

Optimización energética de un secador radial de yuca

Antonio Bula*, Néstor Durango**
José Barrios*** y José Uscátegui***
Grupo de Investigación UREMA

Resumen

Con el fin de mejorar la eficiencia energética de un secador de yuca radial, se han llevado a cabo una serie de experimentos para determinar el consumo de energía eléctrica por unidad de masa de agua removida. En estos experimentos se han registrado los datos de temperatura de las paredes laterales y superior del secador, a la vez que la temperatura del medio ambiente. Se realizaron cálculos teóricos para determinar la transferencia de calor por convección y se compararon con datos experimentales, con el fin de determinar el radio crítico de aislante. Una vez realizadas las modificaciones se registró nuevamente el consumo energético, y se encontró una disminución del 46 %. El proceso de medición de consumo de energía se llevó a cabo manteniendo constantes la temperatura de secado, la velocidad de flujo del aire, el tiempo de secado, la masa que se iba a secar, y el tamaño y Forma de los trozos de yuca.

Palabras clave: Diseño de experimentos, secador, medio poroso, yuca, secado de alimentos.

Abstract

In order to improve the energy efficiency in a radial yucca dryer, a series of experiments have been carried out to determine the electric energy consumption per kilogram of water removed. The temperature at the side and top walls of the dryer have been registered as well as the environment temperature. Theoretical calculations were performed to estimate the heat transferred by convection and they were compared to experimental values in order to establish the critical radius for the insulation. Once the changes were made, the measurements showed that the energy consumption has decreased about 46%. The process was carried out keeping constant the drying temperature and time, the airflow, the mass to be dried, and size and shape of the pellets.

Key words: Design of experiments, dryer, porous media, yucca, food drying.

Fecha de recepción: 25 de septiembre de 2003
Fecha de aceptación: 10 de noviembre de 2003

* Ingeniero Mecánico, Universidad del Norte. Magíster y Ph.D., University of South Florida (USA).
abula@uninorte.edu.co

** Ingeniero Mecánico, Universidad del Norte. Magíster en Sistemas de Generación de Energías, Universidad del Valle. ndurango@uninorte.edu.co

*** Ingeniero Mecánico, Universidad del Norte.

1. SÍMBOLOS

D	Diámetro, m
Gr	Número de Grashoff
g	Gravedad, m/s^2
h	Coefficiente de transferencia de calor convectivo, $W/m^2\text{ }^\circ C$
I	Corriente, A
k	Conductividad térmica, $W/m\text{ }^\circ C$
L_c	Longitud característica, m
\overline{Nu}	Número de Nusselt promedio
P	Potencia, W
Pr	Número de Prandtl
Q	Calor, W
r	Radio, m
R	Resistencia térmica, $^\circ C/W$
Ra	Número de Raleigh
T	Temperatura en el infinito, $^\circ C$
\overline{T}	Temperatura promedio, $^\circ C$
V	Voltaje, V

Símbolos griegos

ν	Viscosidad cinemática, m^2/s^2
β	Coefficiente de expansión volumétrica, K^{-1}

Subíndices

CA	Con aislamiento
conv	Convectivo
cond	Conductivo
exterior	Exterior
interior	Interior
L_c	Evaluado en la longitud característica
P	Periférico
S	Superior
SA	Sin aislamiento
∞	Infinito

2. INTRODUCCIÓN

La yuca es una de los productos agrícolas más cultivados en Colombia, pero se degrada rápidamente una vez cosechada. Si se desea darle vida útil a este producto

perecedero, se debe realizar un proceso de secado, que por naturaleza es altamente consumidor de energía. Debido a las posibilidades de un rápido crecimiento de la producción de la yuca a nivel nacional y a la importancia de este producto a nivel regional, se observa la necesidad de ofrecer a los productores una alternativa de ayuda en el secado, que de manera económica, liviana y confiable disminuya las pérdidas por descomposición que se presentan por sobreproducción o problemas de transporte [5]. Esta solución es importante para la conservación de los alimentos, puesto que no se cuenta con sistemas que permitan mantener por largo tiempo los productos y muchas veces el propio clima no es favorable para dicha conservación.

Uno de los principales factores que se deben tener en cuenta para tal fin es la humedad del producto, ya que favorece la producción de hongos y bacterias que conllevan a la fermentación de dichos alimentos, lo cual origina ciertos químicos como alcohol, cetonas, ácidos carboxílicos, entre otros, que terminan siendo perjudiciales, puesto que descomponen el alimento. Debido a esto se hace necesario la adaptación de un sistema que pueda reducir dicha humedad, con lo cual se genera una mejor conservación de los productos. El sistema de secado escogido para la deshidratación de la yuca es un modelo de secador radial, que usa un ventilador de flujo radial para impulsar el aire calentado mediante una resistencia eléctrica [1]. Este proceso reduce la humedad de la yuca, con lo cual se disminuye el peso en un 50% en 5 horas de operación [2]. Para mejorar el funcionamiento del secador hay que reducir el consumo ahorro energético para aumentar su eficiencia, cumpliendo con requerimientos de seguridad, economía y ambientales. Igualmente, se desea optimizar el diseño del secador en cuanto a disminución de tiempo de secado. Esto generaría un ahorro energético y económico que ayudaría a incrementar la productividad, ya que con el secador artificial el período de secado podría reducirse a pocas horas, mientras que el secado natural tarda en épocas de radiación normal de 2 a 3 días.

Los procedimientos para optimizar la operación de hornos han sido ampliamente estudiados desde el mismo inicio de la Revolución Industrial [3], pero los procesos de transferencia de masa y de calor son complejos y se deben respaldar mediante la experimentación científica.

3. PROCEDIMIENTO

Para llevar a cabo este proceso de mejoramiento energético se realizaron diferentes pruebas al equipo, conservando constante ciertas variables propias del proceso de secado: tiempo, velocidad del aire, temperatura del aire, masa de yuca que se iba a secar, tamaño y forma de los trozos de yuca, tal como se realizaron en la referencia[2].

- **Preparación.** Para dar inicio al estudio se establecieron las condiciones de operación del equipo, con el fin de obtener el consumo energético del secador con una carga de 2 kilogramos de yuca en un tiempo total de 5 horas, manteniendo constante la temperatura en el interior del secador a 70 °C. Con el fin de evitar interferencia del medio ambiente debido a corrientes convectivas forzadas, se mantuvo el área de trabajo libre de corrientes de aire para simular transferencia de calor por convección libre únicamente [3]. La yuca se cortó en discos de máximo 1 cm de espesor, y luego cada disco fue cortado en 4 partes iguales, para posteriormente ser pesada e introducida en el contenedor.

- **Variables e instrumentos.** Una vez cargado y tapado el secador se procedió a medir las corrientes y voltajes de la resistencia eléctrica y del ventilador usando instrumentos eléctricos adecuados; se prefijó la temperatura en el interior del secador (70 °C) mediante un control de encendido apagado. La temperatura se midió con las termocuplas de contacto de un termo Higrómetro Omega HH-M25 dispuestas en la parte superior del secador y en su periferia; así mismo se obtuvo una lectura de la temperatura exterior.

- **Toma de datos.** Una vez instalados los equipos que se iban a usar se dio inicio a las pruebas, lo cual consistió en tomar medidas de corriente, voltaje y potencia de la resistencia eléctrica del secador, a la vez de tiempo encendido y tiempo apagado de dicha resistencia durante las 5 horas de la prueba. Por medio de termocuplas de contacto se midió la temperatura cada 15 minutos durante las 5 horas. Una vez alcanzado el tiempo de operación de cinco horas, se dio por finalizada la prueba y se pesó la yuca.

PRUEBAS REALIZADAS

- **Primera prueba:** Esta prueba se realizó con las condiciones iniciales del secador, es decir, sin aislamiento y con fugas de aire a través de los sellos de la tapa del secador.

- **Segunda prueba:** Se procedió de igual forma que la primera, pero teniendo cuidado de corregir las fugas que se presentaban en el secador.

- **Tercera prueba:** Secador con aislamiento térmico. Una vez determinados los coeficientes de película convectivos en la carcasa, y calculado el calor cedido al ambiente, se realizó el diseño correspondiente para aislar el secador con un material económico, que cumpliera con los requerimientos de diseño teóricos. El material seleccionado fue lana de vidrio. Luego de instalado el aislamiento en toda la carcasa se realizó la última prueba energética con el secador, para comparar los cálculos con la eficiencia energética real.

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

La tabla 1 presenta el día y la hora en que fueron realizadas las pruebas. Para mantener condiciones ambientales similares fue necesario hacer el trabajo en un lapso corto de tiempo. Las pruebas se llevaron a cabo entre el 1° de octubre y el 6 de diciembre del 2002. Esta misma tabla presenta los pesos iniciales y finales de la yuca procesada.

Tabla 1

Temperaturas para el secador sin aislamiento y con fugas (*primera prueba*)

Prueba	1	2	3
Fecha	01/10/200	10/10/200	06/12/200
Hora de	11: 15	12: 30	10: 30
Hora de primera	01: 13	02: 15	11: 07
Hora	04: 15	05: 30	03: 30
Peso	1800	1800	2000
Peso	803	859	834

La tabla 2 presenta la variación de la temperatura en el tiempo para los alrededores, en la pared superior y en la periferia para las tres pruebas realizadas. Los datos de tiempo son presentados en minutos, la temperatura en grados centígrados.

Tabla 2

Temperatura de paredes

Tiempo	Prueba 1			Prueba2			Prueba 3		
	T _{superior}	T _{periferia}	T _{ambiente}	T _{superior}	T _{periferia}	T _{ambiente}	T _{superior}	T _{periferia}	T _{ambiente}
0	29,7	29,8	29,9	30,3	30,3	30,3	29,4	29,4	28,3
15	30,1	29,9	29,7	45,2	44,4	30,3	33,3	29,9	28,3
30	42,3	40,2	29,8	48,6	46,9	30,3	40,7	32,8	28,4
45	45,2	45,2	30,0	48,2	49,5	30,5	41,7	33,9	28,8
60	48,8	49,4	29,9	50,0	51,8	30,5	41,1	34,6	28,6
75	51,3	51,9	29,9	49,5	53,4	30,4	39,8	34,7	28,6
90	53,3	54,1	29,9	49,3	54,6	30,4	38,9	34,8	28,6
105	55,1	55,8	30,1	49,2	54,6	30,6	38,6	35,0	28,6
120	55,4	56,4	30,1	48,9	54,7	30,5	38,0	35,1	28,6
135	55,3	56,8	30,0	50,0	55,8	30,5	37,4	35,2	28,6
150	54,8	56,6	30,3	50,4	56,6	30,5	37,4	35,6	28,6
165	54,1	56,8	30,1	50,7	56,5	30,0	37,1	35,2	28,5
180	54,2	56,8	30,2	50,4	57,0	30,4	36,6	35,2	28,3
195	55,0	57,5	30,2	52,6	57,4	30,4	36,0	35,0	28,4
210	54,6	56,6	30,3	55,9	57,6	30,4	35,5	35,1	28,1
225	54,7	57,3	30,8	56,8	57,3	30,3	35,2	35,0	28,6

240	55,0	57,2	30,4	56,8	57,5	30,2	35,0	35,0	28,4
255	55,0	57,1	30,7	56,4	57,5	30,4	34,8	35,1	28,4
270	55,1	57,3	30,5	56,7	57,5	30,3	34,7	43,5	28,4
285	55,4	57,6	30,4	56,4	57,8	30,1	34,5	35,0	28,5
300	55,1	57,6	30,4	56,7	57,8	30,1	34,4	34,9	28,7

Cálculo de pérdidas de calor [3]

Mediante el siguiente cálculo se halla el coeficiente de calor convectivo en la tapa (placa superior) y en la pared lateral (cilindro), teniendo en cuenta las dimensiones del equipo (diámetro y altura). El cálculo tipo se realizó para el secador con el aislamiento (tercera prueba).

Coefficiente de calor convectivo para la placa superior h_s :

Datos:

$$T_{\infty} = 28.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_s = 36.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$D = 0,434 \text{ m}$$

Para determinar las propiedades del fluido es necesario calcular la temperatura media a través de la ecuación 1:

$$\bar{T} = \frac{T_{\infty} + T_s}{2} \quad (\text{Ec. 1})$$

Remplazando los valores,

$$\bar{T} = \frac{28.5 + 36.7}{2} = 32.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\bar{T} = 305.6 \text{ K}$$

Determinamos las propiedades del aire a $\bar{T} = 305.6 \text{ K}$.

$$\nu = 16.25 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0.02666 \text{ W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$$

$$Pr = 0.695$$

$$\beta = 3.31 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

La longitud característica está dada en función de la ecuación 2:

$$L_c = \frac{D}{4} \quad (\text{Ec. 2})$$

Remplazando valores,

$$L_c = \frac{0.4341}{4} = 0.1085m$$

El número de Grashof se evalúa a partir de la ecuación 3:

$$Gr_{Lc} = \frac{g \cdot L_c^3 \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty)}{\nu^2} \quad (\text{Ec. 3})$$

Remplazando valore numéricos,

$$Gr_{Lc} = \frac{9.8 \left(\frac{m}{s^2}\right) \cdot (0.1085 \text{ m})^3 \cdot (3.31 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ K^{-1}) \cdot (36.7 - 28.5)K}{(16.25 \times 10^{-6})^2 \left(\frac{m^2}{s}\right)^2}$$

$$Gr_{Lc} = 1.287509 \times 10^6$$

El número de Raleigh se evalúa a partir de la ecuación 4:

$$Ra = Gr_{Lc} \cdot Pr \quad (\text{Ec. 4})$$

Remplazando valores,

$$Ra = (1.287509 \times 10^6) \cdot (0.695) = 8.948 \times 10^5$$

Con el número de Raleigh calculado procedemos a determinar el número de Nusselt a partir de la ecuación 5:

$$\overline{Nu} = 0.54 \cdot (8.948 \times 10^5)^{\frac{1}{4}} \quad (\text{Ec. 5})$$

Remplazando valores,

$$\overline{Nu} = 0.54 \cdot Ra^{\frac{1}{4}} = 16.60$$

Con el número de Nusselt, y teniendo en cuenta su definición, dada por la ecuación 6, calculamos el valor del coeficiente de transferencia de calor convectivo:

$$\overline{Nu} = \frac{h_s \cdot L_c}{k} \quad (\text{Ec. 6})$$

Despejando,

$$h_s = \frac{\bar{Nu} \cdot k}{L_c}$$

Remplazando valores,

$$h_s = \frac{16.6 \cdot (0.02666) \left(\frac{W}{m^{\circ}C} \right)}{(0.1085 \text{ m})} = 4.08 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

Con el valor del coeficiente de transferencia de calor convectivo podemos determinar la cantidad de calor que se transfiere a través de la tapa superior del secador por medio de la ecuación 7:

$$Q_s = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot h_s \cdot (T_s - T_{\infty})}{4} \quad (\text{Ec. 7})$$

Remplazando valores,

$$Q_s = \frac{3.1416 \cdot (0.4341 \text{ m})^2 \cdot 4.08 \left(\frac{W}{m^{\circ}C} \right) \cdot (36.7 - 28.5)^{\circ}C}{4} = 4.95 \text{ W}$$

Coefficiente de calor convectivo en la periferia h_p :

Datos:

$$T_x = 28.5^{\circ}C$$

$$T_p = 34.4^{\circ}C$$

$$D = 0.434 \text{ m}$$

Calculamos la temperatura media para determinar las propiedades del fluido en función de la siguiente expresión:

$$\bar{T} = \frac{T_{\infty} + T_p}{2}$$

Remplazando valores,

$$\bar{T} = \frac{28.5 + 34.4}{2} = 31.45^{\circ}C$$

$$\bar{T} = 304.45 \text{ K}$$

Determinamos las propiedades del aire a $\bar{T} = 304.45^\circ\text{K}$.

$$\nu = 16.13 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$k = 0.02658 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$Pr = 0.707$$

$$\beta = 3.31 \times 10^{-3}$$

La longitud característica se obtiene de la siguiente expresión:

$$L_c = \text{altura} + 2 \text{ espesor del aislamiento} \quad (\text{Ec. 8})$$

Remplazando valores,

$$L_c = 0.154 \text{ m} + 2(0.054 \text{ m}) = 0.2556 \text{ m}$$

Con estos datos se procede a calcular el número de Grashoff :

$$Gr_{L_c} = 1.202855 \times 10^7$$

El número de Raleigh:

$$Ra = 8.5041 \times 10^6$$

El número de Nusselt:

$$\bar{Nu} = 31.86$$

El coeficiente de transferencia de calor convectivo en la periferia:

$$h_p = 3.31 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

El flujo de calor a través de la periferia se calcula de la ecuación 9:

$$Q_p = \pi \cdot D \cdot L \cdot h_p \cdot (T_p - T_\infty) \quad (\text{Ec. 9})$$

Remplazando,

$$Q_p = \pi \cdot (0.434 \text{ m}) \cdot (0.2556 \text{ m}) \cdot \left(3.31 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right) \cdot (34.4 \text{ } ^\circ\text{C} - 28.5 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$Q_p = 8.40 \text{ w}$$

La tabla 3 compara las pérdidas de calor en vatios para las tres pruebas, tomando como base la temperatura en las paredes al final del proceso.

Tabla 3
Comparación de pérdidas de calor

Prueba	Q _{superior}	Q _{periferia}
1	16.87	25.84
2	15.58	25.68
3	4.95	8.4

Cálculo teórico del porcentaje de reducción de calor

El espesor crítico determinado fue de 5 centímetros; más allá de este valor se incrementa la transferencia de calor y la cantidad de material aislante. Teniendo como base los datos obtenidos para la primera prueba, se calculó el calor a través del aislante, con el fin de determinar teóricamente el funcionamiento de éste. Para ello se asumió que las temperaturas alcanzadas serían las mismas que la del sistema sin aislante. A continuación se presentan los datos medidos para la primera prueba, tomando para ello los datos de temperatura al final del proceso:

$$h_p = 5.29 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h_s = 5.13 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$T_{int} = 70.0 \text{ } ^\circ C$$

$$T_p = 53.63 \text{ } ^\circ C$$

$$T_\infty = 30.35 \text{ } ^\circ C$$

$$Q_p = 25.86 \text{ } W$$

$$Q_s = 15.58 \text{ } W$$

$$Q_s$$

Para el sistema con lana aislante de vidrio, se llevan a cabo los cálculos de calor; para ello se requiere el valor de la conductividad térmica de este material:

$$k = 0,035 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

Para el cálculo del calor se utilizó la aproximación de esquema eléctrico, pero debido a la incertidumbre sobre las condiciones de flujo dentro del secador, se dejó por fuera el cálculo de la resistencia debido a la transferencia de calor convectiva interna. La cantidad de calor que se tiene a través del sistema se obtiene de la ecuación 10:

$$Q = \frac{T_{int} - T_{\infty}}{R_{cond} + R_{conv}} \quad (\text{Ec.10})$$

Para la periferia, la resistencia térmica generada por el aislante se obtiene de la ecuación 11:

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_{exterior}}{r_{interior}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot (altura)} \quad (\text{Ec.11})$$

Remplazando valores numéricos,

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{0.2678 \text{ m}}{0.2170 \text{ m}}\right)}{2\pi\left(0.035 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}\right)(0.154 \text{ m})} = 6.21^{\circ}\text{C}_W$$

La resistencia térmica generada por el coeficiente de transferencia de calor convectivo se obtiene de la ecuación 12:

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (\text{Ec. 12})$$

Remplazando,

$$R_{conv} = \frac{1}{\left(5.29 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}\right) \cdot 2 \cdot \pi \cdot (0.267886 \text{ m}) \cdot (0.154 \text{ m})} = 0.73^{\circ}\text{C}_W$$

El calor se obtiene ahora de la ecuación 9:

$$Q_p = \frac{(70 - 30.35)^{\circ}\text{C}}{(6.21 + 0.7292) \frac{\text{C}}{\text{W}}} = 5.70 \text{ W}$$

Con estos datos se puede calcular el porcentaje de reducción del calor a través de las paredes:

$$100 \times \left(\frac{Q_{SA} - Q_{CA}}{Q_{SA}}\right) = 100 \times \left(\frac{25.86 \text{ W} - 5.70 \text{ W}}{25.86 \text{ W}}\right) = 77\%$$

Para la placa superior, la resistencia térmica generada por la lana de vidrio:

$$R_{cond} = \frac{L}{KA} = \frac{0.0508 \text{ m}}{\left(0.035 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}\right) \frac{\pi}{4} (0.4341 \text{ m})^2} = 9.8 \text{ }^{\circ}\text{C}_W$$

La resistencia térmica generada por el coeficiente de transferencia de calor convectivo:

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} = \frac{1}{\left(5.13 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}}\right) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0.4341 \text{ m})^2} = 1.31 \text{ }^{\circ}\text{C}_W$$

El calor que se transfiere se evalúa por medio de la ecuación 10:

$$Q_s = \frac{(70.0 - 30.35) \text{ }^{\circ}\text{C}}{(9.8 + 1.31) \frac{\text{ }^{\circ}\text{C}}{\text{W}}} = 3.56 \text{ W}$$

La reducción sería del siguiente orden:

$$100 \times \left(\frac{Q_{SA} - Q_{CA}}{Q_{SA}} \right) = 100 \times \left(\frac{15.58 - 3.56}{15.58} \right) = 77\%$$

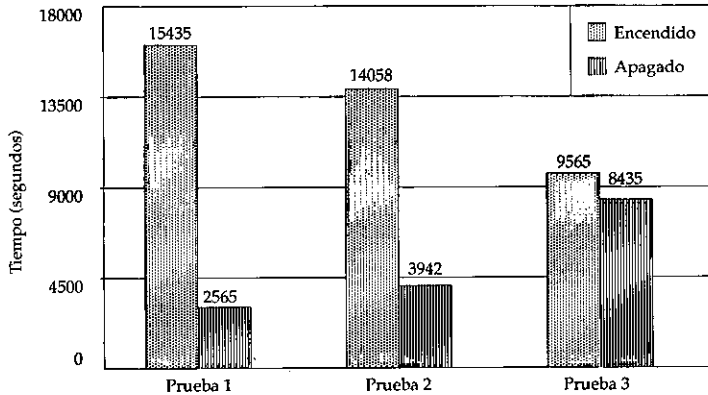
Cálculo de la potencia consumida por el ventilador

Las condiciones de operación exigen que el ventilador se encuentre operando constantemente mientras el secador se encuentre cargado, con el fin de remover la humedad del producto. Por esta razón, la potencia consumida por el ventilador es independiente de la operación de la resistencia, y el consumo energético es constante para las pruebas realizadas debido a que la duración fue la misma. Esta potencia debe ser añadida a la de la resistencia:

$$P = V \cdot I = 6.4 \times 1.42 = 9 \text{ watts}$$

Cálculo de potencia consumida por la resistencia

Para calcular el consumo energético por kilogramo de yuca secada, primero se obtuvo la potencia consumida por la resistencia eléctrica, la cual es constante. Esta potencia consumida es de 0.48 kW. Posteriormente se obtuvo el tiempo durante el cual estuvo circulando corriente a través de la resistencia y se multiplicó por la potencia, y de esta manera se obtuvo la energía consumida. La figura presenta las diferencias existentes entre el tiempo encendido y apagado para las diferentes pruebas.



Comportamiento del tiempo encendido y apagado de la resistencia eléctrica para las diferentes pruebas realizadas

Tabla 4
Datos obtenidos de la prueba

	Prueba		
	1	2	3
Tiempo de operación, segundos	18000	18000	18000
Potencia promedio del ventilador, kW	0,009	0,009	0,009
Tiempo de operación de la resistencia, segundos	15435	14058	9555
Potencia promedio de la resistencia, kW	0,48	0,48	0,48
Energía consumida, kg	0,997	0,941	1,166
Energía consumida por kilogramo de agua removida, kWh/kg	2,11	2,04	1,13

La tabla 4 presenta los tiempos, la potencia y la energía consumida en cada una de las pruebas. También se presenta la cantidad de humedad removida en el proceso, y el indicador de cantidad de energía consumida por unidad de masa de agua removida.

Tiempo de conmutación

Tabla 5
Tiempo de conmutación de las pruebas realizadas

Prueba	Tiempo (seg.)	Porcentaje respecto al tiempo total de operación
1	5700	31,67
2	5250	29,17
3	2220	12,33

Otro parámetro importante en el diseño de un secador es el tiempo requerido para llegar a la temperatura de secado. La tabla 5 muestra este tiempo de la primera conmutación, es decir, el tiempo que tardó cada prueba en llegar al valor prefijado de 70 °C.

CONCLUSIONES

- Con la introducción del aislante térmico se mejoró la eficiencia energética del secador, pasando de un consumo de energía eléctrica de $2.11 \frac{kWh}{Kg}$ hasta $1.13 \frac{kWh}{Kg}$, lo cual representa un ahorro del 46 %.
- Las pérdidas de calor por convección se redujeron al aislar el secador, debido a que las temperaturas superficiales disminuyeron; esto hace que el coeficiente de transferencia de calor por convección se reduzca, y con ello disminuyen las pérdidas y aumenta la eficiencia del equipo.
- El secador aislado reduce el tiempo para llegar a la temperatura prefijada del equipo, por lo tanto se necesita menos consumo de energía para llegar al estado estable.
- Para una misma cantidad en peso de yuca se puede obtener una reducción de humedad en menor tiempo con el secador aislado con respecto al estado inicial del secador.

Referencias

- [1] FERRANS, O. & QUINTERO, H., Construcción de un modelo de secador de yuca usando flujo radial de aire caliente mediante resistencia eléctrica. *Reporte de Investigación & Desarrollo*. Barranquilla: Universidad del Norte, 2000.
- [2] MORENO, Y. & PÉREZ, H., Análisis y caracterización de las variables que inciden en el proceso de secado artificial de yuca, en un modelo de secador de flujo radial. *Reporte de Investigación & Desarrollo*. Barranquilla: Universidad del Norte, 2001.
- [3] HOLMAN, H. P., *Transferencia de calor*, 3ª ed. México: MacGraw-Hill, 1978.
- [4] KERN, D., *Procesos de transferencia de Calor*. México: Continental, 1976.
- [5] BEST, Rupert & GÓMEZ, Guillermo, Secamiento natural de la yuca para la alimentación animal. Cali (Colombia): Centro Internacional de Agricultura Tropical. Serie 04SC-07.01. Abril, 1983.