

CONTROL DE CAUDAL Y TEMPERATURA DE AIRE EN EL SECADO MECÁNICO DE CAFÉ

Christian A. González-Salazar*; Juan R. Sanz-Uribe; Carlos E. Oliveros-Tascón*

RESUMEN

GONZÁLEZ S., C.A.; SANZ U., J.R.; OLIVEROS T., C.E. Control de caudal y temperatura de aire en el secado mecánico de café. Cenicafé 61(4):281-296. 2010.

Se desarrolló un sistema de control para mantener constante el caudal específico de aire y la temperatura en los secadores de capa estática que se usan en Colombia. Para tal fin la metodología incluyó el diseño, construcción, puesta a punto y evaluación de un sistema de control siguiendo las especificaciones técnicas requeridas. En la evaluación se realizaron ocho pruebas en las que se variaron los espesores de capa (20, 30, 40 y 54 cm) y la condición con control o sin control. Con los resultados de la evaluación técnica se realizó un análisis comparativo de costos de secado. El controlador de caudal presentó un error de 30% al final del secado, el cual puede ser disminuido con una sintonización más fina. En el caso particular de secado de semilla a menor temperatura (38°C), con el control de caudal y temperatura se lograron reducciones del consumo de combustible y de energía eléctrica que llegaron hasta el 27,62% y 84,38%, respectivamente, para la capa de café más delgada. Con el sistema de control se logró reducir hasta en 57,17% el costo de secado en la capa más delgada y se logró un costo específico aproximadamente constante, independiente del espesor de la capa de café, lo que indica que puede secarse mecánicamente el café con cargas menores a la nominal sin incurrir en mayores costos. El análisis económico se hizo suponiendo que el costo de la mano de obra es igual por cualquier método de secado empleado.

Palabras clave: Caudal específico de aire, consumo de combustible, energía eléctrica, costo

ABSTRACT

It was developed a control system to maintain the specific air flow in an optimum value and constant drying air temperature in the fixed-bed mechanical coffee dryers that are used in Colombia. To achieve this goal it was followed a methodology that included design, construction, set up and evaluation of the control system. Eight runs were conducted in the evaluation, varying the coffee bed thickness (20, 30, 40 and 54 cm) and the condition with or without air flow control. The technical results allowed a comparative cost analysis. The controller dedicated to the air flow presented its greatest error (30%) when the coffee beans were dried. Even though the mentioned error can be reduced by improving the tuning process, the control system exhibited reductions of 27,62% and 84,38% in the fuel consumption and in the electric power requirement, respectively, when the controls were used to dry seeds at a temperature of 38°C. The reductions in these sources of energy were noticed in a reduction of up to 57,17% of the drying cost and with the use of the control it was noticed a constant specific cost [$\$/\text{kg}^{-1}$], which indicates mechanical drying can be performed with charges below the nominal charge with no increase of the drying costs. The economical analysis was done based on the hand labor is the same for every method followed for drying.

Keywords: Mechanical coffee drying, air flow control, temperature control, mechanical drying costs.

* Investigador Asociado, Investigador Científico II e Investigador Principal, respectivamente. Ingeniería Agrícola. Centro Nacional de Investigaciones de Café, Cenicafé. Chinchiná, Caldas, Colombia.

A los granos de café se les debe disminuir su contenido de humedad desde aproximadamente 53%, base húmeda (b.h.), hasta un rango entre el 10% y el 12%, para que pueda ser almacenado en las condiciones normales de la zona cafetera, sin que se presente el deterioro por hongos y bacterias, en razón a que en esos porcentajes de humedad se reducen la actividad del agua y los procesos metabólicos por períodos de tiempo prolongados (6, 7).

Aunque menos del 10% de los caficultores colombianos usan el secado mecánico para llevar su producto al rango mencionado, ellos son responsables por aproximadamente el 70% del café que se produce en Colombia (1, 2). Cabe resaltar que actualmente se espera que la tendencia del uso de secadores mecánicos aumente debido a que la industria nacional ofrece secadores con capacidades que van desde 50 kg de café pergamino seco (c.p.s.), a precios asequibles, y a que en el gremio se ha motivado el establecimiento de centrales de secado.

Los secadores mecánicos más usados en Colombia son los de capa estática, en los cuales el aire es forzado a pasar por un intercambiador de calor, por la cámara de secado, y posteriormente a través de capas de café. Al pasar por el primero, el aire incrementa su temperatura, baja su humedad relativa y la presión de vapor, la cual es la que finalmente otorga al aire el potencial de secado. La temperatura máxima a la que pueden someterse los granos de café, sin experimentar daños irreversibles en la estructura interna, es de 50°C, en las condiciones atmosféricas de la zona cafetera colombiana, ese calentamiento corresponde a una humedad relativa por debajo del 20%. Parra *et al.* (4, 5) realizaron un proceso de optimización y concluyeron que cuando se usa un caudal específico de aire de 0,1 m³.min⁻¹. kg⁻¹ de c.p.s. a las condiciones mencionadas,

pueden secarse capas de café de hasta 35 cm, en menos de 24 horas.

A la etapa de secado se le atribuyen gran cantidad de defectos en la calidad del café, entre los que se destacan los granos negros o parcialmente negros, granos cardenillos y granos vinagres, del grupo de defectos que causan daño a la calidad en taza (primer grupo), o granos cristalizados, sobresecados y flojos, del segundo grupo. Las normas para la compra de café en Colombia son más estrictas con los defectos del primer grupo que con los del segundo, ya que los últimos no afectan la calidad de la bebida, pero sí la apariencia del producto. Los defectos mencionados son debidos a mala operación de los equipos, a diseños que no siguen las recomendaciones y a malas prácticas, entre otros.

Los secadores de café son diseñados con base en el día de mayor flujo de cosecha del año, el cual se conoce como día pico, en el cual se procesa una cantidad que varía entre el 1,5% y el 4,0% de la producción total anual, dependiendo de la ubicación de la finca y de las condiciones climáticas. No solamente el volumen de las cámaras de secado depende de este valor, sino también la selección del ventilador y del equipo para el calentamiento del aire. Sin embargo, este criterio de diseño se convierte en una limitante cuando la producción no es suficiente para llenar el secador a su máxima capacidad, ya que se incurre en mayores gastos de combustible y energía eléctrica para su operación.

Un ventilador centrífugo básicamente se comporta de la manera como se representa en la Figura 1, el cual es un ejemplo verdadero. Inicialmente, éste presenta su mayor presión cuando el caudal es cero, lo que corresponde a tener la salida completamente cerrada, y el

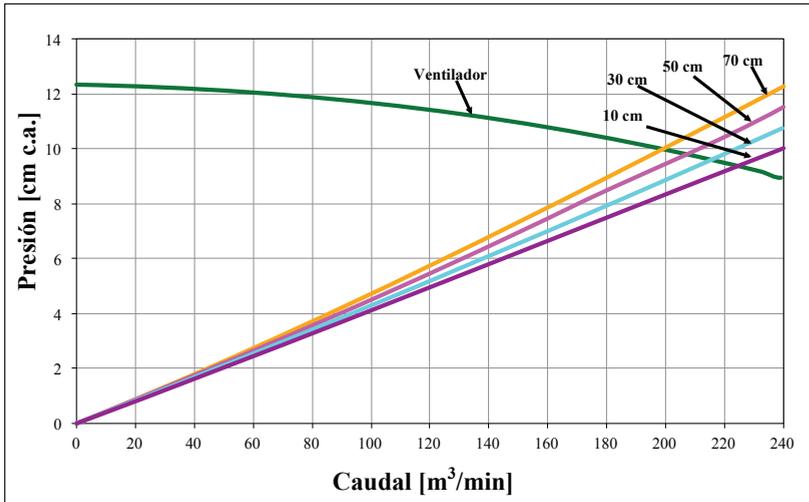


Figura 1. Curva general del sistema de secado mecánico de café con diferentes espesores de capa.

caudal aumenta a medida que disminuye la resistencia al paso del aire. Las pérdidas de presión causadas por el sistema dependen del caudal que pasa a través de los elementos que conforman el sistema de secado, como se observa en la Figura 1, donde se representan las pérdidas de presión en un secador real para 2.000 kg de café pergamino seco con 70¹, 50, 30 y 10 cm de capa de café. El sistema funciona en el punto común a la curva característica del ventilador y la curva de las pérdidas de presión del sistema. Por tal razón, cuando se tiene una capa de 70 cm la resistencia al paso del aire es mayor que cuando las capas son más delgadas, lo que se refleja en un exceso de aire al que hay que invertirle mayor cantidad de combustible para calentarlo.

La Tabla 1 muestra los datos del ejemplo de la Figura 1 en los diferentes puntos de operación del secador de 2.000 kg de café pergamino seco.

En la Tabla 1 se puede observar la magnitud de la cantidad extra de aire que se debe calentar. Para capas que sumen 50 cm de espesor, el exceso de aire es 44,26%; para capas que sumen 30 cm, el exceso de aire es 1,5 veces el caudal ideal; y cuando las capas suman 10 cm de espesor, el exceso de aire es 6,8 veces el caudal ideal. El consumo específico de combustible crece a la misma razón.

En la Tabla 1 también se puede observar que el aumento del caudal de aire y el hecho de trabajar el ventilador en puntos de menor eficiencia hacen que la potencia eléctrica requerida sea mayor. La potencia que se requiere cuando las capas suman 50 cm de espesor es 9,76% mayor que cuando está el sistema a plena carga; cuando las capas suman 30 cm de espesor, la potencia eléctrica requerida es 20,82% mayor; y cuando las capas suman 10 cm de espesor, la potencia eléctrica es 34,06% mayor.

¹ Las capas de café no sobrepasaron los 35 cm de espesor. Cuando se habla de 70 cm de espesor fue conformado por dos capas de 35 cm cada una y cuando se habla de 50 cm de espesor fueron dos capas de 25 cm cada una. Las capas de 30 cm de espesor y de 10 cm fueron dejadas en una sola capa.

Tabla 1. Desempeño de un secador para 2.000 kg de café pergamino seco.

Espesor total [cm]	Presión [cm c.a.]	Caudal de aire [m ³ .min ⁻¹]	Caudal ideal [m ³ .min ⁻¹]	Potencia eléctrica ventilador [kW]
70	9,94	198,4	200,0	4,61
50	9,76	206,0	142,8	5,06
30	9,54	214,2	85,7	5,57
10	9,33	223,0	28,6	6,18

Por otro lado, el café presenta mayor resistencia al paso del aire cuando está húmedo que cuando está seco. Esto se traduce en un 5,0% de aumento del caudal de aire entre el principio y el final del secado, el cual también se convierte en un aumento en el consumo de combustible del mismo orden.

Estas razones, le dan argumentos sólidos a los caficultores para que no prefieran secar mecánicamente el café cuando las cantidades son notoriamente inferiores a la capacidad nominal del secador.

Con relación al control de temperatura, éste normalmente se realiza con un controlador de dos posiciones, “on-off”, el cual tiene dos puntos de ajuste: el punto de ajuste bajo corresponde al valor de temperatura al cual se enciende el suministro de combustible y el punto de ajuste alto corresponde al valor de temperatura al cual se suspende el suministro de combustible. La Figura 2 muestra la dinámica de la temperatura con el control mencionado, actuando sobre un intercambiador de calor con cisco de café como combustible, cuando los puntos de ajuste bajo y alto fueron 48 y 52°C, respectivamente. Puede observarse que aunque se logra un valor promedio de temperatura del aire de secado de aproximadamente 50°C, por la inercia térmica propia del combustible sólido y el intercambiador de calor se obtienen picos de temperatura de

58°C. Estas altas temperaturas pueden ser dañinas en la etapa final del secado porque los granos pueden sufrir daños estructurales al alcanzar temperaturas superiores a 50°C.

Otro control de temperatura muy utilizado es el sistema de control programado o temporizado, el cual consiste en mantener encendido el suministro de combustible durante un tiempo predeterminado y apagarlo durante otro tiempo también predeterminado, siendo mucho más prolongado el primero, en una relación aproximada de 10:1. En la Figura 3 se muestra la dinámica de la temperatura del aire de secado (T_{aire}) cuando se usa un sistema de control temporizado, el cual fue calibrado para una temperatura deseada de 50°C, cuando la temperatura ambiente era de 22°C. Allí se observa que el promedio de la temperatura del aire de secado fue menor de 45°C en el momento que la temperatura ambiente era más baja (noche) y fue de 55°C aproximadamente en las horas más calientes del día. También se hace evidente el peligro de deterioro de la calidad del producto en que se incurre en las horas más calientes del día, cuando los picos de temperatura alcanzan valores superiores a los 60°C.

El sistema temporizado también es sensible a los cambios de la calidad y condiciones del combustible; a mejor calidad, menor contenido de impurezas y a menor humedad, mayor

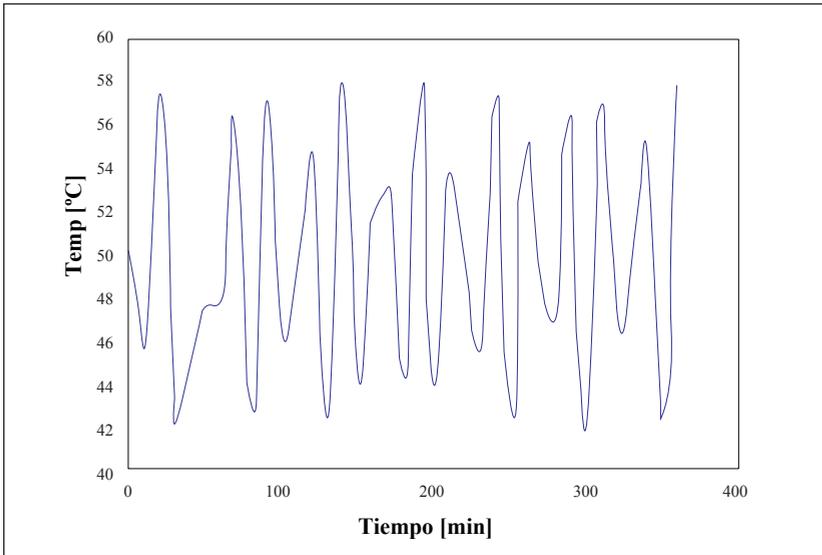


Figura 2. Dinámica de la temperatura con un control de temperatura on-off y combustible sólido.

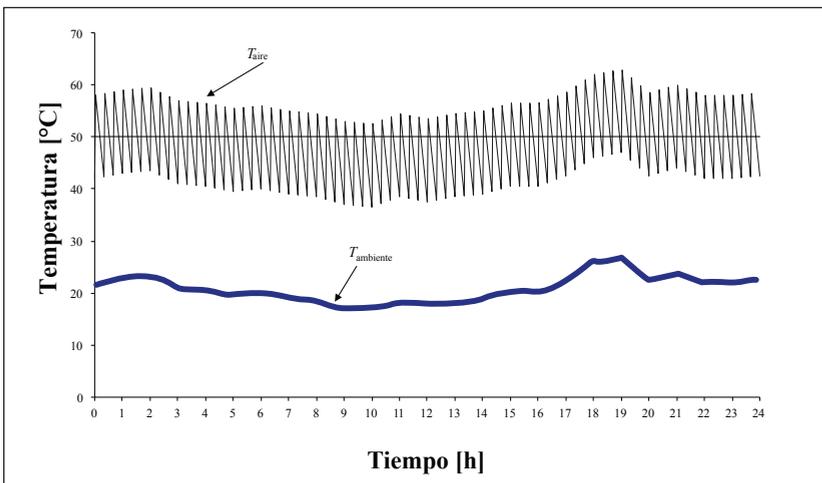


Figura 3. Dinámica de la temperatura del aire de secado cuando se tiene un control temporizado.

poder calorífico. Por esta razón, un sistema calibrado para un determinado combustible, presenta diferente desempeño cuando se alimenta con el mismo combustible o con combustibles diferentes.

En un sistema de transferencia de calor por convección forzada, como el utilizado para

calentar el aire en los secadores mecánicos de café, la temperatura del aire puede ser obtenida a partir de la Ecuación <1> que define la eficiencia térmica del sistema como la relación entre el calor recibido por el aire de secado sobre el calor entregado por el combustible.

$$\eta_T = \frac{\dot{m}_a c_p (T_s - T_a)}{\dot{m}_c (-\Delta h_0)} \quad \text{Ecuación <1>}$$

Donde:

- η_T : Eficiencia térmica del sistema
- \dot{m}_a : Flujo másico de aire
- c_p : Calor específico del aire a presión constante
- T_s : Temperatura del aire de secado
- T_a : Temperatura del aire ambiente
- \dot{m}_c : Flujo másico de combustible
- $(-\Delta h_0)$: Poder calorífico del combustible

El flujo másico de aire es función de la masa de café en el secador, del caudal específico, con un valor óptimo de 0,1 m³.min⁻¹.kg⁻¹ c.p.s. (4, 5), y de la densidad del aire, como se expresa en la Ecuación <2>.

$$\dot{m}_a = q m_{cps} \rho_a \quad \text{Ecuación <2>}$$

Donde:

- m_{cps} : Masa de café en el secador
- q : Caudal específico
- ρ_a : Densidad del aire

A partir de las Ecuaciones <1> y <2> se obtiene la temperatura del aire de secado, de la manera como se expresa en la Ecuación <3>, en función de variables conocidas o que pueden hallarse experimentalmente, con excepción del flujo másico de combustible, que es la variable sobre la que actúa el controlador de temperatura del aire de secado.

$$T_s = \frac{\eta_T (-\Delta h_0)}{q m_{cps} \rho_a c_p} \dot{m}_c + T_a \quad \text{Ecuación <3>}$$

Por otro lado, la pérdida de presión y el caudal de aire que pasa a través de una capa de café, se relacionan de acuerdo a la ecuación semiempírica obtenida por Oliveros

y Roa (3), la cual se muestra en la Ecuación <4>, y en la cual se presenta la relación entre la pérdida presión y la altura de la capa, en función del caudal de aire que pasa a través de una capa de café, del área del secador y de la humedad del grano.

$$\frac{\Delta p}{h} = \left[\frac{Q/A}{9,523 - 0,0476 M} \right]^{1,4793} \quad \text{Ecuación <4>}$$

Donde:

- Δp : Pérdida de presión, en cm de columna de agua
- h : Altura de la capa, en m
- Q : Caudal de aire que pasa a través de una capa de café, en m³.min⁻¹
- A : Área del secador, en m²
- M : Humedad del grano, en porcentaje base húmeda

O de otra forma, como se presenta en la Ecuación <5>:

$$Q/A = (9,523 - 0,0476 M) \left| \frac{\Delta p}{h} \right|^{0,676} \quad \text{Ecuación <5>}$$

El presente trabajo tuvo como propósito desarrollar un control simultáneo de caudal de aire y de temperatura para garantizar el menor consumo específico de combustible posible y un requerimiento de energía eléctrica constante, independiente de la carga que se introduzca en el secador por debajo de la capacidad nominal.

MATERIALES Y MÉTODOS

Las pruebas se realizaron durante la cosecha principal de 2008, en el área de secado

del beneficiadero experimental de Cenicafé, ubicado en el municipio de Manizales (Caldas), a una altitud de 1.310 m, con promedios de temperatura anual de 21,5°C y humedad relativa de 79,5%. Se utilizó café de la Variedad Castillo® general y Castillo® Naranjal, procedente de la Estación Central Naranjal.

Montaje experimental. Los componentes que hicieron parte del montaje experimental fueron un intercambiador de calor de coraza y tubo, un ventilador centrífugo de álabes curvados hacia atrás, que gira a velocidad nominal de 1.460 rpm, con acople por poleas a un motor eléctrico trifásico de 4,95 kW, un secador con dos cámaras de secado en serie, con un área de 6,6 m² cada una. El combustible utilizado fue cascarilla de café y su dosificación al intercambiador se realizó mediante un transportador de tornillo sinfin, cuya velocidad de giro es de 6 rpm, por efecto de un sistema motorreductor, con un motor eléctrico trifásico de 0,67 kW. A la velocidad mencionada, este mecanismo suministra 18 kg.h⁻¹ de cisco al quemador. En la Figura 4 se muestra el montaje donde se realizó la experimentación. Allí, pueden observarse el secador de dos cámaras, el intercambiador de calor, el ventilador, el motor del ventilador y el alimentador de combustible sólido, con su respectivo sistema motriz.

Sistema de control. Con base en la información teórica presentada en la introducción, se desarrolló el sistema de control mostrado en el diagrama de bloques de la Figura 5. El sistema de control tiene tres entradas que son la altura de la capa (h en m), el área transversal del secador (A en m²) y la temperatura deseada para el aire de secado o temperatura de referencia (T_r en °C), y dos salidas que son el Δp correspondiente al caudal de aire de referencia y la temperatura del aire de secado T_s .

Inicialmente, con los datos de altura de capa y área del secador se realizó la estimación de la masa m_{cps} a través de la definición de densidad aparente del café pergamino seco, la cual es aproximadamente 390 kg·m⁻³ (1), como se expresa en la siguiente Ecuación <6>:

$$m_{cps} = \rho_{cps} A h$$

Ecuación <6>

Posteriormente, con la masa de café pergamino seco se determinó el caudal deseado o de referencia Q_r , por medio del caudal de aire específico óptimo $q=0,1$ m³·min⁻¹·kg⁻¹ c.p.s., de la manera que expresa la Ecuación <7>.

$$Q_r = q m_{cps}$$

Ecuación <7>

Luego se tiene el controlador donde se realizan dos operaciones: una comparación entre el caudal de referencia y el caudal medido por el sistema de realimentación, y la aplicación de una estrategia de control, que en este caso fue Proporcional-Integral o PI, cuya señal de salida está dada por la Ecuación <8>, en función del tiempo (t):

$$C_1(t) = K_p \left(e_1(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e_1(t) dt \right)$$

Ecuación <8>

O en variable de Laplace, Ecuación <9>.

$$\frac{C_1(s)}{E_1(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right)$$

Ecuación <9>

A continuación, se tiene un control de velocidad para un motor eléctrico trifásico por variación de frecuencia, el cual recibe la señal C_1 y entrega una frecuencia f_1 proporcional a

Figura 4.
Montaje experimental:
cuerpo del secador,
ventilador e
intercambiador de calor.

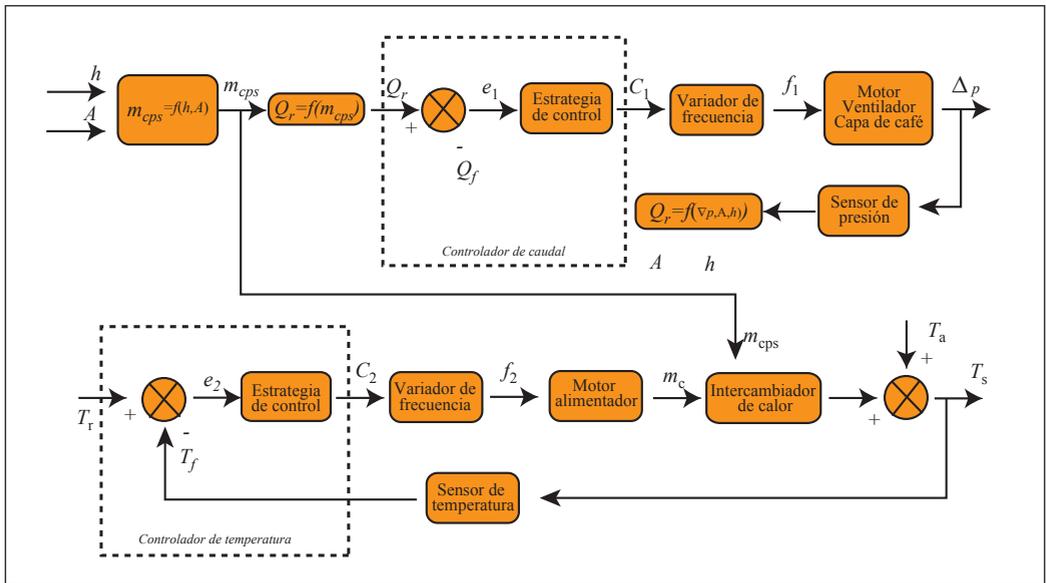


Figura 5. Diagrama de bloques del control simultáneo de caudal de aire y de temperatura para secado de café.

este valor. Así mismo, cuando la velocidad del motor varía, la curva del ventilador (como el de la Figura 1) se desplaza hacia arriba cuando aumenta y hacia abajo cuando disminuye. Este cambio también significa un cambio en la presión, que es la que finalmente

se mide en la realimentación del sistema. El sensor de presión entrega el valor medido a la salida y la convierte al equivalente de caudal a través de la Ecuación <10>, que se obtiene de la Ecuación <5>, reemplazando el valor de humedad del grano por $M=11\%$.

$$C_1(t) = K_p \left(e_1(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e_1(t) dt \right)$$

Ecuación <10>

El valor del caudal de realimentación que se compara con el caudal de referencia en el controlador de caudal.

En el control de temperatura, el controlador compara la temperatura de realimentación con una temperatura de referencia y el error resultante pasa por una estrategia de control, la cual en este caso es también PI. La señal que sale del controlador alimenta un variador de frecuencia, que actúa proporcionalmente sobre un motor eléctrico trifásico, y éste a su vez, actúa proporcionalmente sobre el alimentador de combustible. Del alimentador de combustible sólido sale el flujo másico de combustible, que alimenta el hogar del intercambiador de calor.

Posteriormente, se tiene un sumador donde entra el incremento de temperatura

causado por el intercambiador de calor y el combustible, y la temperatura ambiente, el cual da como resultado el valor de temperatura del aire de secado. Esta suma se observa en la Ecuación <3>.

La temperatura de salida se mide con un sensor de temperatura que entrega el valor de la temperatura de realimentación, la cual se compara en el controlador de temperatura.

Desarrollo. La metodología cumplió cuatro fases. La primera consistió en construir el sistema de control simultáneo para caudal de aire y temperatura de secado; la segunda consistió en la sintonización y puesta a punto del controlador, incluyendo la comprobación de los modelos matemáticos que sirvieron de base; la tercera consistió en la evaluación técnica del sistema de control simultáneo para caudal y temperatura, comparado con un sistema de control de temperatura solamente; y la última fase consistió en utilizar los datos obtenidos para determinar el impacto económico de controlar las dos variables simultáneamente.



Figura 6. Sistema de control simultáneo de caudal y temperatura de secado.

Construcción. En esta fase se construyó el modelo físico del control simultáneo para caudal de aire y temperatura de secado (Figura 6), incluyendo los elementos de la Figura 5.

Puesta a punto. Luego de la construcción, se realizó la sintonización del controlador PI siguiendo la técnica Ziegler-Nichols (8), en la cual se sintoniza la ganancia proporcional del controlador desde cero hasta que la salida del lazo cerrado alcance una oscilación con amplitud constante. Esta ganancia se llama “ganancia última”, y al período correspondiente se le denomina “período último”. Posteriormente, se sintonizaron las ganancias, de acuerdo a las Ecuaciones <11> y <12>.

$$K_p = \frac{K_u}{2,2} \quad \text{Ecuación <11>}$$

Donde

K_u : Ganancia última

$$K_i = \frac{1,2 K_p}{T_u} \quad \text{Ecuación <12>}$$

Donde r:

K_i : Ganancia integral

K_u : Período último

Después de la sintonización anterior, la función de transferencia (Ecuación <9>) queda descrita en la Ecuación <13>.

$$\frac{C_1(s)}{E_1(s)} = 15,6 \left(\frac{177,5 s + 1}{177,5 s} \right) \quad \text{Ecuación <13>}$$

Posteriormente, se efectuó una prueba real de secado en donde se utilizaron 1.502 kg de café lavado, que ocuparon 20 cm de capa en la cámara del secador. En la Figura 7 se muestra la dinámica de la temperatura de salida con un cambio en la temperatura de referencia de 36°C a 40°C. Los resultados normalizados (Figura 7) muestran un sobrepaso de 20% en la respuesta transitoria del sistema real con respecto al sistema modelado y que el sistema virtual y el real presentan un error de menos del 1%

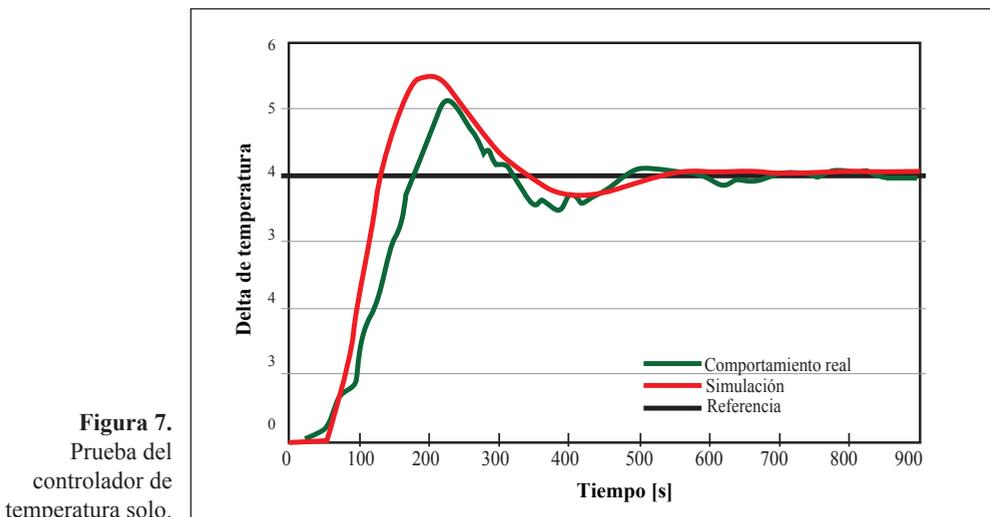


Figura 7. Prueba del controlador de temperatura solo.

en el estado estacionario. También se muestra que el sistema virtual presenta un tiempo de estabilización (error <2%) a los 540 s y el sistema real a los 650 s. Estos resultados validan la funcionalidad del controlador de temperatura y el correcto procedimiento de sintonización y simulación.

El controlador de caudal, por otro lado, fue evaluado solamente en el estado estable. Cuando se seleccionó una masa de café que necesitaba un caudal de 45,4 m³.min⁻¹, el error en estado estable fue solamente del 1,7%.

Evaluación. En esta evaluación se realizaron cuatro tratamientos, en los que se tomó como unidad experimental la masa de café lavado, correspondiente a los espesores de capa de 20, 30, 40 y 54 cm. En cada espesor de capa se corrió una prueba con secado controlado y otra prueba con secado convencional (sin control de caudal), como prueba testigo. Las condiciones de secado fueron similares a las empleadas con semilla de café Variedad Castillo® como materia prima, por lo cual se manejó como referencia una temperatura para el aire de secado de 38°C, con la cual se espera un tiempo de secado más prolongado, que cuando se usa la temperatura ideal de 50°C.

Las variables de respuesta fueron el caudal de aire, la temperatura del aire de secado, consumo de combustible y el requerimiento de energía eléctrica. La masa de café pergamino seco se calculó multiplicando el volumen de café en la capa por la densidad del café lavado (aproximadamente 700 kg.m⁻³) y luego dividiendo el resultado por el factor de 1,95 (1), para obtener la masa de café pergamino seco. El caudal de aire se obtuvo midiendo la presión de aire en la cámara *plénum*, con un manómetro en “U”, y luego incluyendo este valor en la Ecuación <5>. El consumo de combustible se obtuvo llevando los registros

de la masa de combustible descargada en el alimentador, con una balanza electrónica con rango 0-100 kg y 200 g de resolución. El requerimiento de energía eléctrica se registró por medio de un Watímetro, el cual es un instrumento de medida que totaliza el producto entre el voltaje y la corriente a cada instante.

El consumo específico de combustible, c_c , se refiere a la masa de combustible necesaria para secar un kilogramo de café pergamino seco y se obtiene mediante la Ecuación <14>.

$$c_c = \frac{m_c}{m_{cps}} \quad \text{Ecuación <14>}$$

Donde

C_e : consumo específico de combustible

El requerimiento específico de energía eléctrica, e_e , se refiere a la energía eléctrica que se emplea para mover los motores eléctricos (ventilador y alimentador), durante el secado sobre la masa de café pergamino seco obtenida, y está dada por la Ecuación <15>.

$$e_e = \frac{E}{m_{cps}} \quad \text{Ecuación <15>}$$

Donde E es la energía eléctrica en kW.h, medida con el Watímetro.

A cada variable se le practicó un análisis de varianza, con prueba t al 5% y prueba múltiple de Duncan.

Impacto económico. Con los datos técnicos de consumo específico de combustible y requerimiento específico de energía eléctrica se realizó un análisis económico para determinar los costos de secado con ambas tecnologías y realizar una comparación.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La Figura 8 muestra el efecto del uso del control simultáneo de caudal y temperatura del aire sobre la temperatura. Se observa que el error es aceptable y se evita el comportamiento sinusoidal que se tiene con el sistema de control termostático y el efecto de la temperatura ambiente de los sistemas temporizados.

La Figura 9 muestra el comportamiento del caudal específico de aire de secado con una capa de 54 cm de espesor con control de caudal y sin él. Se observó que el caudal va en aumento con el tiempo hasta que al final mostró un error del 30%, lo que indica claramente que el control tuvo dificultades para evitar el efecto de la resistencia al flujo, con respecto a la referencia. Este problema puede ser disminuido con una nueva sintonización. También se notó que, como era de esperarse, el caudal específico

de aire del sistema controlado, permaneció por debajo del caudal específico del sistema sin control, lo que significa menor consumo específico de combustible.

El análisis estadístico para la variable caudal específico de aire de secado, determinó que existe diferencia entre el tratamiento con control y testigo para todos los tratamientos.

La Figura 10 muestra los consumos específicos de combustible (cisco de café) sobre el peso de café pergamino seco, para las diferentes capas evaluadas. Es así como en las pruebas con capas de 10, 20 y 54 cm de espesor se notó una diferencia a favor del tratamiento con control, en cuanto a la reducción del consumo de combustible, debido a que en el testigo se trabajó con caudales de aire superiores al valor óptimo, sin embargo, esta ventaja no se hizo evidente con la capa de 40 cm de espesor, en la cual ambos consumos fueron iguales. Allí se muestran reducciones de consumo, que

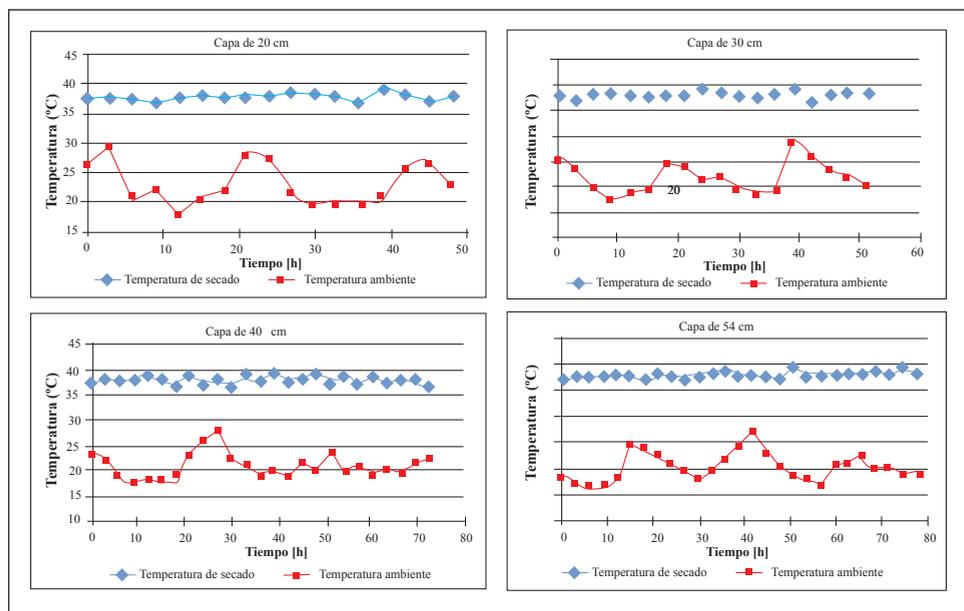


Figura 8. Dinámica de la temperatura de secado y de la temperatura ambiente durante las pruebas de secado para diferentes capas de café.

van desde el 40% (capa de 0,2 m) hasta el 5% mínimo para capas de 0,54 m de café. Se espera que el consumo específico de combustible se reduzca aún más con la disminución del error en el controlador mostrado en la Figura 9.

El requerimiento de potencia para cada uno de los tratamientos se presenta en la Figura 11, donde se observa el efecto del uso del control de caudal, con una disminución del 18% para capas de 54 cm hasta un 88% para capas de 20 cm de café. Este resultado

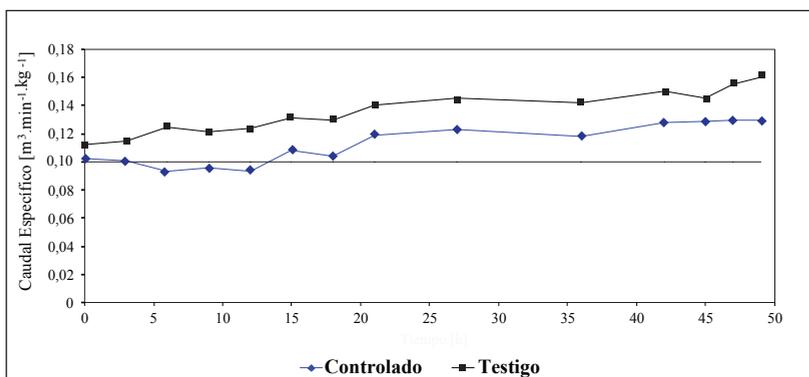


Figura 9. Desempeño del control de caudal de aire de secado con respecto al testigo sin control, cuando la capa tuvo un espesor de 54 cm.

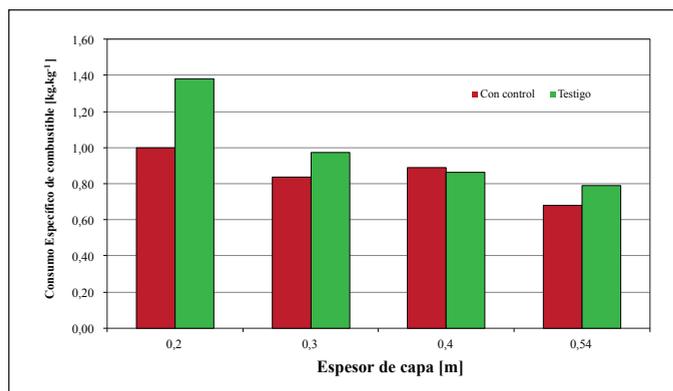


Figura 10. Promedio de consumo específico de combustible.

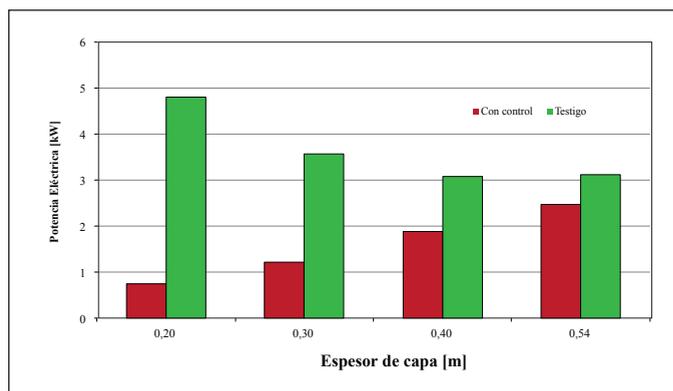


Figura 11. Potencia eléctrica para las diferentes condiciones de capa de café y control.

se debe a que los variadores de frecuencia tienen la capacidad de entregar solamente la potencia requerida por los dos motores.

Después de determinar el consumo específico de combustible y el requerimiento de potencia eléctrica por capa, se determinó el costo del secado debido al combustible (cisco de café) y la energía eléctrica. El tiempo promedio para los tratamientos con control de caudal y sin él fue de 49 horas, sin presentar diferencias significativas para ninguno de ellos. El tiempo de secado se extendió al doble por tratarse de café destinado a semilla, en el cual la temperatura del aire de secado no debe exceder 38°C con la tecnología de capa estática. Se partió de la base de un costo de \$300 por $\text{kW}\cdot\text{h}^{-1}$ y un costo de \$100 por kilogramo de cisco de café.

En el análisis de costos de la Figura 12 no se tuvo en cuenta la contribución de la mano de obra en los costos variables. Sin embargo, esta omisión no tiene influencia en la comparación con el testigo, dado que las opciones para pequeños volúmenes son el secado solar o la venta de café lavado, las cuales requieren mano de obra que puede considerarse igual a la que se necesita cuando se usa el secador mecánico con el sistema de control de caudal y temperatura.

La depreciación del control de caudal y temperatura no se tuvo en cuenta porque en los ensayos se utilizó un modelo experimental que tuvo un costo superior al que tendría un producto comercial. Este aspecto debe tenerse en cuenta una vez se tenga un producto comercial, aunque resultaría poco

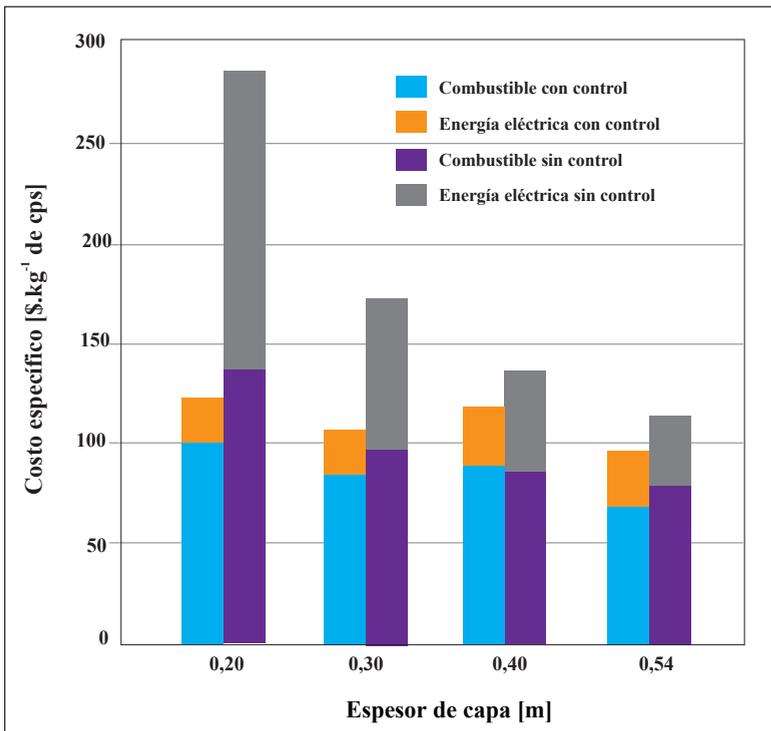


Figura 12. Costos específicos para las diferentes capas evaluadas con y sin control de caudal de aire.

significativo si se tiene una vida útil de 5 años o más.

En la Figura 12 se observa un aumento del costo específico a medida que se disminuye la capa de café a secar, para los tratamientos que no usaron control de caudal de aire de secado. El costo específico cuando se usó control permaneció aproximadamente constante, variando los promedios entre \$96,77 y \$123,46 por kilogramo de café pergamino seco, lo que indica que no se incurre en mayores costos de secado si se usa el secador con cargas menores que la nominal con el control desarrollado. La reducción de costo obtenida en la menor capa cuando se utilizó control de caudal fue de 57,17%, en la capa de 30 cm de espesor fue de 36,50%, en la capa de 40 cm fue de 11,92% y en la capa de 54 cm fue de 15,96%.

Con los resultados obtenidos puede concluirse que:

- Se diseñó y se implementó un sistema de control simultáneo de caudal y temperatura para el secador mecánico de café, cumpliendo con los requerimientos de diseño establecidos para el secado de semilla de café.
- El controlador de caudal presentó un error de 30% al final del secado, el cual puede disminuirse por medio de una sintonización más rigurosa.
- Con el control simultáneo de caudal y temperatura se lograron reducciones de consumo de combustible hasta del 27,62%, para la capa de café más delgada.
- Con el sistema de control simultáneo de caudal y temperatura se lograron reducciones en el requerimiento de energía eléctrica hasta del 84,38% en la capa de café más delgada (20 cm).

- Con el sistema de control simultáneo de caudal y temperatura se lograron reducciones de costos de secado de 57,17% en la capa de 20 cm, de 36,50% en la capa de 30 cm de espesor, de 11,92% en la capa de 40 cm y de 15,96% en la capa de 54 cm, comparado con un sistema sin control de caudal y en las condiciones de secado de semilla.
- Con el sistema de control simultáneo de caudal y temperatura se logró un costo específico promedio que varió entre \$96,77 y \$123,46 por kilogramo de café pergamino seco, lo que indica que puede usarse secado mecánico del café con cargas menores a la nominal, sin incurrir en mayores costos.

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan su agradecimiento al profesor Esteban E. Rosero, del grupo de investigación en control industrial de la Universidad del Valle, y a la doctora Esther Cecilia Montoya Restrepo de la Disciplina de Biometría de Cenicafé, por sus asesorías. Así mismo, agradecen a los demás investigadores de la Disciplina de Ingeniería Agrícola y al personal del Taller de Mecánica, del Beneficiadero Experimental y de la Estación Central Naranjal por la colaboración en esta investigación.

LITERATURA CITADA

1. MONTILLA P., J.; ARCILA P., J.; ARITIZÁBALL., M.; MONTOYAR., E. C.; PUERTA Q., G. I.; OLIVEROS T., C. E.; CADENA G., G. Propiedades físicas y factores de conversión del café en el proceso de beneficio. Avances Técnicos Cenicafé No. 370:1-8. 2008.
2. FEDERACIÓN NACIONAL DE CAFETEROS DE COLOMBIA. Costos de producción de Café. 2009.

3. OLIVEROS T., C. E.; ROA M., G. Pérdidas de presión por el paso del aire a través del café pergamino, variedad baturra, dispuesto a granel. *Cenicafé* 37(1):23-37. 1986.
4. PARRA C., A.; ROA M., G.; OLIVEROS T., C. E. SECAFÉ Parte I: Modelamiento y Simulación Matemática en el Secado Mecánico de café Pergamino. *Revista Brasileña de Engenharia Agrícola e Ambiental* 12(4): 415-427. 2008.
5. PARRA C., A.; ROA M., G.; OLIVEROS T., C. E. SECAFÉ Parte II: Recomendaciones para el Manejo Eficiente de los Secadores Mecánicos de café Pergamino. *Revista Brasileña de Engenharia Agrícola e Ambiental* 12(4): 428-434. 2008.
6. ROA M., G.; OLIVEROS T., C. E.; ÁLVAREZ G., J.; RAMÍREZ G., C. A.; SANZ U., J. R.; DÁVILA A., M. T.; ÁLVAREZ H. J. R.; ZAMBRANO F., D. A., PUERTA Q., G. I.; RODRÍGUEZ V., N. Beneficio ecológico del café. *Cenicafé*, Chinchiná. 273 p. 1999.
7. ROA M., G.; OLIVEROS T., C. E.; PARRA C., A.; RAMÍREZ G., C. A. El secado mecánico del café. *Avances Técnicos Cenicafé* No. 282:1-8. 2000.
8. ZIEGLER, J. G.; NICHOLS, N. B. Optimum settings for automatic controllers. *Transactions of the ASME*. 64. pp. 759–768. 1942.