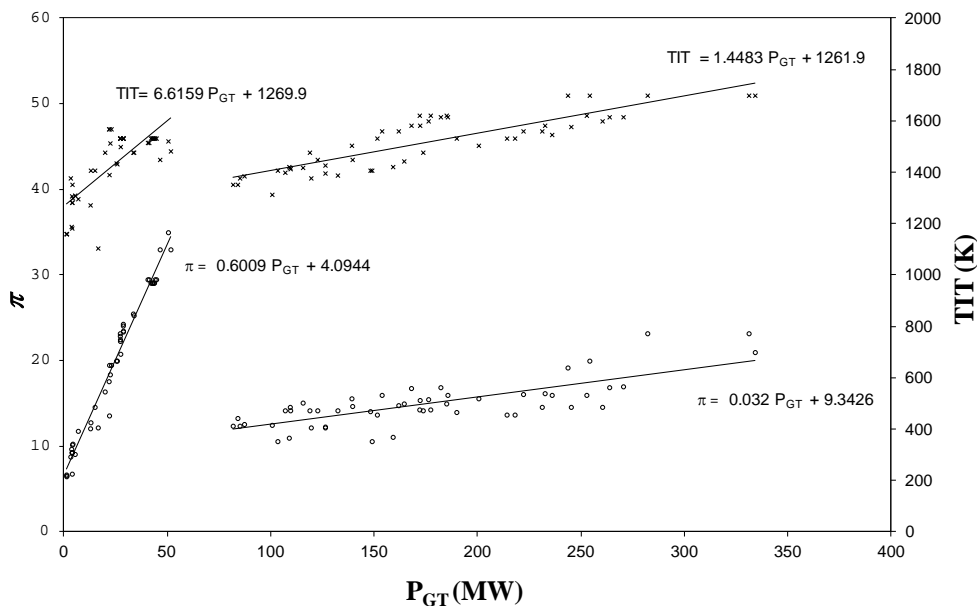


Figura 4: Relación de compresión y temperatura de entrada a la turbina en función de la potencia para turbinas de gas comerciales [12]

Valdés et al. [12] estudiaron la existencia de tendencias en los parámetros de diseño de turbinas de gas (TG) existentes en el mercado. Una de las conclusiones de ese estudio fue que los principales parámetros de diseño –relación de compresión  $\pi$ , temperatura de entrada a la turbina ( $TIT$ ) y caudal másico de aire  $\dot{m}_a$ – siguen una tendencia global independientemente de su fabricante. La figura 4 muestra esa tendencia para  $\pi$  y  $TIT$  en función de la potencia. Los puntos en la figura corresponden a turbinas de gas reales, mientras que las líneas rectas muestran las tendencias obtenidas por medio de una regresión lineal. Una vez que  $\pi$  y  $TIT$  son conocidas para una potencia dada, el correspondiente caudal másico de aire se puede estimar mediante la ecuación (18):

$$\dot{m}_a = \frac{P_{GT}}{w_i \eta_m} \quad (18)$$

donde  $P_{GT}$  es la potencia de la turbina de gas,  $w_i$  el trabajo específico y  $\eta_m$  el rendimiento mecánico.

Para un  $\dot{m}_a$  dado, el Re a la entrada del compresor (punto identificado con el subíndice 1) se puede conocer mediante:

$$\dot{m}_a = A_1 \rho_1 c_1 \quad (19)$$

$$\dot{m}_a = \pi D_{m1} H_1 \rho_1 c_1 \quad (20)$$

$$L_1 = \sqrt{\frac{\dot{m}_a}{\pi \frac{D_{m1}}{H_1} \left(\frac{H_1}{L_1}\right)^2 \rho_1 c_1}} \quad (21)$$

$$Re_1 = \frac{\rho_1 c_1 L_1}{\mu_1} \quad (22)$$

Considerando condiciones ISO (presión total 101,325 kPa, y temperatura total 288,15 K) en la admisión del compresor, la Tabla 1 muestra los principales supuestos efectuados para el cálculo de Re.  $D_{m1}/H_1$  y  $H_1/L_1$  se han tomado de Walsh y Fletcher [11].

Tabla 9: Condiciones tomadas en la admisión del compresor

$p_1$ (kPa)	$T_1$ (K)	$\rho_1$ (kg/m <sup>3</sup> )	$M_1$ (-)	$c_1$ (m/s)	$D_{m1}/H_1$ (-)	$H_1/L_1$ (-)
80,45	268,2	1,044	0,61	200	5,67	2,5

Conocidos esos parámetros, la figura 5 muestra la variación de Re y  $\dot{m}_a$  en función de la potencia de la turbina de gas.  $Re < 2 \cdot 10^5$  cuando la potencia es menor de aproximadamente 1,5 MW, como se ve en la caja ampliada de la Figura 5. Como se explicó en la introducción, por debajo de ese valor de Re la pérdida de rendimiento comienza a ser significativa, en cuyo caso es razonable preguntarse si el empleo de otros tipos de ciclos Joule-Brayton podría paliar el problema a base de obtener mayores números de Reynolds.

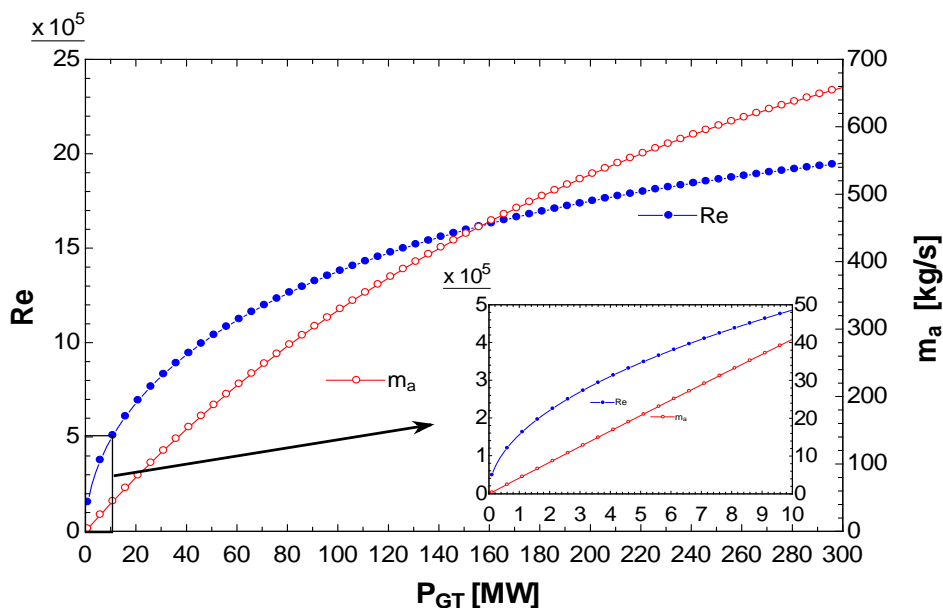


Figura 5: Re y  $\dot{m}_a$  vs potencia de la TG

#### 4. Estudio de ciclos “no convencionales” para turbinas de gas de pequeña potencia

La ecuación 1 sugiere dos posibles formas de contrarrestar los posibles efectos de la disminución del número de Reynolds cuando se reduce el tamaño de una turbomáquina dada: aumentar la cuerda del álabe  $L$  para una potencia en el eje dada o bien disminuir la viscosidad cinemática  $\nu = \mu / \rho$ . Lo primero puede hacerse recurriendo al empleo de ciclos inversos de turbinas de gas, como establecen Fujii et al. [13], que encontraron que el diámetro de las turbomáquinas de un ciclo inverso es 1,7 veces mayor que las del ciclo directo tomando en consideración la densidad del gas y su temperatura y suponiendo que no existe aceleración de la velocidad axial a través de las turbomáquinas. Lo segundo se puede lograr mediante el empleo de un ciclo cerrado supercrítico de  $\text{CO}_2$  ( $\text{sCO}_2$ ), como proponen Rovira et al. [14]. La idea de desarrollar ciclos  $\text{sCO}_2$  está ganando una creciente aceptación [15] porque el uso de presiones supercríticas conlleva una elevada densidad del fluido, lo que reduce el tamaño de las turbomáquinas y el trabajo de compresión.

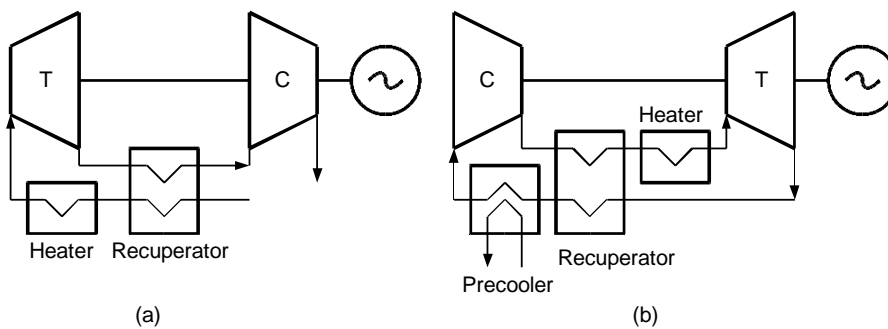


Figura 6: (a) Ciclo inverso y (b) ciclo cerrado supercrítico  $\text{sCO}_2$

Los ciclos que muestra la figura 6 se han usado en este estudio para calibrar ambas alternativas. Se han utilizado implantaciones relativamente “sencillas” porque el objetivo de este trabajo no es estudiar los mejores ciclos posibles, sino más bien analizar hasta qué punto el número de Reynolds puede experimentar una mejora mediante el uso de ciclos diferentes del Brayton estándar. Esto se aprecia mejor estudiando casos simples en lugar de alternativas más eficientes pero más complicadas como el ciclo de recompresión  $\text{sCO}_2$  que se cita frecuentemente en la bibliografía [16], cuyo análisis cae fuera de los objetivos del trabajo.

La potencia en el eje y la efectividad del recuperador en ambos ciclos se fijaron en 1 MW y 95%, respectivamente. La tabla 2 muestra las principales condiciones operativas seleccionadas para ambos ciclos.

Tabla 10: Condiciones operativas de los ciclos inverso y  $\text{sCO}_2$

Fluido	$P_{\max}$ (kPa)	$P_{\min}$ (kPa)	$T_{\max}$ (°C)	$T_{\min}$ (°C)	Re a $\eta_{\max}$	$\nu$ a $\eta_{\max}$ ( $\text{m}^2/\text{s}$ )	$L$ a $\eta_{\max}$ (m)
Inverso Aire	101	Variable con CR	600	25	$1,71 \cdot 10^5$	$5,32 \cdot 10^{-5}$	$4,55 \cdot 10^{-2}$
$\text{sCO}_2$	$25 \cdot 10^3$	Variable con CR	600	35	$2,51 \cdot 10^6$	$1,61 \cdot 10^{-7}$	$2,02 \cdot 10^{-3}$

La temperatura máxima de 600 °C se escogió de acuerdo con Morosuk y Tsatsaronis [15], que tomaron en cuenta condiciones operativas universales para diferentes fuentes energéticas (plantas nucleares, solares, etc.).

La selección de las presiones en el ciclo cerrado de  $\text{sCO}_2$  no es tan inmediata como en un ciclo Brayton estándar, ya que en el primer caso tanto la presión mínima como la máxima son variables de diseño con un impacto significativo en el rendimiento del ciclo [17]. El rendimiento máximo tiene

lugar para una presión de entrada al compresor bastante mayor que la crítica, lo que a su vez significa que la presión máxima podría ser demasiado alta y superior a su límite técnico. En la actualidad, existen numerosos ciclos de Rankine supercríticos de vapor de agua, cuya presión crítica es  $22,06 \cdot 10^3$  kPa. En vista de eso, y tomando en consideración que la penalización en el rendimiento no es muy grande si se escoge una presión a la entrada del compresor ligeramente subcrítica, se ha adoptado un valor de  $25 \cdot 10^3$  kPa para la presión máxima.

El resto de las variables de diseño (rendimientos politrópicos de las turbomáquinas, rendimientos mecánicos, pérdidas de carga, etc.) se han escogido de acuerdo con los valores comúnmente aceptados para esos parámetros.  $D_{m1}/H_1$  and  $H_1/L_1$  se han tomado idénticos a los del ciclo Brayton estándar especificados en la tabla 1. También se ha usado en todos los casos la misma velocidad del flujo a la entrada del compresor  $c_1=200$  m/s, si bien ese valor se reconsiderará posteriormente en el caso del ciclo sCO<sub>2</sub>.

La figura 7 muestra los rendimientos de los ciclos y los números de Reynolds obtenidos como función de la relación de compresión (CR), que se varía paramétricamente a base de bajar la presión de salida de la turbina. Esto significa que, una vez que se ha seleccionado la presión máxima, la presión de entrada al compresor en el caso del ciclo sCO<sub>2</sub> será subcrítica ( $p_{cr}=7,4$  MPa) para algunas relaciones de compresión, especialmente en la relación de compresión de máximo rendimiento. En todo caso, conviene añadir que no existirá condensación siempre que la temperatura se mantenga por encima de la crítica ( $T_{cr}=304,25$  K).

Comparando las figuras 5 y 7 se puede observar un significativo incremento del número de Reynolds en el caso del ciclo sCO<sub>2</sub>, ya que  $Re > 2 \cdot 10^6$  en todo el rango de relaciones de compresión estudiado. La singularidad que se observa en las curvas del caso sCO<sub>2</sub> para relaciones de compresión algo mayores de 3 se debe a la variación de las propiedades del CO<sub>2</sub> cuando la presión de entrada al compresor está en las cercanías del estado crítico.

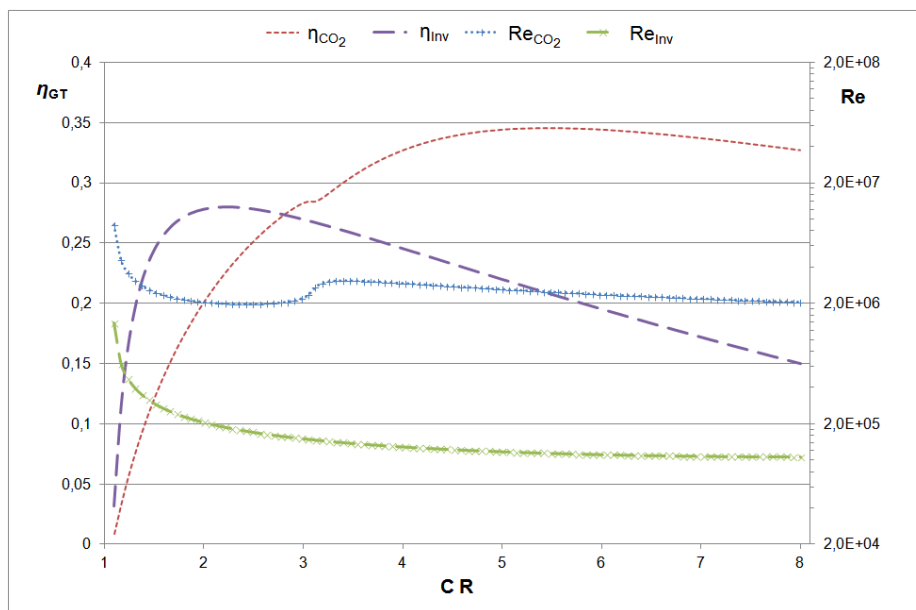


Figura 7: Rendimiento de los ciclos inverso y sCO<sub>2</sub> y Re vs relación de compresión

El rendimiento térmico es menor en el ciclo de Brayton inverso y  $Re < 2 \cdot 10^5$  cerca de la relación de compresión de máximo rendimiento. Esto significa que el ciclo inverso no aporta mejoras significativas.

La cuerda del álabe obtenida para el ciclo de Brayton estándar estudiado en el apartado 3 era  $L_f=13,4$  mm para una potencia de 1 MW, lo que ya de por sí era un valor pequeño. La última columna de la tabla 2 indica que la cuerda del álabe en el caso del ciclo sCO<sub>2</sub> es de  $L_f=2,02$  mm. Este valor tan pequeño implicaría la presencia de elevadas pérdidas anulares así como elevadas velocidades del rotor (cerca de 250000 rev/min en el caso analizado). Sin embargo, atendiendo a que  $Re=2,51 \cdot 10^6$  está muy



por encima de  $Re_{cr}$ , existe suficiente margen para disminuir la velocidad de entrada manteniendo números de Reynolds aceptables. Si, por ejemplo,  $c_l=5$  m/s, entonces  $Re$  valdría  $3,97 \cdot 10^5$  (todavía suficientemente alto) en el punto de rendimiento máximo, y  $L_l=12,77$  mm, lo que conduce a velocidades del rotor en torno a 1000 rev/min. Por supuesto, es posible también contemplar la opción de utilizar turbocompresores radiales en lugar de axiales, ya que los primeros parecen mejor adaptados a los ciclos cerrados  $sCO_2$  [18].

## 5. Conclusiones

Las turbomáquinas experimentan pérdidas de rendimiento no despreciables cuando el número de Reynolds está por debajo de su valor crítico  $Re_{cr}=2 \cdot 10^5$ . En el caso concreto de ciclos Brayton estándar con turbinas de gas, ese aspecto es de especial relevancia cuando la potencia del eje sea menor de alrededor de 1 MW.

El ciclo Brayton cerrado con  $CO_2$  ( $sCO_2$ ) parece una alternativa prometedora para resolver ese problema, ya que el número de Reynolds experimenta en ese caso un aumento considerable debido en gran parte al aumento en la densidad del fluido. Adicionalmente, el rendimiento térmico de los ciclos  $sCO_2$  es mayor que el de los ciclos Brayton abiertos con aire para el mismo rango de temperaturas de trabajo. En todo caso, es necesario emprender estudios en profundidad relativos a la implantación y optimización del ciclo para averiguar el mejor rendimiento posible.

Es aconsejable prever una disminución en la velocidad del flujo a la entrada del compresor, para evitar una reducción excesiva en el tamaño de las turbomáquinas, lo que puede hacerse en la medida en la que los números de Reynolds conservan valores suficientemente elevados.

Los ciclos inversos de turbinas de gas constituyen una opción menos interesante, porque su rendimiento térmico es menor y no tampoco suministran mejoras en lo relativo al número de Reynolds.

## 6. Agradecimientos

Este trabajo ha recibido apoyo del Ministerio de Economía y Competitividad, Plan nacional de I+D+i, número de proyecto “ENE2012-37950-C02-02” y “ENE2012-37950-C02-01”.

## Nomenclatura

$A$ : Área de la sección transversal,  $m^2$

$c$ : Velocidad del flujo, m/s

$c_f$ : Coeficiente de fricción

$D_m$ : Diámetro medio, m

$\Delta h$ : Salto de entalpías específicas, kJ/kg

$\eta$ : Rendimiento

$H$ : Altura del álabe, m

$h$ : Entalpía específica, kJ/kg·K

$k$ : Rugosidad relativa

$k_s$ : Rugosidad absoluta, m

$L$ : Cuerda del álabe, m

$M$ : Número de Mach

$\dot{m}_a$ : Caudal másico de aire, kg/s

$\mu$ : Viscosidad dinámica, Pa·s

$\nu$ : Viscosidad cinemática, m<sup>2</sup>/s

$\pi$ : Relación de compresión

$P$ : Potencia en el eje, kW

$p$ : Presión, kPa

Re: Número de Reynolds

$TIT$ : Temperatura de entrada a la turbina

$\rho$ : Densidad, kg/m<sup>3</sup>

$T$ : Temperatura, K

$w_i$ : Trabajo específico, kJ/kg

$y_i$ : Pérdida específica, kJ/kg

### Subíndices

0: Condición nominal o de diseño

GT: Turbina de gas

cr: crítico

i : Interno

s : Isentrópico

## 7. Referencias

- [1] DIXON, S. L. HALL, C. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Amsterdam: Butterworth-Heinemann (7th Ed); 2013; Ch. 2, Section 2.2, p 41.
- [2] FERRARO, V. MARINELLI, V. *An evaluation of thermodynamic solar plants with cylindrical parabolic collectors and air turbine engines with open Joule-Brayton cycle*. Energy 2012;44:862–869.
- [3] LE ROUX, W. G. BELLO-OCHENDE, T. MEYER, J. P. *Optimum performance of the small-scale open and direct solar thermal Brayton cycle at various environmental conditions and constraints*. Energy 2012;46:42–50
- [4] MUÑOZ-ANTÓN, J. RUBBIA, C. ROVIRA, A. MARTÍNEZ-VAL, J. M. *Performance study of solar power plants with CO<sub>2</sub> as working fluid. A promising design window*. Energy Conversion and Management 2015;92:36–46.
- [5] ROVIRA, A. MUÑOZ-ANTÓN, J. MONTES, M. J. MARTÍNEZ-VAL, J. M. *Optimization of Brayton cycles for low-to-moderate grade thermal energy sources*. Energy 2013;55:403–416.
- [6] AINLEY, D. G. MATHIESON, G. CR. *An examination of the Flow and Pressure Losses in Blade Rows of Axial-Flow Turbines*. R. and M 1951;2891. ARC Technical Report.
- [7] DUNHAM, J. CAME, P. *Improvements to the Ainley\_Mathieson method of turbine performance prediction*. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 1970; Series A, 92.
- [8] DEAM, R.T. LEMMA, E. MACE, B. COLLINS, R. *On Scaling down turbines to millimeter size*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 2008; Vol. 130:052301,1–9.

- [9] PELZ, P. F. STONJEK, S. S. *The influence of Reynolds number and roughness on the efficiency of axial and centrifugal fans—A physically based scaling method*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 2013; Vol. 135:052601,1–8.
- [10] Colebrook, C. *Experiments with fluid friction in roughened pipes*. Proc. R. Soc. London 1937;161(906):367–381.
- [11] Walsh, P. P. Fletcher, P. *Gas Turbine Performance*. Oxford: Blackwell Science; 2004 (2nd edition).
- [12] Valdés, M. Rovira, A. Durán, M. D. *On existence of trends applicable to thermo-economic optimisation of combined cycle gas turbine power plants*. Journal of the Energy Institute 2006; Volume 79; Issue 2:110–115.
- [13] Fujii, S. Kaneko, K. Otani, K. Tsujikawa, Y. *Mirror gas turbine: a newly proposed method of exhaust heat recovery*. ASME, J. Eng. Gas Turbine and Power 2001;123:481–486.
- [14] Rovira, A. Rubbia, C. Valdés, M. Martínez-Val, J. M. *Thermodynamic cycles optimised for medium enthalpy units of concentrating solar power*. Energy 67 (2014) 176–185.
- [15] Morosuk, T. Tsatsaronis, G. *Advanced exergetic analysis as a tool for the thermodynamic evaluation of Supercritical CO<sub>2</sub> power cycles*. The 4th International Symposium - Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles, 2014, Pittsburgh, Pennsylvania.
- [16] Huang, M. Sonwane, C. *Thermodynamics of conventional and non conventional S-CO<sub>2</sub> recompression Brayton cycles with direct and indirect heating*. The 4th International Symposium - Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles, 2014, Pittsburgh, Pennsylvania.
- [17] White, C. Shelton, W. Dennis, R. *An assessment of supercritical CO<sub>2</sub> power cycles integrated with generic heat sources*. The 4th International Symposium - Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles, 2014, Pittsburgh, Pennsylvania.
- [18] Monge, B. Sánchez, D. Savill, M. Sánchez, T. *Exploring the design space of the sCO<sub>2</sub> power cycle compressor*. The 4th International Symposium - Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles, 2014, Pittsburgh, Pennsylvania.