

Comportamiento termodinámico de rotores para compresores de tornillo con nuevo perfil.

A. Rivera Torres*, J. Martínez Escanaverino**.

*Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Pinar del Río, Pinar del Río, Cuba.

**Departamento de Mecánica Aplicada, Facultad de Ingeniería Mecánica,
Instituto Superior Politécnico José A. Echeverría, (CUJAE), La Habana, Cuba.
E-mail: saince@meca.upr.edu.cu

(Recibido el 5 de Mayo de 2006; aceptado el 13 de Septiembre de 2006)

Resumen.

En el presente artículo se evalúa el comportamiento termodinámico de rotores para compresores de tornillo con nuevos perfiles, realizado con ayuda del software *Scorpath* 2000. Ello permite predecir con precisión el desempeño completo del compresor y su evaluación termodinámica, así como realizar comparaciones, en igualdad de condiciones, con el trabajo de otros compresores dotados de perfiles de otros tipos.

Palabras claves: Termodinámica, compresores de tornillo, rotores.

1. Introducción.

En este trabajo, se realiza una evaluación del comportamiento termodinámico de rotores para compresores de tornillo con nuevos perfiles [16], para lo cual se emplea el software *Scorpath* 2000 (Perfiles Óptimos de Rotores para Compresores de Tornillo y su Termodinámica), desarrollado por el prestigioso Centro de Compresores de la Universidad de Londres, que ha revolucionado los conceptos para el balance termodinámico de los compresores rotativos de tornillo y que históricamente ha estado involucrado en el desarrollo de perfiles avanzados de rotores para compresores de tornillo [15]. Los compresores de aire secos y los inundados en aceite, así como también los compresores de refrigeración con diversas configuraciones (2/3, 3/5, 4/5, 4/6, 5/6 y 6/7) pueden ser analizados con el propio software.

El sistema *Scorpath* se basa en un modelo matemático integral, que entre los aspectos más importantes, considera la geometría de los rotores y el proceso de trabajo, validado por los chequeos constantes y la comparación regularmente realizada con datos medidos y obtenidos en pruebas, ya sea en laboratorios experimentales o por numerosos clientes que han adquirido el software. Su gran capacidad de trabajo lo ha convertido en una herramienta esencial del diseño de compresores de tornillo y su aplicación trajo consigo un

mejoramiento sensible en el funcionamiento de tales equipos. [4]. El software *Scorpath* permite hacer predicciones precisas del desempeño detallado del compresor para cualquier aplicación.

2. Modelo matemático empleado en el software *Scorpath* 2000.

El proceso de compresión del compresor está descrito generalmente bajo la suposición de una masa fija de gas ideal experimentando compresión adiabática o politrópica [1, 6, 7], donde la relación entre volumen y presión es de la forma:

$$pv^n = \text{const} \quad (1)$$

Donde n es un exponente constante o variable. Esta hipótesis es adecuada sólo cuando las fugas son muy bajas, no hay inyección fluida durante el proceso de compresión y el fluido de trabajo se halla altamente caliente y lejos de la fase de vapor saturado.

En los compresores de tornillo, la fuga interna puede ser hasta el 40 % del flujo másico de descarga, el aceite y otros fluidos pueden ser inyectados en cantidades grandes, y el vapor saturado puede ser comprimido.

Bajo tales condiciones, un proceso de compresión o expansión se describe mejor por medio de un sistema a

través del cual el gas puede fluir durante la admisión, la descarga y el proceso de fuga. Estos flujos, a su vez, están descritos por las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía conjuntamente con las ecuaciones de transporte que pueden integrarse numéricamente para cada una de las posiciones del rotor. Esto fue reconocido en una etapa temprana [8].

El modelo matemático y la simulación computarizada del compresor han llegado a una etapa donde el diseño tradicional por tanteo, ampliamente usado en el pasado, ya no es necesario. El potencial de estos sistemas es tal, que no hay duda que se logra una mejor validación, siendo una herramienta esencial del diseño y su aplicación trajo consigo mejoras en el funcionamiento del compresor. La confirmación de esto se refleja en [5, p].

El modelado matemático se inició para el análisis de los compresores alternativos [2, 10], siendo extendido para los compresores de tornillo [3].

El algoritmo de los procesos termodinámicos y de flujo usados, se basa en un modelo matemático que consta de ecuaciones que describen los procesos físicos dentro del compresor de tornillo. El modelo matemático opera con un volumen instantáneo, el cual se altera con el ángulo de rotación o el tiempo, conjuntamente con las ecuaciones de conservación de masa y energía que fluyen por el compresor, y un número de ecuaciones algebraicas que definen fenómenos asociados con el flujo. El conjunto de ecuaciones diferenciales así obtenidas no puede solucionarse analíticamente y se resuelve por el método de Runge-Kutta de cuarto orden [11].

Los compresores de tornillo no trabajan bajo la condición estacionaria típica de los compresores de pistón recíprocante. En los compresores de tornillo, el caudal másico a la entrada del volumen de control no es igual al de salida, como ocurre en los compresores convencionales, debido principalmente a las fugas. En una máquina de tornillos, las fugas forman una parte notable del flujo total y juegan un papel importante porque afectan el caudal másico del flujo y las eficiencias volumétrica y adiabática del compresor.

El proceso del compresor de tornillo está condicionado por la compleja geometría que caracteriza la cámara de compresión durante un ciclo completo de trabajo. Esta geometría está determinada por las superficies que se conjugan en el tiempo, muchas veces en presencia de aceite. Sólo un sistema de ecuaciones diferenciales que tenga en cuenta estas condiciones de flujo, continuidad, momento, energía y que sean solucionadas simultáneamente, pueden dar un resultado satisfactorio [11].

La evaluación termodinámica de los compresores comprende el proceso cíclico del compresor, el diagrama pV , el flujo másico, el trabajo, la potencia, la

potencia específica y las eficiencias, así como las propiedades del fluido.

El análisis termodinámico incluye las ecuaciones de conservación de la masa y la energía aplicadas a un volumen instantáneo del fluido atrapado dentro de la máquina. Considerando además que existe fuga del fluido y que puede existir o no aceite u otra inyección fluida, transferencia de calor y la suposición de otras propiedades fluidas.

La conservación de la energía interna se representa por la expresión:

$$\omega \left(\frac{du}{d\theta} \right) = \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \dot{m}_{out} \cdot h_{out} + Q - \omega p \frac{dv}{d\theta} \quad (2)$$

Donde:

θ ángulo de rotación del rotor principal,

$h = h(\theta)$, entalpía específica,

$\dot{m} = \dot{m}(\theta)$, gasto másico,

$p = p(\theta)$, presión del fluido,

$\dot{Q} = \dot{Q}(\theta)$, transferencia de calor,

$\dot{V} = \dot{V}(\theta)$, volumen de la cámara de trabajo del compresor.

En (2) el subíndice *in* denota flujo de entrada y el subíndice *out* flujo de salida. La entrega total de entalpía del fluido consta de los componentes siguientes:

$$(\dot{m} h_{in}) = (\dot{m}_{suc} h_{suc}) + (\dot{m}_{lg} h_{lg}) + (\dot{m}_o h_{o,in}) \quad (3)$$

La entalpía total del fluido de salida se expresa en (4)

$$(\dot{m} h)_{out} = (\dot{m}_{dis} h_{dis}) + (\dot{m}_{ll} h_{ll}) \quad (4)$$

Las condiciones de la ecuación de energía pueden ser mejor apreciadas mediante el término: $(\dot{m} h)_{lg}$, el cual representa la ganancia de energía debido a la entrega del gas en el volumen de trabajo por la entrega de masa y su entalpía promedio.

Como tal, la entrega de energía cambia dentro del ángulo giratorio. Durante el período de succión, el gas que entra en el volumen de trabajo trae la entalpía del gas que domina en la cámara de succión. También, durante el proceso una cierta cantidad del gas comprimido, que está dada por $\dot{m}_{lg} h_{lg}$, penetra en la cámara de trabajo del compresor a través de las holguras. La masa de este gas, y también su entalpía, está determinada por las ecuaciones de fuga del gas. El valor total de la entalpía de entrada se corrige adicionalmente para el aceite inyectado con el

término $\dot{m}_o h_{o,in}$. La pérdida de energía para el gas que está saliendo del volumen de trabajo está definida por el producto de la masa de salida y su entalpía media $(\dot{m}h)_{ll}$. Para la salida, esto es $\dot{m}_{dis} \cdot h_{dis}$.

El gas comprimido que llega al puerto de descarga, conjuntamente con $\dot{m}_{ll} h_{ll}$, penetra a través de las holguras en el volumen de trabajo vecino con una presión inferior. A pesar de que la fracción de masa de aceite en la mezcla es significativa, su fracción de volumen suele ser pequeña. La masa total del fluido incluye el aceite inyectado, el cual permanece mezclado con el fluido en trabajo. El término \dot{Q} representa el intercambio de calor entre el fluido y los rotores y entre estos y el cuerpo del compresor y de éste último con el ambiente. Es tomado en consideración sólo por la convección.

La superficie de intercambio de calor, así como la temperatura de la pared y coeficiente de calor transferido, dependen del ángulo de rotación ψ del rotor principal. El trabajo termodinámico suministrado al gas durante el proceso de compresión es representado por el término $\omega p(dV/d\psi)$. Este término es evaluado por los valores locales de presión y $dV/d\psi$.

La ecuación de continuidad de la masa es:

$$\omega \frac{dm}{d\psi} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (5)$$

El caudal másico en la entrada está dado por:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{suc} + \dot{m}_{lg} + \dot{m}_o \quad (6)$$

El caudal másico en la salida está dado por:

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{dis} + \dot{m}_{ll} \quad (7)$$

Cada uno de los caudales másicos satisface la ecuación de continuidad:

$$\dot{m} = w \cdot \rho \cdot A \quad (8)$$

La densidad instantánea ρ , es obtenida de la masa instantánea atrapada en el volumen correspondiente V , según la relación:

$$\rho = m/V \quad (9)$$

Las ecuaciones de energía y continuidad se solucionan para obtener $U(\psi)$ y $m(\psi)$.

Conjuntamente con $V(\psi)$, la energía interna específica $u = U/m$ y el volumen específico $v = V/m$, para calcular T y p se tienen las expresiones siguientes:

a) Para un gas ideal.

$$T = (\gamma - 1)u/R, \quad p = RT/v \quad (10)$$

b) Para un gas real.

$$u = f_2(T, v), \quad p = f_2(T, v) \quad (12)$$

Estas ecuaciones generalmente son independientes, con T obtenido por la solución numérica del grupo de ecuaciones y p explícitamente de la ecuación de estado.

El modelado de los procesos en una máquina de tornillos, basado en ecuaciones diferenciales, permite hallar los caudales másico y energético, y aseguran en principio, una reproducción de la termodinámica y el flujo de la máquina. Sin embargo, su capacidad para simular un proceso real depende fuertemente de cuán aproximado a la realidad sea el modelo. Entre los fenómenos más importantes a modelar está la pérdida de fluido y energía a través de las holguras entre los rotores y el cuerpo, así como también por los perfiles de los rotores en sus extremos, la transferencia de calor del fluido a su entorno, las pérdidas por fricción del fluido, las propiedades reales del fluido y los cambios de fase e interfase.

Como las ecuaciones de conservación de masa y energía están en forma diferencial, se logra definir la mayor parte de los fenómenos mencionados como la función derivada del ángulo giratorio. Todas estas ecuaciones pueden integrarse simultáneamente sobre el ciclo entero de compresión o de expansión [11].

Las fugas son uno de los fenómenos que más afectan a los compresores de tornillo. Las trayectorias de fuga son demasiado estrechas para permitir la medida directa de su área transversal.

1. Parámetros integrales para un compresor de tornillo.

Eficiencia volumétrica.

$$\eta_v = \dot{m} / \dot{m}_t \quad (13)$$

Donde:

$$\dot{m} = \frac{m \cdot z_1 \cdot n}{60} \quad (14)$$

$$\dot{m}_t = \frac{(F_{1n} + F_{2n})L \cdot n \cdot z_1 \cdot \rho}{60} \quad (15)$$

Eficiencia adiabática.

$$\eta_a = \frac{W_a}{W_{ind}} \quad (16)$$

Donde el trabajo adiabático será:

$$W_a = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R(T_2 - T_1) \quad (17)$$

El trabajo indicado se define como:

$$W_{ind} = \int_{ciclo} V dp \quad (18)$$

Eficiencia isotérmica viene dada por:

$$\eta_t = \frac{W_t}{W_{ind}} \quad (19)$$

Donde el trabajo isotérmico se define como:

$$W_t = RT_1 \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (20)$$

4. Análisis termodinámico de rotores con nuevo perfil para un compresor de tornillo que trabaja en seco.

Para el análisis del comportamiento termodinámico de los nuevos perfiles asimétricos logrados a partir de una curva de cuarto orden, el programa *Scorpath* resulta una herramienta muy útil y brinda la posibilidad de conocer el comportamiento del flujo transportado, el trabajo del compresor, su eficiencia y optimiza los perfiles logrados.

El programa acepta perfiles definidos por el usuario, realiza el procesamiento de los nuevos datos, evalúa la geometría de los nuevos perfiles y el comportamiento termodinámico en función de las condiciones geométricas, de trabajo y del gas establecidas como datos de entrada. Para este análisis se introducen los datos de las coordenadas del diseño nuevo [16], que definen el perfil de los lóbulos del rotor principal y de las canales del rotor hembra. El programa define además otros elementos geométricos y termodinámicos.

5. Condiciones de trabajo para el análisis termodinámico.

El programa principal del *Scorpath* simula el proceso de la máquina por evaluación de un grupo de ecuaciones diferenciales. La integración de las ecuaciones de masa y energía produce la variación de presión y de

temperatura del gas como una función de ángulo de rotación.

Los rotores evaluados, tienen diámetros exteriores de 125 mm, longitudes de 200 mm, holgura radial de 0.06 mm y holgura axial de 0.04 mm, con cuatro y seis lóbulos respectivamente. El análisis termodinámico se realiza para un gas ideal, sin considerar la presencia de aceite en la cámara de compresión.

El compresor trabaja con una velocidad periférica del rotor principal de 50 m/s, una presión de succión de 100 kPa y una presión de descarga de 300 kPa, con temperatura en la succión de 293° K y temperatura en la descarga de 393° K.

Con los datos introducidos se genera los resultados que se plantean posteriormente, así como los perfiles de los rotores, que se muestran a modo de ejemplo en dos posiciones en la Figura 1.

Para evaluar las ventajas o desventajas de los nuevos perfiles, se utilizan los datos de dos de los principales perfiles reconocidos, obtenidos con el mismo modelo matemático del programa *Scorpath* 2000, en igualdad de condiciones. Tabla 1.

Tabla 1. Indicadores termodinámicos del compresor para diferentes perfiles.

Indicador	Perfil de los rotores		
	Del autor (vers. 1.8)	SRM	N
Flujo másico kg/s	0.188	0.170	0.175
Flujo volumétrico real, m ³ /s	9.49	8.56	8.83
Flujo volumétrico teórico, m ³ /s	11.8	11.0	10.6
Coefficiente de entrega	0.802	0.776	0.832

Los nuevos perfiles desarrollados, desde el punto de vista de eficiencia, brindan muy buenos resultados, si se comparan con los perfiles asimétricos de "SRM" y con el perfil "N" de Stosic.

6. Conclusiones.

El desarrollo de nuevos perfiles, se ha simplificado gracias a la aplicación de las técnicas de computación y las facilidades de la simulación computarizada. Esto ha permitido como resultado, el desarrollo de nuevos perfiles y el acercamiento al diseño óptimo del perfil de los rotores para compresores de tornillo, que ha evolucionado sustancialmente durante los últimos años.

El software *Scorpath* 2000 permite obtener predicciones con precisión del desempeño completo en detalle de un compresor con nuevos perfiles y tener una idea de la eficiencia y del comportamiento del ciclo de compresión.

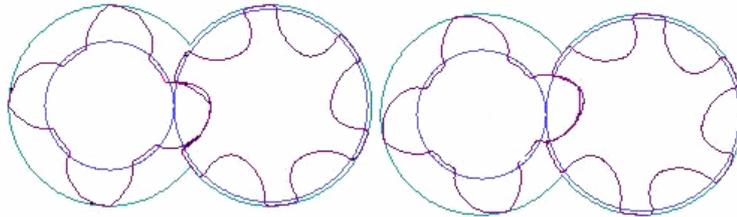


Figura 1. Perfiles definidos por el autor y generados por *Scorpath*.

El nuevo perfil logrado para los rotores a partir de una curva de cuarto orden, según los resultados del análisis de sus características termodinámicas, plantea niveles de eficiencia al mismo nivel de los perfiles actuales más eficientes.

El programa empleado, está constituido por un grupo de ecuaciones, que relacionan las propiedades de estado y termodinámicas, solucionado por un modelo matemático que resuelve eficientemente el problema, empleando el método de Runge-Kutta de cuarto orden, con resultados muy interesantes.

7. Bibliografía.

1. Arbom M (1994) *The Design and Application of Rotary Twin-shaft Compressors in the Oil and Gas Process Industry*, MEP, London.
2. Benson RS, User AS (1972) "A Theoretical and Experimental Investigation of a Gasodynamic Model for a Single Reciprocating Compressor" *Int. E. Mech. Sel.* 14:635.
3. Fujiwara M, Maturaga T, Wafarabe M (1984) "Computer Modeling for Performance Analysis of Rotary Screw Compressor". *Proceedings of I. Mech.* Vol.I.
4. Fujiwara M, Osada Y, (1995) Performance Analysis of Oil Injected Screw Compressors and Their Application, *Int J Refrig* 18:4
5. Fujiwara M, Osada Y (1990) Performance Analysis of Oil Injected Screw Compressors and their Application, *Int J Refrig* 18:4.
6. Konka KH (1988) *Schraubenverdichter* Dusseldorf, VDI-Verlag.
7. Rinder L (1979) *Schraubenverdichter* Springer Verlag, Heidelberg.
8. Sakun IA (1960) *Vintovie kompresori*. Mashinostroenie, Leningrad.
9. Sauls. J (1994) *The Influence of Leakage on the Performance of Refrigerant Screw Compressors*.
10. Stosić N, Hanjalic K (1977) Contribution Towards Modelling of Two-Stage Reciprocating Compressors, *Int. J. Mech. Sci.* 19:439.
11. Stosic N, Hanjalic K (1997) "Development and Optimization of Screw Machines with a Simulation Model, Part II: Profile Generation". *ASME Transactions, Journal of Fluids Engineering*, 119:659.
12. Stosic N (1996) Patent Application GB 96102892
13. Cherkasski VM (1986) *Bombas Ventiladores y Compresores*, Mir, Moscú.
14. Janna WS (1993) *Introduction to Fluid Mechanics*. PWS, Boston.
15. Stosic N () *Screw Compressors: Future Developments* Royal its (2002).
16. Rivera. A.2004; Tesis doctoral. Nuevos perfiles para rotores de compresores de tornillo. ISPJAE. La Habana, Cuba.
17. modern existence [1]. Screw compressors are rotary positive. [Consulta: Marzo 22 2002].

Thermodynamic behavior of new screw compressors rotors profile.

Abstract.

The article displays an evaluation of the thermodynamic behavior of screw compressor rotors with new profiles, obtained with the help of the *Scorpath* 2000 software. This allows predicting precisely the operation of the compressor, as well as its thermodynamic evaluation, under equal conditions, with the work of other compressors fitted with rotor profiles of other kinds.

Key words. Thermodynamic behaviour, screw compressors, rotors.