

CARACTERIZACIÓN DE COMPRESORES AXIALES EN REGIMEN MULTIFLUJO

Brasnarof D., Kyung K., Rivarola M., Gonzalez J., Florido P., Orellano P., Bergallo J.
Comisión Nacional de Energía Atómica
Contacto brasnaro@cab.cnea.gov.ar

Resumen

En este trabajo se describen los resultados de modelos analíticos de performance, comparados con datos experimentales del circuito de caracterización de compresores axiales multiflujo del proyecto SIGMA, instalado en el Complejo Tecnológico Pilcaniyeu. Además se presenta la metodología y datos experimentales de la caracterización del grado de dispersión del compresor a partir de un gas trazador inyectado en un sector angular de la entrada del mismo.

Los resultados alcanzados son conducentes a la validación de los códigos de diseño de compresores axiales multiflujo y de plantas industriales SIGMA.

Abstract

In the present work the results of analytical models of performance are compared with experimental data acquired in the multiflux axial compressor test facility, built in The Pilcaniyeu Technological Complex for the SIGMA project.

We describe the experimental circuit and the data of the dispersion inside the axial compressor obtained using a tracer gas through one of the annular inlets.

The attained results can be used to validate the design code for the multiflux axial compressors and SIGMA industrial plant.

Introducción

El nuevo concepto de enriquecimiento de uranio por difusión gaseosa SIGMA [1.] se basa en el empleo de compresores de alta eficiencia, y con una cantidad reducida en la planta industrial, confluyendo varias corrientes de enriquecimiento en un solo compresor axial, denominado por esta razón multiflujo.

Estos compresores se diferencian de los clásicos por la separación de las corrientes a través de una sectorización angular a la entrada y salida. Por ello el compresor es el único punto en donde las diferentes corrientes pueden llegar a difundir entre ellas.

Para el diseño y configuración de una planta industrial SIGMA es necesario determinar el número de corrientes en paralelo por compresor [2.]. Esto depende básicamente de dos parámetros, el caudal, y el mezclado de las corrientes.

El primero se debe a que existe un rango de aplicabilidad de esta clase de compresores a partir de cierto caudal, en el que su eficiencia es superior a los compresores centrífugos. Esto puede alcanzarse en una planta de enriquecimiento agrupando más corrientes de avance de la cascada en paralelo dentro de un mismo compresor. Pero vinculado a esto último aparece el mezclado de corrientes con diferentes enriquecimientos, pudiendo llegar a tener casos de gran pérdida del trabajo separativo efectuado en las membranas, cuando el número de corrientes es demasiado elevado.

Por otra parte el número máximo de corrientes en paralelo depende de las características geométricas de los mismos y de los tiempos de tránsito dentro del compresor [3.].

Otra características de los compresores axiales es su mapa de operación, que vincula la eficiencia con los principales parámetros. Estos son caudal, relación de compresión y revoluciones por minuto [4.].

En particular para su aplicación al concepto SIGMA aparece otro parámetro que es el mezclado. El grado de mezclado entre las diferentes corrientes puede ser caracterizado por un coeficiente de dispersión interno dependiente de las condiciones de operación. Trabajos previos [5.] permiten decir que el mezclado depende de los tiempos de tránsito, recirculaciones por flujos secundarios internos y sectorización generada por el número de álabes de sus etapas, que en condiciones de elevada eficiencia, los niveles de mezclado interno son bajos. Cabe destacar que esta clase de compresores tienen eficiencias en la condición de diseño superiores al 82%, y que pueden operar fuera de este punto con eficiencias superiores al 75%.

Circuito experimental

Para la caracterización completa de los compresores axiales, comportamiento fluidodinámico clásico y performance en la compresión simultánea de varios flujos, se construyó en el Complejo Tecnológico Pilcaniyeu un circuito abierto con un compresor axial de seis etapas impulsado por una turbina de origen aeronáutico, a fin de controlar la potencia en un rango amplio. Para la caracterización de la performance en condiciones multiflujo, se construyó una entrada y una salida sectorizada en 8 líneas, según se observa en la figura 1.

Para la caracterización clásica del compresor se colocaron sensores de presión y temperatura en la entrada y salida del compresor y un sensor de revoluciones por minuto. Para medir el caudal y poder controlar el coeficiente de pérdida del circuito se colocó agua abajo de las ocho líneas de salida, un caño colector compuesto de dos secciones en serie de diferente diámetro con tubos pitot con sus correspondientes sensores diferenciales de presión, presión absoluta, y temperatura, para poder medir el caudal con baja dispersión en rangos diferentes. Para poder controlar la pérdida de carga del circuito, se colocó una válvula tipo aguja a la salida de la línea de descarga a la atmósfera.

La división de la entrada y la salida del compresor tiene como finalidad introducir un gas trazador en una línea de la entrada, con una longitud como para que llegue homogeneizada la concentración al compresor, y monitorear la concentración previo ingreso al compresor y en las ocho salidas.

El dispositivo de separación de 8 líneas fue construido de igual longitud y forma, y permite inyectar en cada una de las ocho líneas un gas trazador de dióxido de carbono junto con un cuadro de válvula que permiten su conmutación. En las líneas de salida se colocaron válvulas de accionamiento remoto, que permiten el muestreo del gas de cada una de estas líneas por separado.

El dispositivo de detección de CO₂ es un analizador infrarrojo de CO₂ en aire, y su entrada está conectada a un cuadro de válvulas que permite el monitoreo de una línea por vez, tanto de la entrada homogeneizada del gas trazador como de sus ocho salidas.

El acople entre el compresor y la turbina aeronáutica se realizó por medio de poleas, que permiten su intercambio para alcanzar diferentes condiciones de revoluciones por minuto en el compresor. El control de la turbina se realiza a través del control del caudal de combustible a la cámara de combustión por medio de una computadora, lo cual permite mantener las revoluciones por minuto del compresor para diferentes condiciones de operación del circuito, generadas por variaciones de posición de la válvula aguja.

La consola de control de la turbina cuenta con un sistema de lógica de protección habilitando la operación y provocando la detención ante la superación de límites de revoluciones por minuto, temperatura de salida de gases, presión y temperatura de aceite de lubricación.

El sistema de monitoreo y adquisición de datos de proceso se realiza mediante una PC industrial sensando 21 señales, en el cual se monitorean especialmente la relación de compresión y caudal volumétrico para las diferentes restricciones en la línea de salida a la atmósfera.

Modelos de comportamiento

Las condiciones dentro del compresor axial dependen del régimen de revoluciones por minuto y el caudal volumétrico. Los perfiles alares de los álabes tienen rangos de ángulos de incidencia del flujo en los cuales las capas límites permanecen unidas al perfil, encontrándose entre ellos un ángulo óptimo [6.]. Vinculado a esto las filas de álabes que componen las etapas tienen eficiencias que dependen del ángulo de ataque y salida. Fuera de esta zona el álabe entra en pérdida positiva o negativa.

El modelo de performance de compresores axiales desarrollado se basa en el comportamiento de los diferentes tipos de perfiles alares, en los cuales los ángulos de salida son función del ángulo de incidencia de la entrada, tipo de perfil, distancia entre los álabes de la misma fila [6.]. A partir de mediciones de ángulos a diferentes alturas de los álabes de todas las filas que componen el compresor, distancias, número de álabes, se determinaron los tipos de perfiles del compresor empleado en los ensayos.

El pasaje del gas de una fila de álabes a la siguiente (rotor-estator y estator-rotor) se resuelve a partir del triángulo de velocidades. [7.], y depende de la velocidad de giro del rotor y del radio sobre el que se está evaluando la ecuación de continuidad.

Las condiciones del gas a la salida de las etapas se pueden calcular a partir del planteo de conservación de la masa, energía y eficiencia de la misma. Esta última puede obtenerse a partir del cálculo de diferentes coeficientes de pérdida producto de diferentes mecanismos de irreversibilidad. Entre ellos pueden distinguirse los siguientes: el coeficiente de pérdida por las condiciones del flujo a través de un perfil alar, el coeficiente de pérdida por flujos secundarios, efectos de la fricción sobre las paredes de la sección de pasaje y reflujos internos por la existencia de huelgos radiales entre el rotor y la carcasa.

El coeficiente de pérdida por perfil depende del conjunto de ángulos de entrada y salida, espaciamiento entre alabes y relación entre el ángulo de cámara y la cuerda del perfil [7.] [8.].

El coeficiente de pérdida por flujos secundarios [9.] [10.] se puede calcular en función del ángulo de deflexión en la fila de álabes, de la razón altura a cuerda del álabe y del espaciamientos entre álabes contiguos.

El coeficiente de pérdida por fricción [9.] se calcula a partir del coeficiente de fricción de Darcy y las condiciones promedio del fluido en la cámara de pasaje formado entre álabes contiguos.

Por último el coeficiente de pérdida por huelgo radial [11.] depende de las relaciones geométricas y de los ángulos de los flujos en la etapa.

El cálculo de las condiciones de cada etapa se realiza para un caudal y una determinada velocidad de giro del rotor. Bajo estas condiciones se determina el incremento de la temperatura de estancamiento mediante el balance de energía de la etapa. Proponiendo un valor inicial de eficiencia, se determinan las condiciones a la salida del rotor y estator. Con estos valores se determinan los coeficientes de pérdida, y con estos se recalcula la eficiencia. De la convergencia de esta iteración se determina la relación de compresión de la etapa, estando afectada por la pérdida de eficiencia cuando la relación de caudal velocidad de giro produce la pérdida por perfil positiva o negativa.

La metodología descrita es la denominada cálculo fuera del punto de diseño (off-design) y es de suma importancia, en lo relacionado con la secuencia de arranque del circuito.

Esto último se debe a que cada compresor tiene su curva característica, y el circuito en el cual se lo monta tiene un determinado coeficiente de pérdida. Puede darse el caso que las fricción del circuito sean muy altas para un determinado caudal y velocidad de giro, que haga que algunas de las filas de álabes entren el pérdida negativa, y provoquen oscilaciones de presión y caudal que induzcan la rotura y destrucción del compresor. Puede definirse una región de estabilidad [12.],[13.] siendo estable la operación para caudales mayores y menores relaciones de compresión que una curva límite. Dicha curva límite se obtiene como los puntos (relación de compresión, caudal volumétrico) en el que la relación de compresión es máxima para cada velocidad de giro.

Por otra parte se desarrolló un modelo de cálculo de la dispersión dentro del compresor [5.][14.], que ha sido verificado con datos publicados. El mismo se basa en el cálculo de la difusión turbulenta azimutal de una traza en la entrada en forma de delta para diferentes radios, mediante una descripción siguiendo la partícula (lagrangeana) y con un coeficiente efectivo que tiene en cuenta la dispersión axial en los rotores y dispersión radial por flujos secundarios, encontrándose limitada su dispersión por las paredes de los álabes. El mismo depende de las propiedades termodinámicas del gas en cada etapa.

El modelo de mezclado propuesto para diferentes corrientes dentro de un compresor axial en régimen multiflujo (diferentes concentraciones), presenta la hipótesis de considerar que la solución de dicho problema puede obtenerse como la superposición de la dispersión de cada una de las entradas en todas sus salidas. Por otra parte la entrada (sector angular anular) se considera como la integración de deltas entre los ángulos azimutales límites de cada corriente.

La dispersión de una delta en un medio tiene como resultado una función gauseana cuyo parámetro característico es su ancho medio (sigma). Para cada ángulo de entrada, las partículas en promedio describen una helicoide dentro del compresor producto del giro

del rotor y del ángulo de deflexión de los estatores, provocando una salida en otro ángulo azimutal.

Una vez que el flujo del compresor alcanza el difusor de salida, el que se encuentra sectorizado, el perfil azimutal de concentraciones se homogeniza como puede observarse a nivel de ejemplo en la figura 2 para una entrada con una concentración del 4%.

Resultados

En la figura 3 se observa el resultado del modelado de comportamiento del compresor axial. Se observan curvas parametrizadas en rpm para el rango nominal (100%) y menores. Se observa en línea continua trasversal a las de rpm la curva límite de estabilidad. El modelo predice la entrada en pérdida negativa propia de la zona de inestabilidad, y para mayores caudales la caída de la relación de compresión debido a las pérdidas positivas de los perfiles alares de los álabes. Los datos calculados reproducen cualitativamente la dependencia de las formas de las curvas a velocidades de giro constante para valores nominales de diseño con así también para valores menores.

El modelo predice para velocidades de giro constantes, un máximo en eficiencia en la zona próxima a la curva límite de estabilidad, disminuyendo en forma apreciable para valores inferiores de caudal (zona donde cada curva tiende a su valor máximo y aparece la pérdida negativa) y para valores superiores en donde la pendiente de curva tiende a ser vertical (pérdida positiva).

Se observó, además que el valor del máximo de eficiencia es menor para velocidades de giro menores. Este hecho es concordante con curvas de comportamiento obtenidas experimentalmente citadas en la bibliografía [4.].

Dependiendo de las pérdidas de carga del circuito de ensayo, las condiciones de operación pueden encontrarse a ambos lados de la curva límite mencionada. La operación por encima de la curva límite puede provocar oscilaciones, que dependiendo de la relación de compresión pueden destruir el compresor, como se ve en la figura 4.

En cuanto a la caracterización del compresor, se están llevando a cabo experimentos para mayor velocidades de giro. Hasta el presente se cuenta con valores procesados para velocidades de giro bajas.

En la figura 5 se muestran valores de eficiencias isoentrópicas a partir de datos medidos en el compresor (presiones y temperaturas absolutas de entrada y salida del compresor). Se observa que la eficiencia en condiciones de inestabilidad (por encima de la curva límite) es baja, y no presenta un cambio significativo para diferentes caudales, esto coincide con el hecho que en esta zona existen una gran parte de todos los álabes en pérdida.

Por otra parte se observa que en la zona próxima al límite de estabilidad los valores de eficiencia son mayores, y que la misma decrece al apartarse, efecto que puede ser interpretado por la pérdida positiva de los álabes.

Para la caracterización del mezclado en régimen multiflujo, se inyectó CO₂ en una de las líneas de entrada, y se muestrearon las ocho salidas. Se ajustó en nivel de CO₂ puro a la entrada a fin de alcanzar una concentración de entrada menor al 5 %.

En la figura 6 se observan para un determinado régimen de flujo dentro del compresor, la concentración de entrada y las ocho salidas. La distribución principalmente se da en tres de las ocho salidas siendo la intermedia la mayor. Por otra parte el máximo de la concentración de salida se encuentra girado con respecto de la entrada lo cual es coherente con el hecho que el gas describe en su interior una helicoide. A partir del perfil de concentraciones medido puede asociarse un coeficiente interno de mezclado (sigma) que da cuenta del nivel dispersión. El mismo se calcula como ajuste de la integración de gauseanas a la salida y la correspondiente homogenización en sus ocho salidas, similar a lo descripto previamente.

En la figura 7 se observa los resultados experimentales de concentraciones a la salida comparada con la entrada, para un régimen de operación que se encontraba en la zona de inestabilidades, con una eficiencia del 30 %. En este caso se observa una mayor distribución de las concentraciones a la salida producto de la ineficiencia en la cual se encontraba el flujo en su interior.

Conclusiones

Se han desarrollado modelos de performance para compresores SIGMA los cuales han sido validados hasta ahora en forma parcial en un circuito experimental.

El modelo de comportamiento de operación fuera de la condición de diseño predice la zona de operación y la dependencia de la eficiencia en función de la velocidad de giro y caudal volumétrico. Dichos valores son coherentes con los datos experimentales obtenidos hasta el momento.

Los resultados experimentales de caracterización del compresor en régimen multiflujo permiten afirmar la naturaleza difusiva de la dispersión dentro del compresor, la cual depende en que rango de operación se encuentre. Por otra parte el gas trazador permite visualizar la helicoide entre su entrada y salida descripta por el modelo.

El nivel de dispersión alcanzado hasta ahora es promisorio por tratarse de condiciones muy fuera del rango óptimo de trabajo, en donde los efectos de la operación en zonas de baja eficiencia son apreciables.

Apéndice Figuras



Figura 1 Circuito experimental de ensayo del compresor axial multiflujo

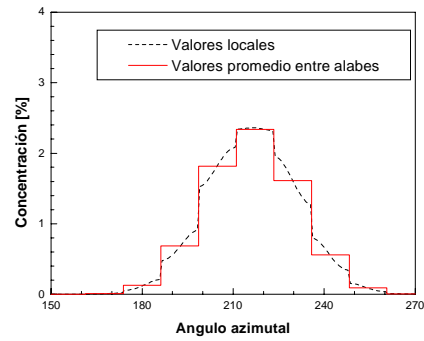


Figura 2 Perfil de concentraciones de salida con una entrada de 4%

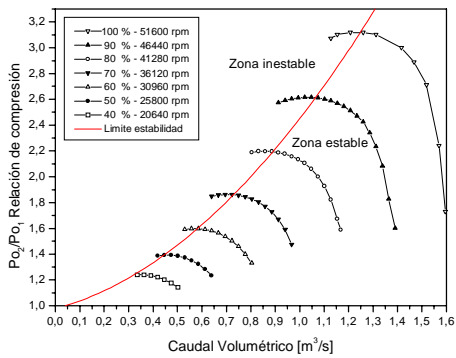


Figura 3 Mapa de operación del compresor axial obtenido por cálculo



Figura 4 Destrucción de un compresor por operación en zona de inestabilidad

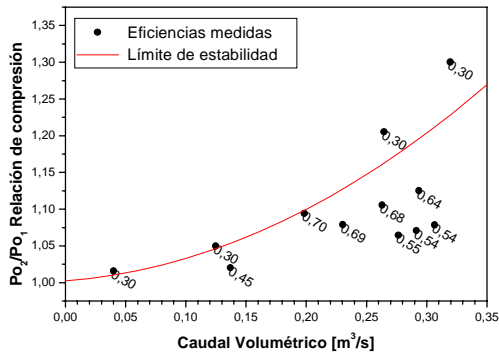


Figura 5 Mapa de eficiencias medidas

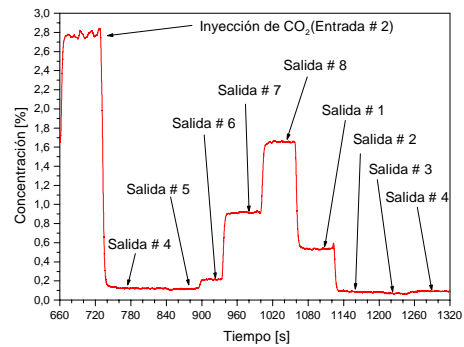


Figura 6 Perfil de concentraciones A

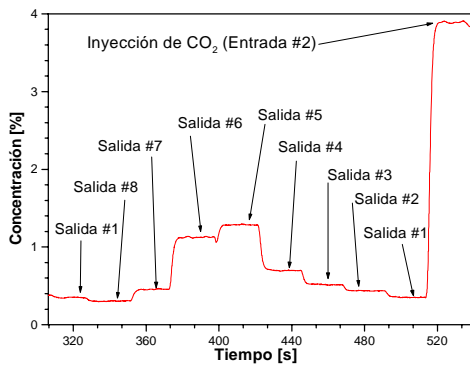


Figura 7 Perfil de concentraciones B

Referencias

- 1 SIGMA. New concept of an advanced, non proliferating, small and modular gaseous diffusion enrichment technology, Florido P., Brasnarof D., Bergallo J., Delmastro D., International Meeting on Nuclear Power Competitiveness in the Next two Decades, Buenos Aires Nov 1996
- 2 Diseño Integrado de plantas de enriquecimiento de uranio según el concepto SIGMA, Rivarola M. Brasnarof D. XXV Reunión Anual AATN (1998)
- 3 Diseño de compresores axiales multiflujo para el concepto SIGMA, Brasnarof D. XXIV Reunión Anual AATN, 1997.
- 4 The design of High efficiency turbomachinery and gas turbines, Wilson D. Korakianitis T., Prentice Hall, 1998.
- 5 Dispersión angular del compresor axial multiflujo, Brasnarof D., Delmastro D., Informe Técnico CAB-CNEA 60/02/97.
- 6 Axial flow compressor, fluid mechanics and thermodynamics, Horlock J. H. Krieger Pub Co, New York 1973.
- 7 Fluid mechanics and heat transfer of turbomachinery, Lakshminarayana B., John Wiley & Sons, 1996.
- 8 Fluid mechanics of turbomachinery, Dixon S.L., Pergamon Press, 1975.
- 9 Mechanics and thermodynamics of propulsion, Peterson P., Addison Wesley Pub Co, 1970.
- 10 Aerodynamics of turbines and compressors, Hawtorne W., Princeton University Press, 1964.
- 11 Turbomachines, a guide to design, selection and theory, Balje O., John Wiley & Sons, 1981.
- 12 Compressor surge and stall, Pampreen R., Concepts ETI Inc., Norwich, 1993
- 13 Compressor surge and rotating stall, modeling and control, Gravdahl J., Egeland O. Springer-Verlag London 1999.
- 14 Código de cálculo cuasi-tridimensional de compresores axiales multiflujo, Brasnarof D., Informe Técnico CNEA-CAB 62/23/97.