

En español

Montaje y puesta en marcha de un secador por lotes semiautomático de bandejas por aire caliente

Edgar Mauricio Vargas Solano¹ y Fredy Alexander Garzón Rodríguez²

RESUMEN

El diseño de equipos especiales realizados a la medida y que apoyen tanto la docencia como la investigación en ingeniería es una interesante alternativa para disminuir costos y para que el conocimiento y la tecnología se apropien localmente, facilitando su adaptación a las necesidades del entorno y disminuyendo la dependencia tecnológica. En este trabajo se diseñó, construyó y puso en marcha un secador semiautomático de bandejas por aire caliente semiautomático, siguiendo las etapas de ingeniería. El secador es controlado por medio de Microsoft Visual Basic y permite simular las condiciones ambientales (temperatura y humedad) de cualquier parte del país (Colombia). Para realizar la validación del equipo se hicieron curvas de secado de plátano variedad Dominico Hartón a dos temperaturas (50 y 70 °C), por duplicado.

Palabras clave: diseño secador, aire caliente, bandejas, curvas de secado, plátano, Dominico Hartón.

Recibido: junio 16 de 2009

Aceptado: junio 25 de 2010

Introducción

La deshidratación es una técnica muy ampliamente utilizada en la industria de los alimentos debido a sus grandes beneficios, entre los que se encuentran la pérdida de peso y la reducción en el contenido de humedad. Debido a lo anterior, se facilita el transporte de la matriz sometida a la deshidratación, al igual que se prolonga su vida útil por la reducción de la actividad de agua a un punto en el cual el crecimiento microbiano y las reacciones enzimáticas se reducen a un mínimo. Existen diferentes métodos para secar los alimentos, pero el secado por aire caliente es el usado comúnmente debido a su sencillez y bajo costo de operación, siendo excelente para deshidratar alimentos como frutas, hierbas, granos y hortalizas (Treybal, 2000).

Existe en el mercado una gran oferta de equipos a escala de laboratorio para ilustrar diversas operaciones unitarias y apoyar la docencia en ingeniería. Estos equipos, de costo elevado, suelen ser poco versátiles, en el sentido de que el usuario sólo puede realizar un conjunto limitado de experimentos con cada equipo; además son cajas negras, ya que no se conoce su funcionamiento interno y cualquier reparación hay que hacerla con la casa matriz, lo que eleva ostensiblemente los costos de mantenimiento.

In English

Designing, assembly and start up for a semiautomatic hot-air tray dryer

Edgar Mauricio Vargas Solano³ and Fredy Alexander Garzón Rodríguez⁴

ABSTRACT

Designing specific equipment as a teaching and investigation tool in engineering is an interesting alternative for reducing costs and contributing towards local appropriation of knowledge and technology. It makes adaptation to the environment easier and reduces technology dependency. This work shows how a semiautomatic hot-air tray-dryer was designed, built and brought into operation, describing the pertinent engineering stages. The dryer was controlled by using Microsoft Visual Basic and could simulate environmental conditions (temperature and humidity) anywhere in Colombia. Drying curves for Dominico Hartón variety banana were made for two temperatures (50°C and 70°C), in duplicate, to validate the equipment.

Keywords: dryer design, hot air, tray, drying curve, banana, Dominico Hartón.

Received: jun 16th 2009

Accepted: jun 25th 2010

Introduction

Dehydration is a widely-used technique in the food industry because of its great benefits, such as weight-loss and reduced humidity content. These conditions facilitate the transportation of the dehydrated product and extend its shelf-life as a consequence of water activity being reduced to a level in which microbial growth and enzymatic reactions become minimised. Different methods are used in drying foods but hot air is commonly used because of its simplicity and low operation costs. Besides, they are excellent systems for dehydrating food like fruits, herbs, grains and vegetables (Treybal, 2000).

There is a broad supply of laboratory-scale equipment on the market to illustrate varied unit operations and contribute towards teaching in engineering. Such equipment is expensive and has not been adapted to different operating conditions thereby limiting the user to run only certain types of experiments in each system. Besides, they are black boxes, meaning that intern operation is unknown and any repair must be made at the manufacturer headquarters, ostensibly increasing maintenance costs.

¹ Ingeniero Químico. M.Sc. en Ingeniería Química, Universidad Industrial de Santander (UIS), Santander, Colombia. Profesor Asociado, Facultad de Ciencias Naturales e Ingeniería, Universidad Jorge Tadeo Lozano, Bogotá, Colombia. edgar.vargas@utadeo.edu.co

² Ingeniero de alimentos, Universidad Jorge Tadeo Lozano, Bogotá, Colombia. fredygarzonrodriguez@yahoo.com

³ Chemical Engineering. M.Sc. Chemical Engineering, Universidad Industrial de Santander (UIS), Santander, Colombia. Associate Professor, Faculty of Natural Sciences and Engineering, Universidad Jorge Tadeo Lozano, Bogotá, Colombia. edgar.vargas@utadeo.edu.co

⁴ Food Engineering, Universidad Jorge Tadeo Lozano, Bogotá, Colombia. fredygarzonrodriguez@yahoo.com

En español

Surge entonces la oportunidad de enfrentar el desarrollo de este tipo de sistemas en un ambiente académico, con un equipo liderado por un profesor y apoyado por estudiantes de último semestre de la carrera, utilizando el espacio de su proyecto de grado para realizarlo. De esta forma, se pueden obtener equipos altamente versátiles, interconectables entre sí, con calidad comercial, apropiación tecnológica y a menor costo (Vargas, 2004).

Este trabajo tiene como fin mostrar el proceso de diseño y puesta en marcha de un secador semiautomático de bandejas por aire caliente que pueda simular cualquier condición ambiental de Colombia y además realizar una gran cantidad de prácticas experimentales para apoyar diversas asignaturas de ingeniería y la investigación asociada a estos procesos.

Desarrollo experimental

Para empezar el proceso de diseño del secador se inició por establecer los límites de las variables a controlar de tal forma que cumplieran con la condición de alta versatilidad

Los límites de las variables se establecieron de la siguiente forma:

- *Temperatura:* ambiente a 70 °C (de acuerdo a las temperaturas máximas usadas en el secado de alimentos).
- *Velocidad de aire:* de 1 a 4,1 m/s (promediando las velocidades de aire usadas por secadores comerciales empleados industrialmente).
- *Tipos de flujo:* radial y transversal.
- *Humedad absoluta:* 0,009019 - 0,029160 kg agua / kgAs (según las humedades promedio y máximas de las principales ciudades del país reportadas por el Ideam).

Luego se procedió a determinar el grado de automatización que se requeriría para apoyar tanto la docencia como la investigación en la universidad, sin salirse del presupuesto asignado para el proyecto; se escogió lo siguiente: controlar de forma manual tanto el caudal de aire como su velocidad y el tipo de flujo de secado (radial o tangencial); controlar en forma automática y en tiempo real la temperatura del aire de secado y en forma indirecta su humedad relativa; sensar en forma automática y en tiempo real la pérdida de peso de la muestra a deshidratar y la temperatura en las diferentes secciones del secador (sección de alimentación del aire, sección de calentamiento y salida de la cámara de secado), y en forma manual las humedades relativas en las diversas secciones del sistema de secado (sección de alimentación del aire, sección de calentamiento y salida de la cámara de secado), esto último con el fin que los estudiantes pudieran realizar los balances de masa y energía en el proceso, utilizando las cartas psicrométricas para el aire. A continuación se describen los módulos del sistema de secado

Módulo de deshumidificación

El sistema de deshumidificación funciona enfriando el aire hasta condiciones de rocío, logrando condensar el agua presente en la mezcla de aire húmedo y bajando así su humedad absoluta hasta el punto deseado. La remoción del calor requerida se hace por medio de un intercambiador aleteado y un ciclo mecánico de refrigeración. A continuación se muestran los procedimientos empleados para dimensionar las partes necesarias en este módulo.

In English

There is thus an opportunity for developing this kind of system in an academic environment with a team led by a professor and supported by a group of last-semester students using their undergraduate project requirement to do so. Highly adaptable, interconnected equipment can thus be made having high commercial quality, technological appropriation and at lower cost (Vargas, 2004).

The object of this document was to show the design and start up of a semiautomatic hot-air tray dryer that could simulate any environmental condition in Colombia and also carry out a large number of experimental practices to support the different engineering and investigation subjects involved in this kind of process.

Experimental development

Control variable limits were established at the start of the dryer design to fulfil the condition regarding high adaptability, as follows:

- 70°C room temperature (fixed according to maximum temperatures used in drying foodstuffs);
- 1 to 4.1 m/s air speed (fixed according to the air speed used by commercial dryers in industry);
- Radial and tangential flow; and
- 0.009019 - 0.029160 water Kg / dry air Kg absolute humidity (established according to mean and maximum humidity values in the main Colombian cities supplied by IDEAM).

The level of automation was fixed to support teaching and investigation in the university and taking into account the budget assigned for the project. The chosen option was manual control of air-flow and its speed and the type of drying flow (radial or tangential). This was to automatically control (in real-time) drying air temperature and indirectly its relative humidity, for automatically sensing dehydrated sample weight loss and temperature in real-time and to manually sense the relative humidity in different sections of the dryer (drying chamber air feed, heating and discharge sections) to allow students to make mass and energy balances from the process using psychrometric charts. The drying system units are detailed below.

Dehumidifying unit

A dehumidifying system works by cooling air to its dew point, condensing the water present in the wet air and lowering its absolute humidity to the desired point. Heat is removed by a fin heat exchanger and a mechanical refrigeration cycle. The procedures used for establishing the sizes of the parts of the unit are shown below.

En español

Cálculo del volumen húmedo

Se efectuó usando la siguiente ecuación:

$$v_H = 8315 \left(\frac{1}{M_B} + \frac{Y'}{M_A} \right) \frac{t_G + 273}{p_t} \quad (1)$$

donde:

M_A , peso molecular del agua = 18,02 g/mol

M_B , peso molecular del aire = 28,97 g/mol

t_G , temperatura del aire en °C = 20 °C

P_t , presión total en Pa = 74660,5 (presión de Bogotá)

v_H , volumen húmedo en m³ de mezcla/kg aire

Cálculo del flujo volumétrico

$$C = ((h * l) - Ab) * V \quad (2)$$

donde:

C, flujo volumétrico (m³/s)

h, altura del túnel en la cámara de secado (m)

l, ancho del túnel en la cámara de secado (m)

Ab, área transversal de las bandejas (m²)

V, velocidad en el túnel (m/s)

Cálculo del flujo másico

$$G = \frac{C}{v_H} \quad (3)$$

donde:

G, flujo másico de aire seco a enfriar (kg/s)

C, flujo volumétrico de aire (m³/s)

Cálculo del calor a remover del aire

Se determinó usando la siguiente ecuación del balance de energía.

$$Q_r = G.(H_s - H_e) \quad (4)$$

donde:

Q_r , calor a retirar del aire (kJ/s)

H_s , entalpia de salida del aire (kJ/kg de aire seco)

H_e , entalpia de entrada del aire (kJ/kg de aire seco)

G, flujo másico de aire seco/s

Las ecuaciones anteriores se tomaron de Treybal (2000)

Área del intercambiador de calor

Se estableció usando la ecuación y tabla.

$$S = \frac{Q_r}{h * \Delta T_m} \quad (5)$$

donde:

S, área del intercambiador (m²)

Q_r , calor a retirar del aire (kJ/s)

h, coeficiente de transferencia de calor (convección forzada) (W/m².K)

ΔT_m , diferencia media logarítmica entre el refrigerante y el aire K.

In English

Wet volume calculation

This was determined by using the following equation:

$$v_H = 8315 \left(\frac{1}{M_B} + \frac{Y'}{M_A} \right) \frac{t_G + 273}{p_t} \quad (1)$$

Where:

M_A , water molecular weight = 18.02 g/mol

M_B , air molecular weight = 28.97 g/mol

t_G , air temperature in °C = 20°C

P_t , total pressure in Pa = 74,660.5 (Bogotá's barometric pressure)

v_H , wet volume in mix m³/air kg

Volumetric flow calculation

$$C = ((h * l) - Ab) * V \quad (2)$$

Where:

C, volumetric flow in m³/s

h, tunnel height from the drying chamber in m

l, tunnel width from the drying chamber in m

Ab, cross-sectional tray area in m²

V, tunnel air speed in m/s.

Mass flow calculation

$$G = \frac{C}{v_H} \quad (3)$$

Where:

G, dry air mass flow to be cooled in kg/s

C, volumetric air flow in m³/s

Heat removal calculation

This was determined by using the following equation from the energy balance:

$$Q_r = G.(H_s - H_e) \quad (4)$$

Where:

Q_r , heat removal from air in kJ/s

H_s , out enthalpy from air in kJ/dry air kg

H_e , in enthalpy from air in kJ/dry air kg

G, mass flow of dry air in kg/s

All these equations were taken from Treybal (Treybal, 2000).

Heat exchanger area

This was determined by using the following equation and table.

$$S = \frac{Q_r}{h * \Delta T_m} \quad (5)$$

Where:

S, heat exchanger area in m²

Q_r , heat removal from air in kJ/s

h, heat transfer coefficient (forced convection) in W/m².K

ΔT_m , mean logarithmic difference between refrigerant and air in K

En español

El coeficiente de transferencia de calor se fijó en 19 Kcal/h.K.m² o 22 W/m².K de acuerdo a la velocidad del aire y el tipo de intercambiador según la tabla de proveedores.

La anterior ecuación fue tomada de Romano (1968)

Trabajo del compresor

Se calculó realizando el balance de energía en la etapa de compresión de un ciclo típico de refrigeración mecánica.

$$Wc = h3 - h2 \quad (6)$$

donde:

Wc, trabajo suministrado por el compresor (kJ/kg de refrigerante)
h3, entalpia después de la compresión (kJ/kg de refrigerante)
h2, entalpia antes de la compresión (kJ/kg de refrigerante)

$$Pc = \frac{Wc * m}{0.6} \quad (7)$$

donde:

Pc, potencia del compresor (kW)
m, flujo másico (kg/s)
0.6, eficiencia del compresor.

La temperatura de entrada al compresor se definió en 4,5 °C y a la salida de 32,2 °C. El refrigerante utilizado es el R-12.

Las ecuaciones se tomaron de Roy (2001).

Sistema de calentamiento

Para el calentamiento del aire se emplearon resistencias eléctricas aleteadas con el fin de mejorar la transferencia de calor, y se dispusieron de manera que el flujo de aire siempre fuera transversal a ellas. Se hizo el cálculo utilizando la siguiente ecuación:

$$KW_r = \frac{Cfm * \Delta T}{2500} \quad (8)$$

donde:

KWr, Kilo Watts requeridas por las resistencias.
Cfm, Metros cúbicos por minuto de aire.
 ΔT , Delta de temperatura en grados Fahrenheit.

La ecuación anterior se tomó de Omega Engineering Product Manuals Heaters (1995).

Sistema de humidificación

El sistema de humidificación del aire está compuesto por un tanque de agua calentado por una resistencia eléctrica. La resistencia proporciona la energía necesaria para evaporar el agua requerida en la humidificación del aire. La potencia de la resistencia fue calculada teniendo en cuenta la cantidad de agua necesaria para lograr el límite superior de humedad establecido, partiendo de las condiciones ambientales de Bogotá.

$$B_{evap} = G * (Y_s - Y_e) \quad (9)$$

donde:

B_{evap}, cantidad de agua a evaporar (kg/s)

In English

The heat transfer coefficient was fixed as 19 Kcal/h.K.m² or 22 W/m².K according to air speed and type of heat exchanger from the supplier's table. The equation was taken from Romano (Romano, 1968).

Compressor work

This was stated using the energy balance in the compression stage of a typical mechanical refrigeration cycle.

$$Wc = h3 - h2 \quad (6)$$

Where:

Wc, work supplied by the compressor in kJ/ refrigerant kg
h3, enthalpy after compression in kJ/refrigerant kg
h2, enthalpy before compression in kJ/ refrigerant kg

$$Pc = \frac{Wc * m}{0.6} \quad (7)$$

Where:

Pc, compressor power in kW
m, mass flow in kg/s
0.6, compressor efficiency.

The temperature at the compressor entry was fixed at 4.5°C and 32.2°C at the exit. R-12 refrigerant was used.

The equations were taken from Roy (Roy, 2001).

Heating system

Electric fin resistance was used to heat the air to improve heat transfer and arranged in such a way that airflow was always crossed. It was calculated by the following equation:

$$KW_r = \frac{Cfm * \Delta T}{2500} \quad (8)$$

Where:

KWr, kilo watts required by resistance
Cfm, air cubic meters per minute
 ΔT , temperature interval in Fahrenheit

The equation was taken from Omega Engineering Product Manuals - Heaters (1995).

Humidifying system

The humidifying system consisted of a water tank heated by electric resistance. The resistance supplied the energy required for evaporating the amount of water necessary to humidify the air. Resistance power was calculated by taking into account the amount of water required to reach the upper limit of previously-established humidity (Bogotá's environmental conditions).

$$B_{evap} = G * (Y_s - Y_e) \quad (9)$$

Where:

B_{evap} amount of water to be evaporated in kg/s

En español

G , flujo másico de aire (kg aire seco/s)
 Y_s , humedad absoluta a la salida del sistema de humidificación (kg de agua/kg de aire seco)
 Y_e , humedad absoluta a la entrada del sistema de humidificación (kg de agua/kg de aire seco).

$$P_H = B_{evap} * \Delta H * 1.15 \quad (10)$$

donde:

P_H , potencia de las resistencias de inmersión (kJ/s)
 ΔH , calor latente de evaporación (kJ/kg de agua y 1,15 por el 15% de pérdidas).

Sistema de propulsión de aire

El sistema de propulsión de aire se calculó realizando el balance de energía mecánica en el secador (puntos 1 y 2) para fluidos no compresibles, debido a que la densidad del aire en el equipo no varía considerablemente. El sistema seleccionado se puede ver en la figura 1.

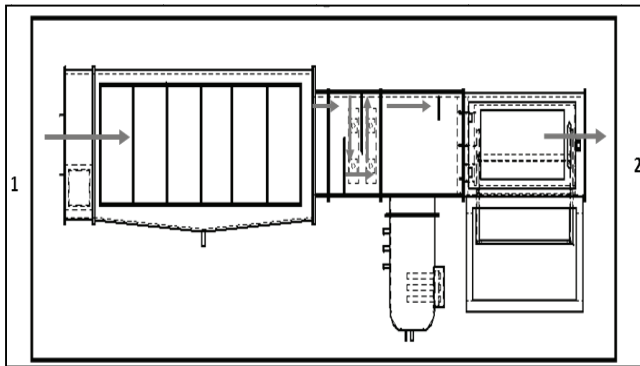


Figura 1. Balance de energía mecánica.

Pérdidas en tubería recta

Se calcularon utilizando la siguiente ecuación:

$$h_{Lt} = f_{Darcy} \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g_c} \quad (11)$$

donde:

h_{Lt} , pérdidas en tubería recta (J/kg)
 f_{Darcy} , factor de fricción de Darcy (obtenido del diagrama de Moody)
 L , longitud de la tubería (m)
 D , diámetro equivalente (m)
 V , velocidad del aire (m/s)
 g_c , 1 kg.m.N/s²

Pérdidas en accesorios

Para estimar las pérdidas en accesorios se empleó la ecuación:

$$h_s = k_s \frac{v^2}{2g_c} \quad (12)$$

donde:

h_s , pérdidas en obstáculos o aditamentos en J/kg
 k_s , coeficiente de pérdidas (según el caso)

In English

G , air flow mass in dry air kg /s
 Y_s , absolute humidity at the humidifier system's water exit in kg/dry air kg
 Y_e , absolute humidity at the humidifier system's water entry in kg/dry air kg

$$P_H = B_{evap} * \Delta H * 1.15 \quad (10)$$

Where:

P_H , power of immersion resistance kJ/s
 ΔH , latent heat of evaporation in kJ/water kg, 15% loss

Air propulsion system

The air propulsion system was calculated by mechanical energy balance in the dryer (points 1 and 2) for non-compressible fluids, because the air density in the equipment did not change considerably. The selected system can be seen in Figure 1.

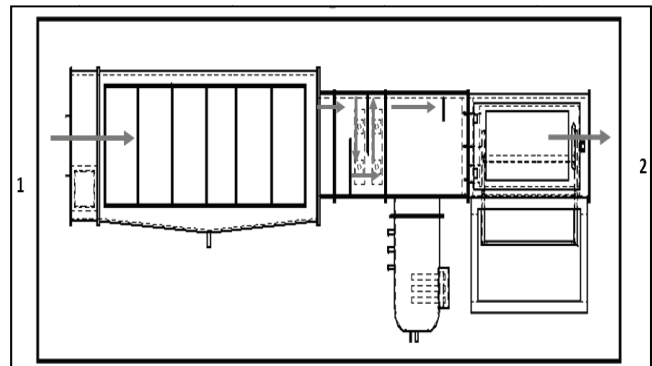


Figure 1: Mechanical energy balance

Losses in straight pipelines

These were calculated by using the following equation:

$$h_{Lt} = f_{Darcy} \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g_c} \quad (11)$$

Where:

h_{Lt} , losses in straight pipelines in J/kg
 f_{Darcy} , Darcy's friction factor (from Moody's diagram)
 L , piping length in m
 D , equivalent diameter in m
 V , air speed in m/s
 g_c , 1 kg.m.N/s²

Losses in accessories

The following equation was used to estimate losses in accessories:

$$h_s = k_s \frac{v^2}{2g_c} \quad (12)$$

Where:

h_s , losses in obstacles or accessories in J/kg
 k_s , loss coefficient (depending on the case)

En español

v , velocidad en m/s
 g_c , 1 kg.m.N/s²

- Coeficiente de pérdidas en expansión brusca:

$$K = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 \quad (13)$$

donde:

d_1 , diámetro sección pequeña en m
 d_2 , diámetro sección grande en m.

- Coeficiente de pérdidas en contracción brusca:

$$K = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right) \quad (14)$$

- Coeficiente de pérdidas por giro de 90°: $K = 1.25$

Las ecuaciones anteriores se tomaron de Crane (1987).

Pérdidas en intercambiadores de la sección de deshumidificación

Las pérdidas en los intercambiadores fueron determinadas de acuerdo a la siguiente ecuación.

$$\Delta P = \zeta \cdot n \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (15)$$

donde:

ΔP , caída de presión (N/m²)

ζ , coeficiente de resistencia

n , número de filas de tubos en la dirección del movimiento

P , densidad (kg/m³)

v , velocidad del aire (m/s).

La ecuación anterior se tomó de Romano (1968).

El coeficiente de resistencia se determinó utilizando la tabla 1 y la gráfica de la figura 2. Se tomó el tipo de tubo número III debido a la similitud dimensional con el intercambiador diseñado y se estimó interpolando con el número de Reynolds (diámetros equivalentes y radio hidráulico) calculado en la gráfica de la figura 2.

Tabla 1. Tipo de tubos en el intercambiador de calor (Romano, 1968).

Tubo con aleta	I	II	III	IV
Diámetro exterior del tubo d mm	9.5	9.5	9.5	12.7
Diámetro exterior de las aletas D mm	23.4	23.4	23.4	29.35
Separación de las aletas R mm	3.45	2.91	2.22	2.5
Espesor de las aletas r mm	0.458	0.458	0.407	0.5
Separación perpendicularmente a la circulación Lq mm	24.8	24.8	24.8	30
Separación de los tubos paralelamente a la circulación L1 mm	20.3	20.3	20.3	34
Superficie Total	7.75	9.28	12.13	12.25

Instrumentos y estrategia de control

En la figura 3 se muestra el diagrama de instrumentación y tubería (P & ID) del equipo con la respectiva ubicación de los lazos de control, indicadores, actuadores y sensores del sistema de secado diseñado.

Pensando en la funcionalidad del equipo y su carácter de docencia, se establecieron sensores de temperatura e indicadores de humedad en la toma de aire, antes y después de la cámara de secado. Lo anterior permite realizar diferentes balances de materia

In English

v , speed in m/s
 g_c , 1 kg.m.N/s²

- Loss coefficient in abrupt expansion

$$K = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 \quad (13)$$

Where:

d_1 , small section diameter in m

d_2 , large section diameter in m

- Loss coefficient in abrupt contraction

$$K = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right) \quad (14)$$

- Loss coefficient in 90° angle. $K = 1.25$

Previous equations were taken from Crane (1987).

Losses in heat exchangers, dehumidifying section

The losses in heat exchangers were stated according to the following equation:

$$\Delta P = \zeta \cdot n \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (15)$$

Where:

ΔP , pressure drop in N/m²

ζ , resistance coefficient

n , number of pipe rows in the direction of flow

ρ , density kg/m³.

v , air speed in m/s.

The equation was taken from Romano (1968).

The resistance coefficient was determined using Table 1 and Graph 1 from Figure 2. Type 3 pipe was assumed because of its dimensional similarity with the heat exchanger designed and it was estimated by interpolating the Reynolds number (equivalent diameter and hydraulic radius) and calculating as shown in the Graph from Figure 2.

Tabla 1: Pipe types in the heat exchanger (Romano, 1968)

Pipe with fin	I	II	III	IV
Outer diameter of pipe d mm	9.5	9.5	9.5	12.7
Outer diameter of fins D mm	23.4	23.4	23.4	29.35
Gap between fins R mm	3.45	2.91	2.22	2.5
Fin thickness r mm	0.458	0.458	0.407	0.5
Perpendicular gap to circulation Lq mm	24.8	24.8	24.8	30
Parallel pipes gap to circulation L1 mm	20.3	20.3	20.3	34
Total surface	7.75	9.28	12.13	12.25

Control strategy and instrumentation

Figure 3 shows the piping and instrumentation diagram (P&ID) for the equipment with control system, indicators, controller and sensor location in the drying system so designed

Taking into account the functionality of the equipment and its teaching nature, temperature and humidity indicator sensors were installed at the air entrance and also before and after the drying chamber.

En español

materia y energía y lograr una mejor apropiación del conocimiento por parte del estudiante.

El equipo cuenta con tarjetas de adquisición de datos que facilitan registrar el peso del sólido durante el tiempo deseado y guardarlo en una hoja de cálculo de Excel. El control de la temperatura del agua y el aire se hace por medio de un sistema de lazo cerrado retroalimentado. La respuesta del equipo puede variar, modificando el tiempo de apagado de las resistencias, de acuerdo a la ecuación 16.

$$Ta = \frac{K \cdot \text{Exp}^{(Tf - Tl)}}{X} \quad (16)$$

donde:

Ta: Tiempo de apagado en segundos.

Tf: Temperatura fijada (Set Point) (°C)

Tl: Temperatura leída (°C)

K y X: Constantes de ajuste.

Las constantes K y X se establecen de acuerdo a las respuesta dinámica del sistema minimizando los tiempos de respuesta. Los valores típicos encontrados para una buena respuesta fueron: K = 5 y X = 4.

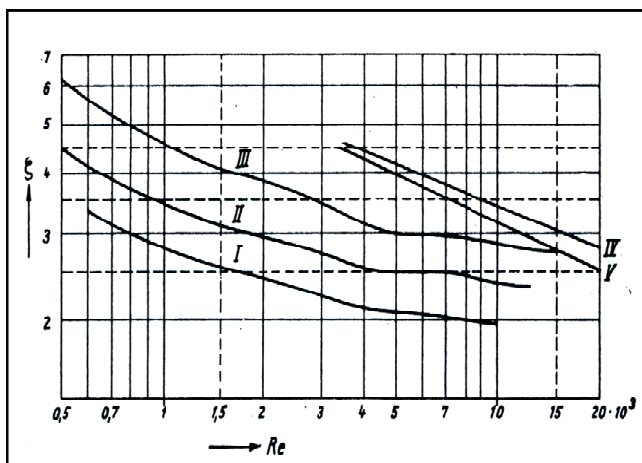


Figura 2. Coeficiente de resistencia en intercambiadores aleteados (Romano, 1968).

In English

This allowed doing energy and mass balances and ensuring better knowledge appropriation by students.

The equipment has data acquisition cards, allowing solid weight to be recorded during a desired period of time and saved on an Excel sheet. Water and air temperature was controlled by a closed control loop with feedback. Equipment response could vary, modifying resistance turn-off time according to equation 16.

$$Ta = \frac{K \cdot \text{Exp}^{(Tf - Tl)}}{X} \quad (16)$$

Where:

Ta: turn-off time in seconds

Tf: temperature set point in °C

Tl: temperature reading in °C

K y X: adjustment constants

Constants K and X were established according to the system's dynamic response to minimise response time. Typical values found for obtaining a good answer were K=5 and X=4.

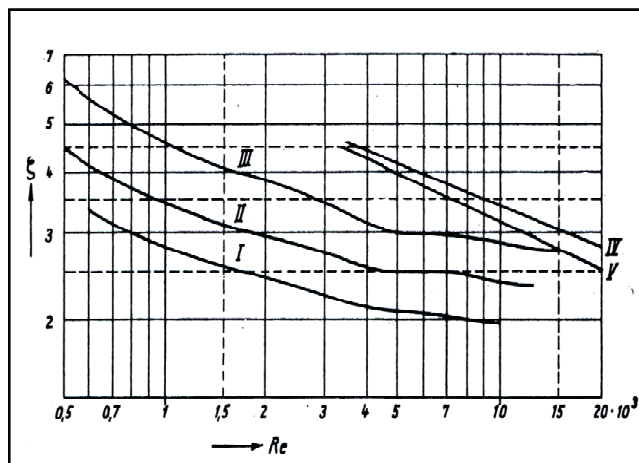


Figure 2: Resistance coefficient in fin heat exchangers (Romano, 1968)

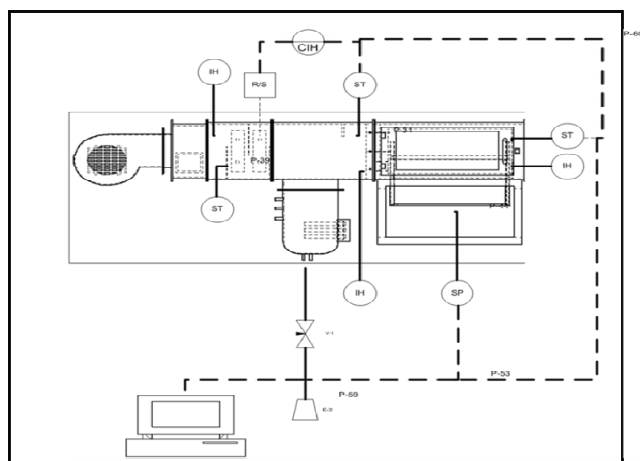


Figura 3. P & ID del secador de bandejas diseñado.

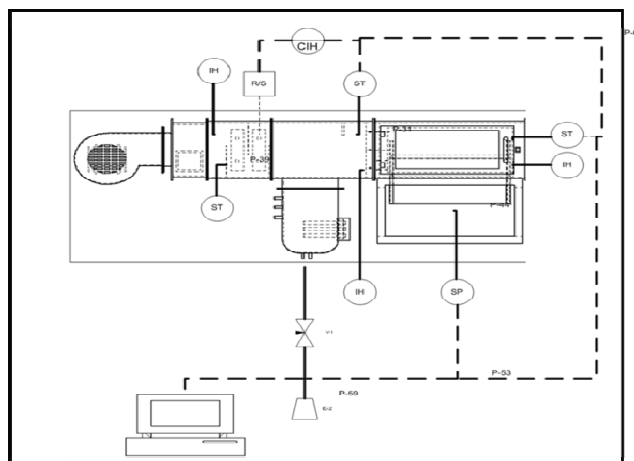


Figure 3: P&ID for tray dryer designed here

En español

La estrategia empleada para variar el flujo de aire se hace variando la caída de presión en el equipo por medio de un dämper ubicado en la sección inicial. La velocidad del aire se verifica mediante un anemómetro digital tipo Pocket en la salida de la cámara de secado. En la figura 4 se pueden ver los sistemas de secado construido y de control y adquisición de datos en tiempo real (Excel).

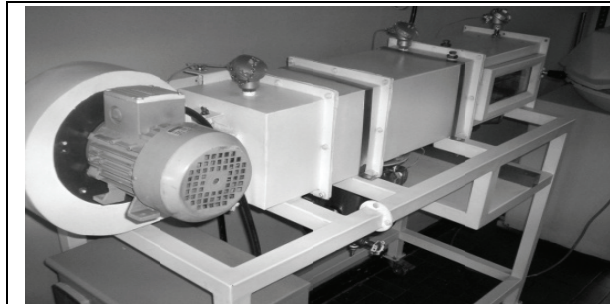


Figura 4. El secador, control y adquisición de datos.

In English

The strategy used for changing the airflow consisted of varying pressure drop using a damper located in the initial section. Air speed was modified by using a digital pocket anemometer located at the drying chamber exit. Figure 4 shows the drying system, the control and data acquiring system in real-time (Excel).

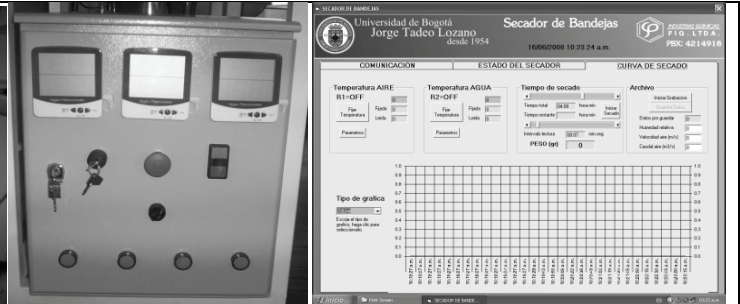


Figure 4: Dryer, control and data acquisition system

Puesta en marcha y validación del equipo

Para realizar la puesta en marcha del sistema se calibraron los diversos instrumentos y sensores, al igual que se verificó la efectividad de las estrategias de control. Con el fin de validar el equipo se efectuaron curvas de secado de plátano variedad Dominico Hartón a 70 y 50 °C, por duplicado. Las curvas de secado fueron modeladas con un polinomio y se muestran a continuación.

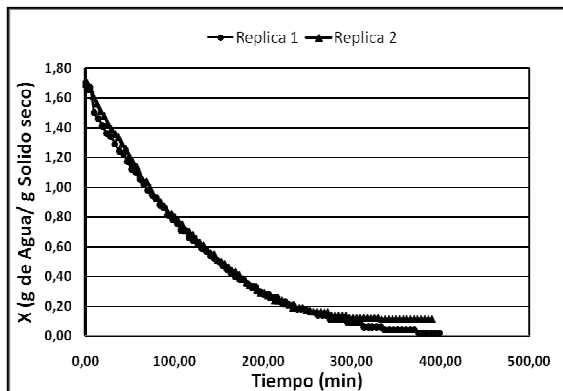


Figura 5. Curva de plátano secado por aire caliente a 70 °C.

La gráfica de la figura 5 muestra las curvas obtenidas a 70 °C; se puede observar el alto grado de reproducibilidad del sistema diseñado y construido al comparar las dos réplicas evaluadas. Se obtuvo también un modelo matemático polinómico que relaciona la humedad con el tiempo para esta condición, el cual se ajustó muy bien a los datos reales. Dicho modelo se puede ver enseguida

$$X = 1.70235 - 0.0118957t + 0.0000293237t^2 - 2.46212E^{-8}t^3$$

$$R^2 = 99.8493 \quad (17)$$

La gráfica de la figura 6 muestra las curvas obtenidas a 50 °C; al igual que en la anterior, se observa un alto grado de reproducibilidad del equipo con las réplicas evaluadas. También se obtuvo un modelo matemático polinómico que relaciona la humedad con el tiempo para esta condición:

Equipment start-up and validation

The different instruments and sensors were calibrated and control strategy effectiveness verified to start the system up. Drying curves were made in duplicate to validate the equipment, using the Dominico Hartón variety banana at 70°C and 50°C. The drying curves were modelled with a polynomial. The curves so obtained are shown below.

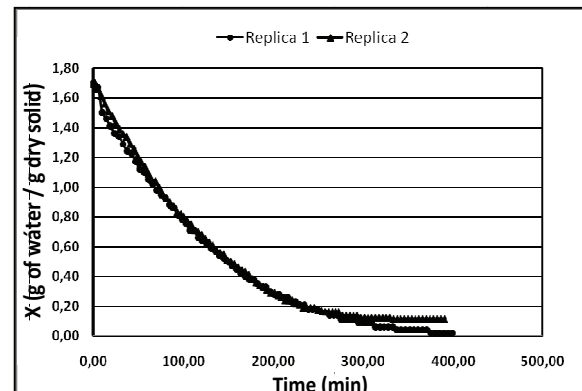


Figure 5: Dominico Hartón variety banana hot air drying curve at 70°C

Figure 5 shows the curves obtained at 70°C. The system's high level of reproducibility, once designed and built, can be seen by comparing the two replicas evaluated. A mathematical model was also obtained which related humidity with time in the stated condition; this model was well adjusted to the real data. The model can be seen below

$$X = 1.70235 - 0.0118957t + 0.0000293237t^2 - 2.46212E^{-8}t^3$$

$$R^2 = 99.8493 \quad (17)$$

Figure 6 shows the curves obtained at 50°C. Figure 5 shows a high level of reproducibility for the equipment by comparing the two replicas evaluated. A mathematical model was also obtained which related humidity to time in the stated conditions.

En español

$$X = 1.68439 - 0.00431983t + 0.0000053553t^2$$

$$R^2 = 99.3422$$

(18)

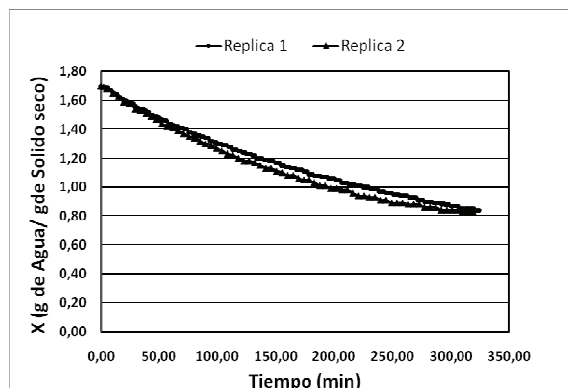


Figura 6. Curva de secado de plátano secado por aire caliente a 50 °C.

Conclusiones

Se logró diseñar y construir un secador de bandejas semiautomático, altamente versátil y reproducible, que facilita efectuar curvas de secado a diferentes condiciones de temperatura, humedad y velocidad de aire, el cual apoyará tanto la docencia como la investigación.

El software de control diseñado permite una fácil manipulación de las variables a controlar con una interfase amigable con el usuario; además, puede tomar los datos en tiempo real a través de una interfase a computador.

El modelo polinómico elaborado en Excel predice el comportamiento de las curvas de secado para el plátano variedad Dominico Hartón a 70 y 50 °C con un 0,07% de error con respecto a los datos experimentales.

Agradecimientos

A la Dirección de Investigaciones de la Universidad de Bogotá Jorge Tadeo Lozano, por patrocinar este proyecto de investigación. A Industrias Químicas FIQ Ltda., por la construcción del equipo y el apoyo a las lógicas de control

Bibliografía / References

- Crane, División de Ingeniería., Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías., McGraw-Hill (ed.), México, 1987, pp. 3.
- Maestre, A., Melgarejo., Curso de Ingeniería del Frío., 2a ed., Vicente Ediciones, Spain, 1993, pp. 222.
- Omega Engineering Product Manuals., High Temperture Air Duct Heater., 1995, pp. J-5.

In English

$$X = 1.68439 - 0.00431983t + 0.0000053553t^2$$

$$R^2 = 99.3422$$

(18)

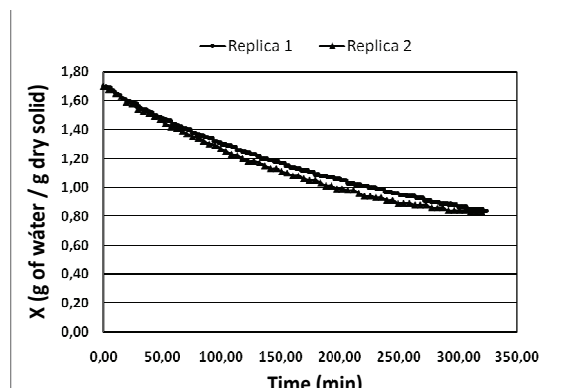


Figure 6: Dominico Hartón variety banana hot air drying curve at 50°C

Conclusions

A semiautomatic tray-dryer characterised by high versatility and reproducibility was designed and built. It allowed drying curves to be constructed at different temperature, humidity and air speed conditions, thereby supporting teaching and research.

The control software so designed led to easy manipulation of the variables to be controlled with a user friendly interface; it could also acquire data in real-time through a computer interface.

The polynomial model using Excel predicted the behaviour of the drying curves for the Dominico Hartón variety banana at 50°C and 70°C with 0.07% error regarding the experimental data.

Acknowledgements

We would like to thank the Research Division at the Jorge Tadeo Lozano University in Bogotá for sponsoring this research project and Industrias Químicas FIQ Ltda for building the equipment and supporting the control logistics

- Roy, E., Dossat., Principios de Refrigeración Mecánica., 2nd ed., Compañía Editorial Continental, México, 2001.
- Treybal, E., Robert., Operaciones de Transferencia de Masa. 2nd ed., Mc Graw Hill, México, 2000, pp. 723-739.
- Vargas, E., Garzón, F., Construcción de equipos para apoyo docente para ingeniería química: una alternativa de aprendizaje integral., Revista de Ingeniería de la Universidad de los Andes, Vol. 20, 2004, pp. 80 – 83.