

MODELO TERMODINÁMICO PARA EL CONTROL DEL ENFRIAMIENTO EN UN PROCESO DE FORMACIÓN DE ENVASES DE VIDRIO

RESUMEN

Este trabajo plantea el modelamiento de un ventilador centrífugo empleado en el control del sistema de refrigeración de molduras, en una línea de fabricación de envases de vidrio, bajo condiciones ambientales variables. El modelo termodinámico empleado permitió identificar una correlación lineal entre la presión y la temperatura en la descarga, así como calcular numéricamente el valor de los parámetros de esta función. La recta de calibración obtenida (Tracking) fue implementada en la línea de producción permitiendo, con un pequeño ajuste de los parámetros, un control confiable del sistema de refrigeración de las molduras.

PALABRAS CLAVES: Ventilador centrífugo, modelamiento termodinámico, envases de vidrio, control de enfriamiento, enfriamiento de moldura, tracking.

ABSTRACT

This work shows the construction of a mathematical relation between the discharge pressure and temperature in a centrifugal blower, with the objective to fit the molds refrigeration control in a glass container manufacture cell when the environmental conditions presents variations, which modifies the quality of the final product. The used thermodynamic model allowed to identify a linear correlation between the two studied variables, as well as to numerically calculate the value of function's parameters. The straight line of calibration (Tracking) was implemented in the manufacture cell, allowing a reliable control of the system of molds refrigeration with a small adjustment of the parameters.

KEYWORDS: Centrifugal blower, thermodynamic modelling, glass containers, cooling control, mold cooling, tracking.

1. INTRODUCCIÓN

En procesos industriales el empleo de ventiladores es una forma económica para el enfriamiento de diferentes sistemas, un ejemplo común es el enfriamiento de grandes volúmenes de producción en donde se involucran materiales calentados durante el proceso con el fin de generar transformaciones químicas o permitir la mezcla de componentes. Una industria que se enmarca dentro de este caso es la de la fabricación de envases de vidrio, en la cual la moldura, empleada para dar la forma al producto, requiere de una temperatura que permita mantener la viscosidad y las condiciones de moldeabilidad en el material, aquí esta variable deben ser controlada de forma precisa en instantes específicos del proceso de producción.

Un problema encontrado constantemente en la producción de envases de vidrio son las diferencias en el desempeño de los sistemas de refrigeración, especialmente cuando hay variaciones considerables en la temperatura ambiente, lo cual no garantiza un funcionamiento estable de los mismos en el tiempo, afectando directamente el producto que se encuentra en línea de proceso. Este artículo muestra el análisis termodinámico de los ventiladores utilizados para la refrigeración de los moldes empleados en una planta de

fabricación de envases de vidrio, el cual permitirá posteriormente ajustar un modelo de control aplicable a la línea de producción estudiada. Se inicia con una descripción de las características más relevantes del sistema de refrigeración empleado en la planta analizada, para luego hacer un análisis termodinámico del problema y desarrollar un modelo que permita evaluar el comportamiento del flujo másico en virtud de las variaciones de la temperatura y la presión de descarga en el ventilador, afectadas por los cambios en las condiciones ambientales. Con base en este análisis, en la parte final, se construye un modelo de compensación de los sistemas de enfriamiento con ventiladores, el cual tiene como propósito principal mantener una tasa de enfriamiento constante en el tiempo o ajustable de manera predictiva a los cambios ocurridos en las condiciones ambientales. Finalmente se muestran los resultados de la aplicación del modelo de compensación al sistema de enfriamiento de la línea de producción evaluada.

JUAN MIGUEL MANTILLA

Ingeniero Mecánico, M.Sc
Profesor Asistente
Universidad Nacional de Colombia
jmmantillag@unal.edu.co

CARLOS H. GALEANO U.

Ingeniero Mecánico, M.Sc
Profesor Asistente
Universidad Nacional de Colombia
chgaleanou@unal.edu.co

RAMON ARTURO GÓMEZ

Ingeniero Químico, M.Sc
Director de Producción
American Glass Products
ragq@yahoo.com

2. CONDICIONES ACTUALES DE FUNCIONAMIENTO Y PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La fabricación de envases de vidrio implica inicialmente trasegar material fundido a moldes de forma, los cuales deben ser enfriados de forma precisa (lo que implica la utilización de un sistema de control), para alcanzar las propiedades y dimensiones requeridas en el producto final. El sistema de refrigeración de los moldes para la fabricación de envases de vidrio, posee varias características de gran relevancia para el análisis que se pretende presentar, estas son:

- Los ventiladores, tipo centrífugo, son accionados por medio de motores eléctricos y operados a velocidad constante.
- El flujo de aire, el cual depende del área del ducto de entrada al rotor, se controla mediante compuertas ó “dampers” (manteniendo siempre una apertura mínima recomendada para evitar problemas de resonancia [1]), empleando como variable de control la presión de descarga medida en el ventilador.
- Los sistemas de enfriamiento son afectados por las condiciones variables de la temperatura ambiente. En el caso de la planta analizada, localizada a 2650 m.s.n.m, las variaciones entre día y noche pueden llegar a ser de 20 °C; lo cual hace que el ventilador, trabajando a la misma presión de descarga, maneje una mayor masa cuando la temperatura desciende, generando por lo tanto un sobreenfriamiento del sistema, condición indeseable para la calidad final del producto.
- Las variaciones dimensionales entre diferentes lotes de producción son atribuidas al comportamiento de algunas variables del proceso, pero se ha encontrado que estas alteraciones son repetitivas y debidas a las condiciones ambientales y por ello se espera que un enfriamiento controlado elimine estos problemas de producción.

3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ACTUAL DE ENFRIAMIENTO

En la Figura 1 se muestra el diagrama de funcionamiento de un sistema convencional de enfriamiento con ventiladores, donde se presentan tres (3) flujos, dos de los cuales están relacionados con el aire de entrada y salida, y el tercero con el agua de enfriamiento para el aire de descarga. Dadas las necesidades de control en el flujo de aire, el ventilador empleado es del tipo centrífugo movido por medio de un motor eléctrico, mientras la entrada de aire al rotor del ventilador es controlada por medio de “dampers”, utilizando como parámetro de control la presión en la descarga. Las propiedades de cada corriente se denotaran así:

T_e = temperatura aire entrada (°C)
 P_e = presión aire entrada (inH₂O)
 Q_e = caudal aire entrada (ft³ /min)
 T_s = temperatura aire salida (°C)
 P_s = presión aire salida (inH₂O)
 Q_s = caudal aire salida (ft³ /min)
 T_a = temperatura agua enfriamiento (°C)

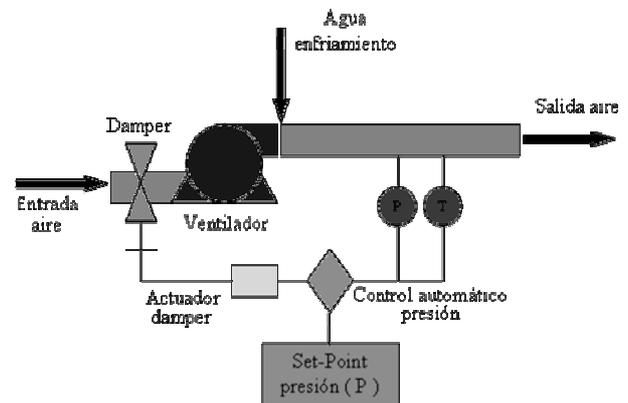


Figura 1. Diagrama de un sistema convencional de enfriamiento con control automático de presión.

El tipo de control mostrado en la Figura 1 se ha utilizado en la industria de procesos durante mucho tiempo[1,8], con el objetivo de mantener un flujo másico constante para condiciones variables de temperatura y presión en la descarga. De forma que, por ejemplo, cuando la temperatura ambiente disminuye, la densidad del aire aumenta, incrementándose el flujo másico de aire que sale del ventilador. Lo cual trae como respuesta del sistema de control un cierre parcial del damper para mantener el flujo másico constante, elevándose la presión de descarga que había disminuido por efecto de la reducción de la temperatura ambiente. Lo anterior exige la existencia de una relación conocida entre la temperatura y la presión de descarga, que permita hacer de forma predictiva el control de la apertura y cierre del damper para mantener un flujo másico determinado.

Modelamiento de un sistema de refrigeración con ventilador centrífugo.

El proceso de enfriamiento por medio de ventiladores centrífugos para la línea de producción estudiada, se puede modelar teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- El aire pasa por un proceso adiabático y politrópico [1,3,6,7].
- No se consideran pérdidas de energía por irreversibilidades.
- Los ventiladores usados en planta tienen las siguientes características: 60 inH₂O de diferencia de presión máxima, temperaturas de descarga entre 50 y 65 °C,

motor eléctrico de 400 HP con velocidad constante, flujo volumétrico máximo de 40000 CFM [5].

- La eficiencia asociada a la transmisión de potencia desde el motor eléctrico hasta el eje del ventilador se considera del 95%, mientras que la eficiencia del motor eléctrico se considera igual al 80%.

- La velocidad de la máquina formadora es de 380 envases/min, cada envase tiene un peso de 220 g.

- La reducción en la temperatura de la moldura debido a la acción del sistema de refrigeración es de aproximadamente 200°C, desde la entrada de la gota de vidrio al premolde hasta la salida del envase del molde.

- El fluido de trabajo es aire atmosférico con composición estándar. El aire se considera gas ideal, lo cual no está muy lejano de la realidad ya que las temperaturas de trabajo están muy por encima de la temperatura del punto crítico del aire.

- La humedad del aire no cambia y para efectos de cálculo no afecta el peso molecular promedio del aire, que se consideró constante con la altura.

- A su paso por el ventilador el fluido de trabajo se considera incompresible, dado que el sistema posee una sola etapa [1,2,3,6,8].

- No se consideran pérdidas de masa entre la succión y la descarga del ventilador.

- La velocidad del aire en la descarga es mucho mayor que la velocidad de este en la succión.

- Se considera flujo unidimensional.

El modelo termodinámico para conocer el caudal y el flujo másico, se puede plantear a partir de un balance de energía entre la succión y la descarga del ventilador centrífugo:

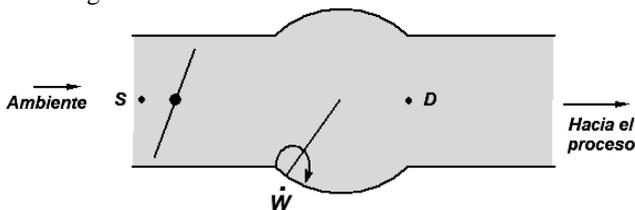


Figura 2. Esquema del sistema termodinámico utilizado para plantear el balance de energía.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left(h_D - h_S + \frac{V_D^2}{2} - \frac{V_S^2}{2} \right) \quad (1)$$

donde:

\dot{Q} : Rata de transferencia de calor. Como el proceso es adiabático este termino es igual a cero.

\dot{W} : Potencia.

\dot{m} : Flujo másico de aire.

h_D : Entalpía del aire en la descarga

h_S : Entalpía del aire en la succión

V_D : Velocidad del aire en la descarga

V_S : Velocidad del aire en la succión

Reescribiendo la entalpía:

$$-\dot{W} = \dot{m} \left(u_D + P_D v_D - u_S - P_S v_S + \frac{V_D^2}{2} - \frac{V_S^2}{2} \right) \quad (2)$$

donde:

v_S : Volumen específico del aire en la succión

v_D : Volumen específico del aire en la descarga

u_S : Energía interna del aire en la succión

u_D : Energía interna del aire en la descarga

P_S : Presión estática del aire en la succión

P_D : Presión estática del aire en la descarga

Recordando ahora las consideraciones de incompresibilidad y de diferencia de velocidades entre la succión y la descarga:

$$v_S = v_D = v$$

$$V_D \gg V_S$$

La ecuación (2) toma la forma:

$$V_D^2 = 2 \times \left(\frac{-\dot{W}}{\dot{m}} - u_D + u_S - v(P_D - P_S) \right) \quad (3)$$

Considerando la definición de trabajo específico, y la diferencia en la energía interna como una función del calor específico del aire y del cambio en la temperatura:

$$V_D = \sqrt{2 \times (-w - C_v(\Delta T) - v(\Delta P))} \quad (4)$$

Esta última expresión permite calcular el caudal de aire de la forma:

$$Q = \sqrt{2 \times (-w - C_v(\Delta T) - v(\Delta P))} \times A_D \quad (5)$$

donde A_D es el área del ducto de descarga.

Desarrollando la Ecuación 5 para el flujo másico, empleando las condiciones tomadas en la descarga (punto donde generalmente se tiene información que es empleada para el control del damper del ventilador), se tiene:

$$\dot{m} = Q_D \times \rho_D \approx \rho_D A_D \sqrt{2 \times (-w - C_v(\Delta T) - v(\Delta P))} \quad (6)$$

donde ρ_D es la densidad del aire de descarga.

Empleando la ecuación de gas ideal para reemplazar la densidad del aire en la descarga:

$$\dot{m} \approx \frac{P_D}{R T_D} A_D \sqrt{2 \times \left(-w - C_v(\Delta T) - \frac{R T_D}{P_D} (\Delta P) \right)} \quad (7)$$

Manipulando la ecuación (7):

$$m^2 R^2 T_D^2 + \alpha_1 P_D T_D + \alpha_2 P_D^2 = 0 \quad (8)$$

donde:

$$\alpha_1 = 2R(\Delta P)A_D^2 \quad \alpha_2 = 2wA_D^2 + 2C_v(\Delta T)A_D^2$$

4. VALIDACIÓN DEL MODELO TERMODINÁMICO PLANTEADO

Como se explico anteriormente, el sistema de control de flujo másico que utilizan los ventiladores centrífugos registra el comportamiento de la presión de descarga para abrir o cerrar el damper, y como consecuencia cambia la temperatura de descarga. De esta forma se requiere una ecuación que relacione la temperatura de descarga en función de la presión de descarga, esta ecuación se conoce como TRACKING [8] y se muestra a continuación:

$$T_D(P_D) = T_{referencia} + P_D \times \beta \quad (8)$$

donde:

P_D : Presión manométrica de descarga [inH₂O].

$T_{referencia}$: Temperatura de referencia [°C].

$T_D(P_D)$: Temperatura de descarga [°C].

$$\beta = \frac{\text{Variación } ^\circ\text{C}}{\text{Variación inH}_2\text{O}}$$

El modelo desarrollado permitió conocer el comportamiento de la temperatura en función de las demás variables involucradas, el resultado es el siguiente:

$$T_D = \frac{-\alpha_1 P_D + \sqrt{\alpha_1^2 P_D^2 - 4m^2 R^2 P_D^2 \alpha_2}}{2m^2 R^2} \quad (9)$$

Con el fin de identificar el valor de la pendiente β de la ecuación (8), se analizó la ecuación (9) bajo las consideraciones mencionadas, variando el flujo másico (\dot{m}), la presión de descarga (P_D) y la diferencia de

presión a través del ventilador (ΔP). Como resultado se obtuvieron las ecuaciones (10) y (11):

$$\beta = \frac{T_D}{P_D} = \frac{-\alpha_1 + \sqrt{\alpha_1^2 - 4m^2 R^2 \alpha_2}}{2m^2 R^2} \quad (10)$$

$$T_D(P_D) = 20.82 + 0.975 P_D \quad (11)$$

Además se encontraron las siguientes condiciones de operación:

- Potencia en el eje del ventilador: 226.693 kW (Parámetro considerado a partir de las suposiciones iniciales).
- Flujo másico de aire: 6.865 kg/s. (Parámetro encontrado a partir del modelo).
- Diferencia de presión a través del ventilador: 8 kPa (32.15 inH₂O) (Parámetro encontrado a partir del modelo).

El valor obtenido para la pendiente ($\beta = 0.975$ °C/inH₂O) se ingresó al sistema de control que gobierna el ventilador de refrigeración y se observó el comportamiento de la línea de producción durante varios días, haciendo mínimas correcciones a este valor teórico β , buscando el mejor comportamiento posible dadas las condiciones ambientales variables que se presentaron en el lugar. Se encontró un valor óptimo de $\beta = 0.9$ °C/inH₂O (ver Figura 4), lo cual muestra un error del modelo igual al 8.33%.

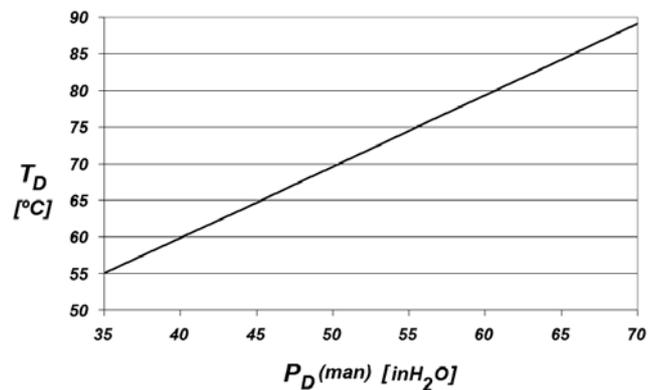


Figura 3. Variación de la temperatura de descarga en función de la presión manométrica de descarga.

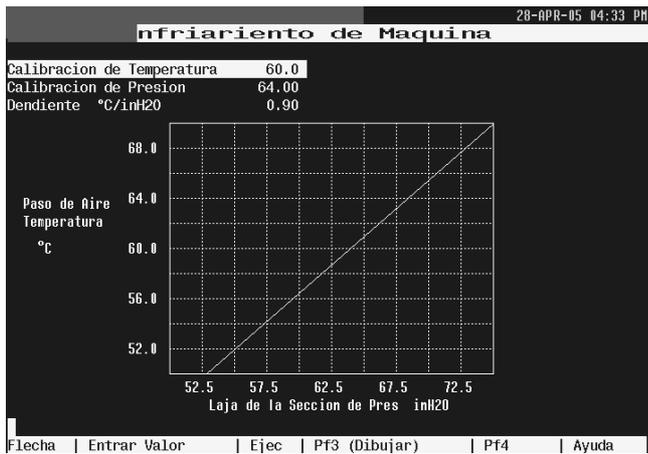


Figura 4. Interfaz para el control del ventilador centrífugo.

Observando los datos presentados anteriormente, y recordando que el calor neto retirado depende de la diferencia de temperatura entre el medio que cede calor y el que lo recibe, sí se está al límite del enfriamiento (no se puede aumentar el flujo másico de aire en el instante de mayor temperatura durante el día) se debe enfriar el aire por inyección de agua constante en la descarga de ventilador. En estos casos donde existe una limitante dada por la capacidad del ventilador, se encontró experimentalmente que el mejor valor de β es $0.909^{\circ}\text{C}/\text{inH}_2\text{O}$, lo cual es suficiente para compensar cuando la temperatura de la superficie a la que se retira calor está muy por encima de la temperatura del aire. Para este segundo caso el error del modelo es del 7.26%.

5. CONCLUSIONES

El desarrollo matemático se empleó para encontrar una forma de compensación del sistema de enfriamiento, inicialmente pensando en el efecto de la variación del flujo másico cuando hay variaciones de temperatura, inevitables por ser derivadas de las variaciones del medio ambiente. Una vez visto esto se propuso una relación lineal, la cual fue ajustada levemente a partir de observaciones en el funcionamiento de la línea de producción, arrojando excelentes resultados a lo largo de tres (3) años de operación en planta. La siguiente figura muestra el comportamiento de tres variables importantes en la operación del ventilador.

El flujo másico de aire obtenido a partir del modelo expresado en la ecuación (7) puede ser verificado calculando la transferencia de calor necesaria para extraer energía de un flujo de envases de vidrio hacia una corriente de aire, utilizando las consideraciones descritas en el cuerpo del artículo. La diferencia de los resultados obtenidos a partir de estos dos modelos propuestos es de solo el 1.5%.

El análisis de la ecuación (10) muestra que a medida que el flujo másico aumenta, el valor de la pendiente β

disminuye lentamente a razón de $-0.000026 \frac{^{\circ}\text{C}/\text{inH}_2\text{O}}{\text{kg}/\text{s}}$.

Además el análisis numérico desarrollado mostró que el trabajo específico tampoco incidía en el valor de β . Por lo que se concluye que β depende únicamente de los parámetros de operación propios del ventilador como son: $\Delta P, \Delta T$ y A_D .

El modelo obtenido permite comprobar que si se da un traslado de un ventilador de un sitio de mayor presión atmosférica a otro de menor presión, el trabajo específico de entrada debe aumentar, en proporción no lineal, para mantener el flujo másico al mismo nivel que el obtenido en la anterior ubicación. Esto es debido a que la caída de la presión atmosférica produce una disminución en la presión de descarga, para condiciones de cambio de temperatura y presión constantes a través del ventilador.

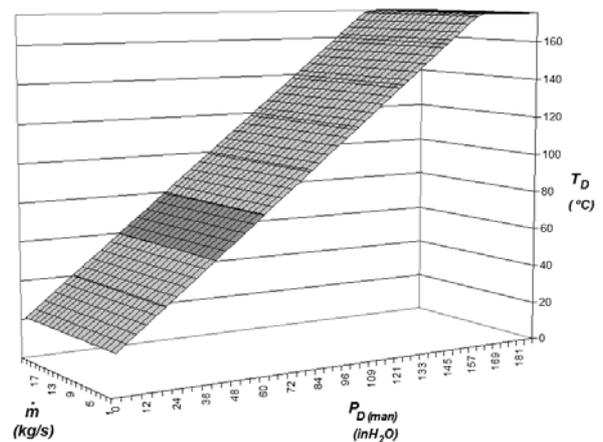
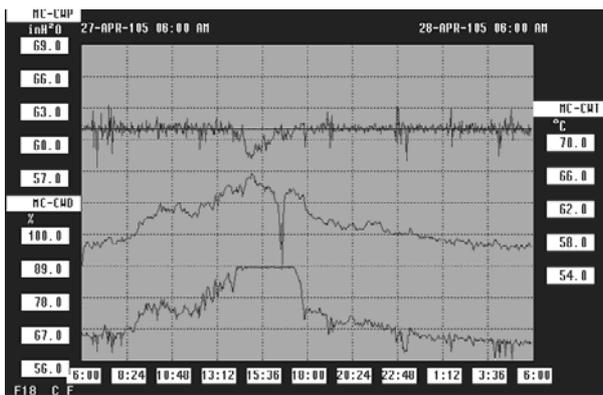


Figura 5. Comportamiento de tres variables de operación del ventilador centrífugo de acuerdo al modelo planteado. El área de trabajo del ventilador ha sido sombreada en color más oscuro.

Así mismo el análisis termodinámico realizado permite entender como una reducción en la temperatura ambiente del aire para una misma tarea de producción, genera un incremento en el flujo másico aumentando la capacidad de enfriamiento y de esta forma alterando las condiciones óptimas de funcionamiento del sistema, reflejándose principalmente por la tendencia hacia la reducción de la presión en la descarga. En consecuencia se requiere disminuir la cantidad de masa que pasa al sistema, lo cual se logra cerrando el damper, llevando a un aumento en la temperatura gracias a la mayor cantidad de energía que se debe suministrar para mantener la presión de descarga constante. Este comportamiento se puede verificar en la siguiente Figura de registro de parámetros de operación del sistema.



MC: Machine Cooling CWP: Cooling Wind Pressure (curva superior) CWD: Cooling Wind Damper (curva inferior) CWT: Cooling Wind Temperature (curva media)

Figura 6. Interfaz para el registro de parámetros de operación.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] GREENE, Richard. Compresores selección, uso y mantenimiento. McGraw Hill Interamericana S. A., México, 1992.
- [2] STREETER, Victor. Mecánica de fluidos, 9 ed. McGraw Hill Interamericana S. A., México, 1998.
- [3] McCABE, Warren. Operaciones unitarias en ingeniería química, 6 ed. Mc Graw Hill Interamericana, S. A. Madrid, 1991.
- [4] TREYBAL, Robert. Operaciones de transferencia de masa, 2 ed. McGraw Hill Interamericana S. A. México, 1988.
- [5] Ingeniería y producción. Registros de equipos, condiciones y variables de operación en planta año 2005.
- [6] GERHART Philip, GROSS Richard, HOCHSTEIN John. I. Fundamentos de Mecánica de Fluidos, 2 ed. Addison-Wesley Iberoamericana. México, 1995.
- [7] CENGEL Yunus, BOLES Michael, Thermodynamics: An engineering approach, 4 ed. Mc Graw Hill. México, 2001.
- [8] KRARTI, Moncef. Energy Audit of Building Systems: An Engineering Approach. CRC Press, 2001.