

ANÁLISIS DE IDONEIDAD DE UNA TURBINA CENTRÍPETA COMO MÁQUINA EXPANSORA EN UN CICLO BRAYTON DE CO₂ SUPERCRÍTICO PARA APLICACIÓN SOLAR

MUÑOZ DOMÍNGUEZ, Marta; BOSQUE MARTÍNEZ, Jesús

SÁNCHEZ NARANJO, Consuelo; ROVIRA DE ANTONIO, Antonio

mmunoz@ind.uned.es

UNED, Escuela de Ingenieros Industriales, Departamento de Ingeniería Energética

RESUMEN

En este trabajo se analiza para qué niveles de potencia puede resultar idóneo emplear una turbina centrípeta en lugar de una de tipo axial como máquina expansora en un ciclo Brayton de CO₂ supercrítico para aplicaciones de aprovechamiento solar. Para ello, se determinan en primer lugar los parámetros óptimos que definen el ciclo termodinámico para este tipo de aplicación en dos casos de ciclos supercríticos regenerativos: ciclo simple y ciclo con recompresión [1]. A partir de ahí, se realiza el diseño geométrico de la turbina centrípeta de la planta mediante una aplicación informática desarrollada para el presente trabajo, que basándose en correlaciones de pérdidas propuestas por Aungier [2], predice asimismo el rendimiento de la máquina. Los datos básicos que precisa dicha aplicación son las condiciones termodinámicas de parada a la entrada de la turbina, la relación de expansión y el gasto másico. Asimismo es necesario como dato de entrada un valor del parámetro adimensional “velocidad específica” que depende directamente de la velocidad de giro de la máquina. En el caso habitual de que se realice un acoplamiento directo de las turbomáquinas de la instalación, dicha velocidad de giro queda fijada por la optimización del diseño de los turbocompresores, a su vez restringida por trabajar con condiciones de admisión muy cercanas al punto crítico [3]. Los resultados obtenidos muestran que esta condición de contorno limita el rango de potencias para el que las turbinas centrípetas pueden diseñarse con un rendimiento adecuado, resultando atractiva su utilización por su menor coste y tamaño.

Palabras clave: Turbina centrípeta, Ciclo Brayton supercrítico. Turbocompresor centrífugo CO₂.

1. Introducción

Los ciclos Brayton con dióxido de carbono en condiciones supercríticas se están analizando desde hace unos años como una alternativa interesante en distintas aplicaciones, entre las que cabe destacar el campo de la energía nuclear y las instalaciones solares de concentración. Se pueden encontrar numerosos trabajos en la bibliografía en los que se compara esta alternativa bajo diferentes configuraciones con otro tipo de ciclos y otros posibles fluidos de trabajo, también en algunos casos en condiciones supercríticas. En relación con la aplicación en centrales con futuros reactores de fisión de generación IV, así como para un futuro reactor de fusión se podrían resaltar los estudios de Dostal et al. [4], Moiseyev et al. [5] y Serrano Remón [6]. En el campo solar, la expectativa de incrementar la temperatura del fluido de trabajo del receptor hasta los 1000 K en un futuro cercano, está impulsando el estudio del ciclo Brayton como planta de potencia, y en particular con CO₂ supercrítico [1].

Es importante destacar las ventajas que presenta trabajar con un fluido en condiciones cercanas al punto crítico en la entrada al compresor. Debido a un comportamiento del fluido como un pseudolíquido en esa zona, el trabajo específico de compresión se reduce significativamente y el trabajo neto crece y se pueden obtener elevados rendimientos del ciclo con temperaturas máximas moderadas. Además, el CO₂ tiene la ventaja de tener una presión crítica no excesivamente alta, ser inerte, abundante y, por tanto, de bajo coste. Por otra parte los tamaños de los equipos se reducen notablemente, lo que conlleva ventajas adicionales en el caso concreto de aplicación de concentración solar en torre si se desea ir a un concepto modular, por ejemplo de entre 1 y 10 MW, con el bloque de potencia instalado en la propia la torre, con lo que se evitan las pérdidas por el transporte del fluido caliente que supondría dirigirlo a una planta centralizada.

No existen por el momento instalaciones comerciales, pero sí una extensa investigación al respecto en la vertiente anteriormente comentada de estudios teóricos sobre el comportamiento de diferentes configuraciones y parámetros termodinámicos y algunos estudios experimentales como los desarrollados en el Instituto de Tecnología de Tokio, en varios centros de investigación de la República Checa y en Estados Unidos. En este último caso, cabe destacar el trabajo que se está realizando en SANDIA National Laboratories, con una instalación experimental de aproximadamente 100 kW [7], donde entre otras cuestiones se pretenden validar los modelos empleados en la simulación de las turbomáquinas y de los intercambiadores de calor, para escalar posteriormente los resultados, ya que los trabajos están, en este caso, finalmente orientados al campo nuclear donde las potencias serán de cientos de MW.

Hay que tener en cuenta los problemas asociados al desarrollo de turbomáquinas eficientes y fiables, debido a que no hay una experiencia previa de trabajo con este fluido, que presenta un comportamiento muy alejado del de gas ideal en condiciones cercanas al punto crítico, de forma que es posible que haya que basarse en parte en correlaciones de máquinas hidráulicas para su simulación, en el caso del compresor. Además, el reducido tamaño de los prototipos, y de las máquinas reales en determinadas aplicaciones, su elevada velocidad de giro y la elevada presión del fluido, como se verá posteriormente, implica que sean especialmente delicados aspectos como el sellado, el equilibrado del eje y la selección de los cojinetes, por lo que es necesario un importante esfuerzo en investigación y desarrollo al respecto.

En este trabajo se analiza para qué niveles de potencia puede resultar idóneo emplear una turbina centrípeta en lugar de una de tipo axial como máquina expansora en un ciclo Brayton de CO₂ supercrítico para aplicaciones de aprovechamiento solar de concentración, así como identificar posibles problemas. Para ello será necesario realizar un prediseño de la turbina en cada caso, con el fin de evaluar su tamaño y su rendimiento. Para lo cual se determinan en primer lugar los parámetros óptimos que definen el ciclo termodinámico para este tipo de aplicación, analizando diferentes posibilidades en relación con las condiciones de admisión al compresor principal. Finalmente, con el propósito de obtener conclusiones en relación con el objetivo propuesto, se han estudiado diversos casos, tanto en relación con el nivel de potencia como respecto a la configuración de la instalación, en uno o bien en dos ejes, así como sobre diferentes condiciones de admisión al compresor.

2. Selección de los parámetros del ciclo termodinámico

Para definir el ciclo termodinámico deben seleccionarse las condiciones de entrada al compresor, la relación de compresión y la temperatura de entrada a la turbina, que es la máxima del ciclo. Interesa que los valores de temperatura máxima y de presión máxima sean elevados para incrementar el rendimiento, pero están limitados y condicionados por la fuente térmica disponible y las posibilidades tecnológicas actuales. Dado que, como ya se ha indicado, se trata de analizar el caso concreto de aprovechamiento de energía solar mediante concentración solar en torre, se ha considerado una temperatura de entrada a turbina, de 1000 K, valor alcanzable a medio plazo. En cuanto a la presión máxima, se ha optado por no superar un valor moderadamente elevado de 200 bar. Por otra parte, para aprovechar la potencial ventaja de este tipo de ciclos, las condiciones de entrada al compresor deben seleccionarse cercanas al punto crítico (30,95 °C y 73,8 bar) aunque se analizarán varias posibilidades.

Para un valor concreto de la temperatura mínima del ciclo (T_{min}) e introduciendo como dato bien la presión máxima o bien la mínima, un programa desarrollado al efecto, permite seleccionar la relación de compresión que optimiza el rendimiento de la planta. Además, para un determinado valor de la potencia del ciclo, se calcula el gasto másico de CO_2 . En el caso del ciclo con recompresión, cuyo esquema bien conocido puede consultarse en las referencias [3] a [6], el modelo analiza asimismo la influencia del parámetro α_{PC} que indica el porcentaje del gasto total que circula por el compresor principal (PC). Por tanto, en ese caso, se obtendrán como resultado de la optimización dos valores (rc_{opt}, α_{PCopt}) que conducen al máximo rendimiento para el caso estudiado.

Se ha comprobado que el ciclo regenerativo con recompresión alcanza un rendimiento superior al obtenido con un ciclo con un único compresor para las condiciones de contorno establecidas, de forma que se elige este tipo de ciclo para el estudio.

Para el estudio de optimización del ciclo termodinámico se estiman y se mantienen constantes los siguientes parámetros de diseño: rendimiento de los compresores 0,8; rendimiento de la turbina 0,85; efectividad de los recuperadores de baja (LTR) y alta temperatura (HTR): 0,95, así como las siguientes pérdidas de carga: $\Delta P_{HTR_H}=1,5\%$; $\Delta P_{HTR_C}=0,5\%$; $\Delta P_{LTR_H}=1,5\%$; $\Delta P_{LTR_C}=0,5\%$; $\Delta P_{Receptor_C}=2\%$; $\Delta P_{Cooler_H}=1\%$, donde los subíndices “C” y “H” se refieren a lado frío y lado caliente.

En la figura 1 se presentan los resultados del cálculo del rendimiento al variar la temperatura y la presión mínimas del ciclo. Cada punto representado corresponde al valor de α_{PC} que conduzca máximo rendimiento en dichas condiciones. El valor de la presión mínima seleccionado finalmente, será el de máximo rendimiento para cada T_{min} e implicará un valor concreto de la relación de compresión (rc_{opt}).

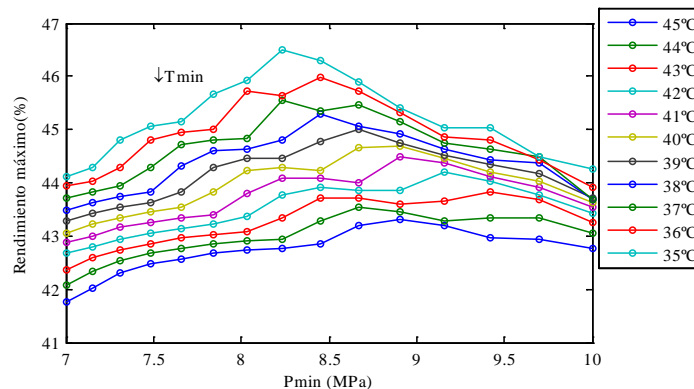


Figura 1. Rendimiento máximo del ciclo con recompresión en función de la presión y la temperatura de admisión al compresor principal ($T_{m\acute{a}x}=1000\text{ K}$ y $p_{m\acute{a}x}=200\text{ bar}$).

Tabla 1. Resultados de la optimización para $T_{\min}=35^{\circ}\text{C}$ y 40°C (10 MW, $T_{\max}=1000\text{ K}$, $P_{\max}=200\text{ bar}$).

| T_{entrada} Compresor Principal (PC) (T_{\min}) | 35°C | 40°C |
|---|---------------------------------|-----------------------------------|
| $\eta_{\text{máx ciclo}}$ | 46,49 % | 44,82 % |
| $P_{\min\text{óptima}}$ | 82,35 bar | 87,67 bar |
| $\alpha_{\text{PC}\text{óptima}}$ | 0,65 | 0,7 |
| Gasto másico $\text{CO}_2(\dot{m})$ | 115,41 kg/s | 125,75kg/s |
| Potencia neta (MW) | 10,46 MW | 10,08 MW |
| Trabajo específico PC frente a RC | 23,26 // 58,68 (kJ/kg) | 32,84 // 76,21 (kJ/kg) |
| P_{entrada} ; T_{entrada} Recompresión (RC) | 83,2 bar $75,2^{\circ}\text{C}$ | 88,56 bar $91,56^{\circ}\text{C}$ |

En la tabla 1 se presentan los resultados de la optimización para dos valores de T_{\min} : 35°C , valor más cercano a la temperatura crítica del CO_2 , pero que garantiza las posibilidades de refrigeración en cualquier emplazamiento, y 40°C , un valor superior para estar más alejados de la posibilidad de que se produzca condensación en el interior del compresor. Como era de esperar y tal como se muestra en la figura 1, el rendimiento es superior en el caso de elegir una temperatura menor de entrada al compresor principal. En el caso de 35°C se obtiene $rc_{\text{opt}}=2,43$ y $\alpha_{\text{PCopt}}=0,65$, frente al caso de 40°C en el que $rc_{\text{opt}}=2,28$, valor ligeramente inferior, siendo $\alpha_{\text{PCopt}}=0,7$. En la tabla se muestra asimismo como en ambos casos las presiones de entrada al compresor, resultado de la optimización, se alejan relativamente de las condiciones críticas de este fluido (73,4 bar). También se observa como el trabajo específico del compresor principal es muy inferior al del recompresor, cuyas condiciones de trabajo están más alejadas de las condiciones críticas.

3. Descripción del modelo de prediseño de la turbina centrípeta y validación

El modelo de prediseño de la turbina centrípeta se ha desarrollado en Matlab y se apoya en el programa REFPROP [8] para obtener las propiedades termodinámicas y de transporte del fluido de trabajo, en este caso CO_2 . El modelo es del tipo “línea media” que se basa en la determinación de los triángulos de velocidades de entrada y salida del rodete, así como las componentes de la velocidad absoluta a la entrada y salida de los elementos fijos del escalonamiento: voluta, estator con álabes, estator sin álabes, y finalmente difusor de salida. Para ello, se parte en este caso de la hipótesis de álabe del rodete radial y velocidad absoluta de salida en dirección axial y uniforme en toda la sección de salida, lo que permite obtener el triángulo de salida particularizado para raíz, altura media y punta del álabe en dicha sección. El modelo incorpora diferentes correlaciones experimentales propuestas por distintos investigadores, que se detallan en la referencia [2], para estimar las distintas pérdidas en cada uno de los elementos del escalonamiento. Aunque las correlaciones han sido obtenidas mediante ensayos con aire y gases de la combustión, se considera que son válidas para el CO_2 , introduciendo las propiedades de este fluido, ya que en las condiciones de trabajo de la turbina tiene un comportamiento que se aproxima al de gas ideal. Estas pérdidas, que se expresan como variación de presión de parada, incluyen: pérdidas por rozamiento de la capa límite, pérdidas por incidencia, pérdidas por carga del perfil, pérdidas intersticiales internas, por bloqueo sónico y por rozamiento del disco, entre otras. Los modelos de pérdidas requieren conocer la geometría de la máquina y las velocidades de entrada y salida, así como una estimación de la velocidad relativa al conducto en un punto intermedio según la coordenada meridional en los diferentes elementos, distinguiendo entre la cara de presión y de succión en aquellos que incluyen álabes. Por tanto, la lógica del programa requiere un cálculo iterativo anidado para obtener la geometría básica del escalonamiento, que se completa con el modelo propuesto por Aungier [2] para acabar de definir la forma del contorno de los álabes y de las superficies del conducto

en la zona de raíz y de cabeza en el caso del rodete, información que es necesaria para alimentar algunas de las correlaciones de pérdidas. Es importante resaltar que el modelo requiere como parámetro fundamental de entrada, la denominada *velocidad específica*, parámetro adimensional cuya expresión se presenta en la ecuación (1), que condiciona el resultado del modelo en cuanto a la geometría de la máquina y su rendimiento, ya sea total a total si la instalación es de ciclo cerrado, o bien total a estática para ciclo abierto. Como se observa, dicho parámetro es función del salto entálpico isentrópico (Δh_s), del caudal para las condiciones de escape de la turbina, o bien de admisión en el caso del compresor (\dot{V}), y del régimen de giro (n). En este estudio se ha considerado que existe un acoplamiento directo entre la turbina y el compresor y se selecciona la velocidad de giro para optimizar el diseño de este último, para lo cual se sigue la recomendación de Balje [9] que sugiere valores de ns_c comprendidos entre 0,6 y 0,77. Por ello, el modelo desarrollado incluye un módulo que calcula el régimen de giro óptimo del compresor, introduciendo como dato un valor de ns_c , como paso previo para calcular el ns_T de la turbina. Por otra parte, otro parámetro que es habitual especificar en el proceso de diseño de compresor centrífugo es el *diámetro específico*, cuya definición se muestra en la ecuación (2). El módulo mencionado calcula asimismo el diámetro del rotor del compresor centrífugo de la instalación para compararlo con el obtenido para la turbina. Balje recomienda para el D_s valores en el entorno de 4.

$$ns = (n \cdot \dot{V}^{0,5}) / (\Delta h_s^{0,75}) \quad (1) \quad D_s = (D_{rotor} \cdot \Delta h_s^{0,25}) / (\dot{V}^{0,5}) \quad (2)$$

El modelo se ha validado con los escasos datos disponibles en [7] referentes a una instalación experimental de una potencia de 175 kW, con un gasto másico de 3,53 kg/s de CO₂, condiciones de admisión al compresor 305,3 K y 76,9 bar, diámetro de rotor 1,87 cm, una relación de compresión de 1,818, y girando a 75000 rpm. Estos datos permiten deducir que los parámetros adimensionales mencionados toman en este caso los valores de $ns_c=0,612$ y $D_{sc}=4.8$. El rendimiento del compresor de esta instalación experimental, según la referencia [7] es del 66,4 %. En cuanto a la turbina de la instalación, el rendimiento indicado es del 85%, con una temperatura de entrada a turbina de 810 K, valor de rendimiento en el entorno de los obtenidos en este estudio, como se comprobará posteriormente.

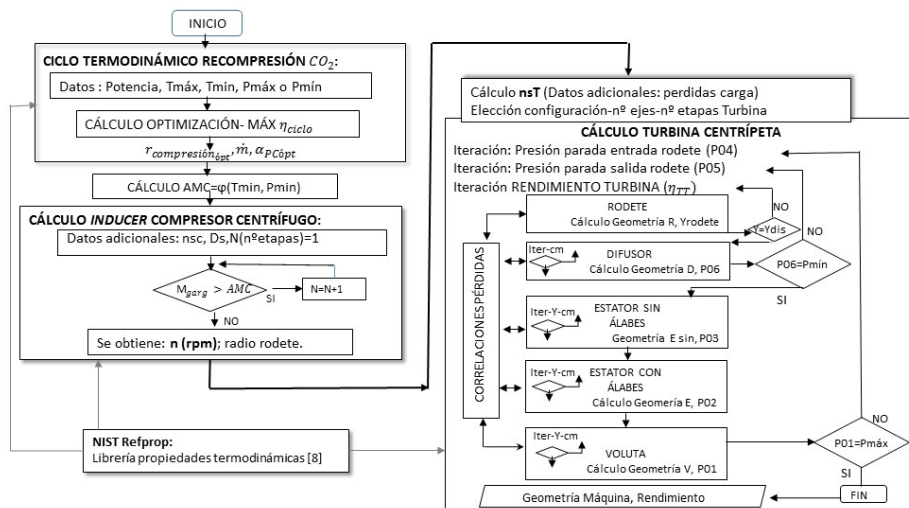


Figura 2. Diagrama de bloques del proceso de cálculo.

4. Resultados

4.1. Caso de $T_{min}=35^{\circ}C$, $P_{min}=82,35$ bar, $P_{máx}=200$ bar y gasto $CO_2=115,41$ kg/s

Los resultados de la optimización en este caso ya fueron reflejados en la tabla 1. A partir de dichos datos se calcula la velocidad de giro del compresor y el radio del rotor para unos valores de ns_c y D_s de 0,7 y 4.8 respectivamente y se prediseña la turbina para dos posibles esquemas mecánicos (tabla 3).

Tabla 3. Resultados dependiendo de la configuración elegida: un único eje o bien 2 ejes.

| Parámetro | 1 Eje | 2 Ejes: | |
|----------------------------------|-------------------|---------------|---------------|
| | | PC | RC |
| Régimen giro (rpm) (para nsPC) | 28977 (0,7) | 28977 (0,7) | 44485 |
| Gasto Principal (kg/s) | 75,02 | 75,012 | - |
| Radio Rotor PC(cm) | 7,55 | 7,55 | - |
| Gasto ReComp (kg/s) | 40,39 | - | 40,39 |
| nsReComp | 0,456 (resultado) | - | 0,7 (dato) |
| Gasto Turbina (kg/s) | 115,41 | 75,02 | 40,39 |
| Rend.Turbina (resultado ns_T) | 0,848 (0,607) | 0,827 (0,438) | 0,834 (0,554) |
| Radios Rotor//Estator T (cm) | 12,4 // 20,39 | 14,7 // 23,29 | 8,0 // 12,98 |

En el caso de un único eje, al forzar a la turbina a girar a la misma velocidad del compresor principal, resulta una velocidad específica de 0,607 y un rendimiento relativamente alto de la turbina (0,848).

Se puede comprobar que el máximo rendimiento se alcanza para un valor de ns_T de 0,87, con este fluido, si bien la influencia es relativamente pequeña en el margen comprendido entre 0,75 y 0,9. Por otra parte, se observa que el compresor auxiliar debe diseñarse con un valor de “ns” bastante bajo y verá penalizado su rendimiento.

Si se opta por dos ejes, con dos turbinas operando con las mismas condiciones termodinámicas, pero recibiendo un gasto másico igual al del compresor que acciona, se comprueba que es posible seleccionar un valor de “ns” adecuado para el recompresor, que implicará un régimen de giro superior para el eje correspondiente, pero el rendimiento de ambas turbinas empeora ligeramente, al obtenerse valores de “ns” para éstas algo inferiores como consecuencia de la bajada del caudal.

4.2. Caso de $T_{\min} 40^{\circ}\text{C}$ y $P_{\min} = 75 \text{ bar}$.

Es importante destacar que las condiciones termodinámicas a las que se hace referencia en este trabajo son siempre valores de parada. Por tanto, la velocidad absoluta de entrada, que determinará las condiciones estáticas de presión y temperatura de entrada al compresor, dependerán del gasto másico y de la geometría del compresor. Siempre se seleccionan unas condiciones de parada en la admisión que garantizan que las condiciones estáticas no están en el interior de la campana de dos fases. No obstante, en [3] Monje va más allá y contempla la posibilidad de que el fluido entre en la zona bifásica al atravesar la garganta del rodete como consecuencia de la aceleración que experimenta el fluido al atravesarla, definiendo el parámetro AMC (Margen de Aceleración para la Condensación) como el cociente entre la velocidad que implicaría que las condiciones estáticas se correspondiesen con las de saturación, respecto de la velocidad del sonido en dichas condiciones. Este parámetro permite valorar la posibilidad de que se produzca la circunstancia anteriormente indicada, sugiriendo este autor que un valor adecuado sería 0,6, de forma que un Mach absoluto en la garganta inferior a este valor implicaría evitar esta circunstancia. Leittiere et al. [10] concluyen en un estudio experimental que puede producirse una situación metaestable que implique que realmente no se produzca la condensación en el estrechamiento, aunque teóricamente debieran existir dos fases en determinadas condiciones. No obstante, ha parecido adecuado incluir un caso que analice la repercusión de elegir unas condiciones de admisión con el margen de seguridad recomendado por Monge, considerando que se produce condensación de forma instantánea cuando las condiciones estáticas correspondan a una situación bifásica. En ese sentido, se comprueba que las condiciones de entrada del caso anteriormente

estudiado (35°C y 82,35 bar) dan lugar a un valor de AMC de 0,35, no adecuado desde ese punto de vista, proponiendo en [9] las condiciones de 40°C y 75 bar como más convenientes, por suponer un AMC de 0,689. Siguiendo esta recomendación, en este caso se ha fijado el valor de la presión mínima de entrada al compresor, en lugar de la presión máxima como hasta ahora, eligiendo el valor de 75 bar. En este caso, la optimización del rendimiento conduce a valores de $\alpha_{PC} = 0,8$, y una presión máxima muy cercana a la fijada en los casos anteriores, en concreto 199,98 bar, pero obteniéndose sin embargo un rendimiento óptimo algo inferior 42,49%, independientemente del valor de la potencia de la instalación, que afecta exclusivamente al gasto.

Tabla 4. Resultados para diferentes potencias, manteniendo T_{min} , P_{min} 40°C y 75 bar, para $n_{SPC}=0,7$.

| Potencia | 1 MW | 5 MW | 10 MW | 20 MW | 30 MW |
|-----------------------|-------------|------------|---------------|---------------|---------------|
| Gasto total (kg/s) | 12,01 | 58,75 | 120,16 | 251,381 | 377,07 |
| Régimen (rpm) | 89337 | 40394 | 28244 | 19527 | 15944 |
| Rendimiento Turbina | 0,841 | 0,846 | 0,8477 | 0,8485 | 0,8503 |
| Radios Rot/Est T (cm) | 4,23 / 6,89 | 9,4 / 15,3 | 13,46 / 21,88 | 19,47 / 31,66 | 23,85 / 38,78 |

En la tabla 4 se presentan los resultados, sin comprobar la existencia de dos fases en la entrada al compresor o en la garganta del rodete.

El recompresor, en este caso, tendría que ser diseñado con unos valores muy bajos de ns (0,304), mientras que la turbina, en cambio, presenta valores de rendimiento adecuados para todo el margen de potencias estudiado, con un valor de ns de 0,576.

Monge [9] propone un modelo para estimar el número de Mach en la garganta del rodete, con el fin de garantizar que las condiciones del fluido en la garganta no impliquen la existencia de dos fases en dicho estrechamiento. Aplicando dicha metodología, se comprueba que el número de Mach en la garganta es superior al AMC, de forma que según el criterio de Monge es necesario fraccionar el salto del compresor para evitar dicha circunstancia. En la tabla 5 se muestra los resultados obtenidos, para diferentes niveles de potencia, comprobándose que serían necesarias al menos dos etapas de compresión, siempre que se utilice un $D_s=4.8$. En el caso de elegir un valor de 4, valor seleccionado por Monge en su estudio, se comprueba que en el caso de 1 MW sería necesario fraccionar la relación de compresión en tres etapas para conseguir un Mach absoluto en garganta inferior al AMC y evitar la condensación del fluido.

Hay que tener en cuenta que al reducirse el salto entálpico de cada etapa, si se mantiene el valor del parámetro “ns” para garantizar un valor adecuado del rendimiento del compresor, se reduce la velocidad de giro, tal como se comprueba en la tabla 5, lo que repercute en una menor velocidad de relativa de entrada y una velocidad absoluta inferior en la garganta del rodete.

En cuanto al recompresor, cuyos resultados no se muestran en la tabla, se observa que trabajando en un único eje su velocidad específica se reduce significativamente, al disminuir la velocidad de giro impuesta por el compresor principal de dos etapas, obteniéndose un valor de 0,169. Dicho parámetro se incrementa hasta un valor de 0,289 si se fracciona también su compresión en dos etapas y a 0,41 para 3 etapas, complicando su diseño.

Tabla 5. Posibilidades de número de etapas de turbina si se evita 2 fases en el compresor.

| POTENCIA | 1MW | 10 MW | 30 MW |
|--|-------------------|-------------------|------------------|
| Régimen (rpm) (2 etapas PC; $ns=0,7$; $Ds=4.8$) (Mach garganta rodete PC) | 49210 (0,5946) | 15558 (0,5483) | 8782 (0,5415) |
| 1 etapa RendTurb ($rexp=2,572$; $ns TURB= 0,32$) | 0,76 | 0,764 | 0,765 |
| 1 etapa RadioRotor/RadioEstator Turbina (cm) | 7,23 / 11,2 | 23,03 / 35,63 | 40,82 / 63,17 |
| 2 etapasRend.Turb($rexp: 1,604$ $ns Turbina: 0,424$) | 0,806 | 0,811 | 0,813 |
| 2 etapas RadioRotor/RadioEstator Turbina (cm) | 5,4 / 8,61 | 17,18 / 27,34 | 30,47/48,49 |
| 3 etapasRend.Turb($rexp:1,37$ $ns Turbina: 0,532$) | 0,819 | 0,828 | 0,829 |
| 3 etapas RadioRotor/RadioEstator Turbina (cm) | 4,51 / 7,44 | 14,34 / 23, 62 | 25,43 / 41,87 |

En cuanto a la turbina, si la expansión se realiza en una etapa, su velocidad específica tendrá el valor de 0,32, cayendo su rendimiento a valores en torno al 76 %, tal como se refleja en la tabla 5. Por otra parte, en el caso de 10 MW el diámetro del estator será de un tamaño considerable (71,6 cm), que, en el caso de que la potencia de la instalación fuese de 30 MW llegaría a superar el metro de diámetro (126,34 cm). Si se divide el salto de la turbina en varios escalonamientos, se incrementa la velocidad específica y en consecuencia el rendimiento, tal como se muestra en la tabla 5, donde se presentan los resultados correspondientes a 2 y 3 etapas de expansión y para el primer escalonamiento. Asimismo, se observa que disminuye el tamaño de los componentes de dicho escalonamiento. Si a su vez se optase por una instalación de dos ejes que permitiese seleccionar una mayor velocidad de giro del eje del recompresor, accionado por un escalonamiento de la turbina, se podrían elevar los valores de la velocidad específica de la turbina y del recompresor, incrementándose el rendimiento de ambas máquinas, aunque se incrementaría la complejidad de la instalación.

5. Conclusiones

Se ha desarrollado una herramienta que permite definir la geometría y estimar el rendimiento de una turbina centrípeta, que se ha aplicado a la simulación de una instalación solar de concentración de torre central basada en un ciclo de CO₂ supercrítico con recompresión, estudiando un rango de potencias entre 1 y 30 MW. En este margen de potencias la turbina centrípeta se comprueba que constituye una alternativa atractiva por su reducido tamaño y un adecuado rendimiento, especialmente en el caso en que no se considere la posible presencia de dos fases en el estrechamiento de la garganta del rodete del compresor. Si se seleccionan las condiciones de entrada al mismo con un criterio de seguridad en este sentido, la necesidad de fraccionar el salto del compresor en dos o tres etapas, dependiendo del caso, impone un régimen de giro del eje principal inferior, en cuyo caso también resulta conveniente fraccionar el salto de la turbina para obtener un rendimiento adecuado de esta turbomáquina. La obtención de resultados más concluyentes sobre la opción más interesante en relación con la selección de las condiciones de entrada al compresor y la configuración en uno o varios ejes requiere la simulación del compresor para la estimación de su rendimiento y un nuevo estudio sobre la optimización de los parámetros del ciclo con valores más ajustados de los rendimientos de las turbomáquinas en cada caso.

6. Agradecimientos

Los autores desean agradecer al Ministerio de Economía y Competitividad la financiación proporcionada al trabajo, a través del proyecto de Plan nacional de I+D+i ENE2012-37950-C02-01.

7. Referencias

- CHACARTEGUI, R., et al. 2011, “Alternative cycles based on carbon dioxide for central receiver solar power plants” *Applied Thermal Engineering*, Volume 130, pp.1-4.
- AUNGIER, R.H., “Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Flow Turbine Design and Analysis”, ASME Press, New York, 2006.
- MONGE BRENES, B., “*Design of supercritical carbon dioxide centrifugal compressors*”, Ph.D. Thesis, Universidad de Sevilla, 2014.
- DOSTAL, V., DRISCOLL, M.J., HEJZLAR, P. “*A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors*”. MIT-ANP-TR-100. March 10, 2004.
- MOISSEYTSEV, A., SIENICKI, J.J., “*Performance improvements options for the supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle*”. Argonne National Laboratory. Nuclear Engineering Division. ANL-GenIV-103 2007.
- SERRANO REMÓN, I.P., “Análisis de Sistemas de Conversión de Potencia en reactores nucleares de fusión con envolturas regeneradoras de doble refrigerante”. Tesis Doctoral. Universidad de Comillas. Septiembre 2014.
- WRIGHT, S. A. et al. “Operation and analysis of a supercritical CO₂ Brayton cycle” SANDIA Report September 2010.
- NIST Standard Reference Database 23, Version 9.1, E.W. Lemmon, M.L. Huber & M.O. McLinden Copyright 2013, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland, 20899-8320. <http://nist.gov/srd/>
- BALJE, O., “*Turbomachines*”. Toronto: John Wiley & Sons, New York. 1980.
- LETTIERI, C., YANG, D., SPAKOVSKY, Z. “An Investigation of Condensation Effects in Supercritical Carbon Dioxide Compressors” The 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles. September 9-10, 2014, Pittsburgh, Pennsylvania.