

รายงานฉบับสมบูรณ์

โครงการวิจัยเรื่อง

การประยุกต์ใช้ปั๊มความร้อนในการอบแห้งผลไม้

ส่ง

สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

28 กุมภาพันธ์ 2542

คำขอบคุณ

ผู้เขียนใคร่ขอแสดงความขอบคุณต่อสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยที่ได้ให้การสนับสนุนในการดำเนินการวิจัยจนประสบความสำเร็จด้วยดี พร้อมกันนี้ผู้เขียนใคร่ขอขอบคุณบริษัทไรซ์เอ็นจิเนียริง ซัพพลาย จำกัด ที่ได้ร่วมกันพัฒนาเครื่องอบแห้งผลไม้โดยใช้ป้อนความร้อน และเครื่องอบแห้งเมล็ดพันธุ์โดยใช้ป้อนความร้อน จนประสบผลสำเร็จในเชิงการค้า สามารถผลิตขายได้แล้ว จำนวน 3 เครื่อง เป็นเครื่องอบแห้งเมล็ดพันธุ์ 2 เครื่อง และเครื่องอบแห้งผักและผลไม้ 1 เครื่อง ขอขอบคุณโรงงานหลวงอาหารสำเร็จรูปที่ 4 อำเภอละหานทราย จังหวัดบุรีรัมย์ ศูนย์ขยายเมล็ดพันธุ์พืชที่ 16 อำเภอปรางสาท จังหวัดสุรินทร์ และกลุ่มเกษตรกรสันติอโศก จังหวัดศรีสะเกษ ที่ได้เอื้อเฟื้อสถานที่ในการทดสอบ

สมชาติ โสภณธนฤทธิ์

สมบูรณ์ เวชกามา

ชนิด สวัสดิ์เสวี

สิทธิชัย อินทร์จันทร์

28 กุมภาพันธ์ 2542

บทสรุป

ในช่วงเวลาดังแต่วันที่ 1 มีนาคม 2540 ถึง 28 กุมภาพันธ์ 2542 รวมเวลา 2 ปี ได้ดำเนินการวิจัยภายใต้การสนับสนุนของสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยเรื่อง “การประยุกต์ใช้ปั๊มความร้อนในการอบแห้งผลไม้” โดยร่วมมือกับภาคเอกชน คือ บริษัท ไรซ์เอ็นจิเนียริง ซัพพลาย จำกัด ทำการพัฒนาเครื่องต้นแบบอบแห้งผลไม้โดยใช้ปั๊มความร้อน และเครื่องต้นแบบอบแห้งเมล็ดพันธุ์โดยใช้ปั๊มความร้อน ทั้งนี้ได้รับการเอื้อเฟื้อสถานที่ทดสอบจากโรงงานหัตถอาหารสำเร็จรูปที่ 4 อำเภอละหานทราย จังหวัดบุรีรัมย์ ศูนย์ขยายเมล็ดพันธุ์พืชที่ 16 อำเภอปราสาท จังหวัดสุรินทร์ และกลุ่มเกษตรกรสันติอโศก จังหวัดศรีสะเกษ พอสรุปสาระสำคัญของเนื้องานได้ดังนี้ :

1. ได้พัฒนาเครื่องต้นแบบอบแห้งผลไม้โดยใช้ปั๊มความร้อน ใช้คอมเพรสเซอร์ขนาด 7.5 kW สารทำงาน R22 ทำงานแบบวงจรอากาศปิด อบแห้งมะละกอแช่เย็นได้คราวละประมาณ 700 kg ได้คุณภาพอยู่ในเกณฑ์ดี สามารถขยายเครื่องต้นแบบนี้ให้กับกลุ่มเกษตรกรสันติอโศก จังหวัดศรีสะเกษ จำนวน 1 เครื่อง รายละเอียดของเครื่องและผลการทดสอบแสดงไว้ในแบบพิมพ์เขียวและบทความวิจัยที่แนบมาด้วย
2. ได้พัฒนาเครื่องต้นแบบอบแห้งเมล็ดพันธุ์โดยใช้ปั๊มความร้อน ใช้คอมเพรสเซอร์ขนาด 3.7 kW สารทำงาน R22 ทำงานแบบวงจรอากาศเปิด อบแห้งเมล็ดพันธุ์ข้าวเปลือกคราวละ 3-4 ตัน ได้คุณภาพเมล็ดพันธุ์อยู่ในเกณฑ์ดี สามารถขยายเครื่องอบแห้งเมล็ดพันธุ์พืชโดยใช้ปั๊มความร้อนให้กับศูนย์ขยายเมล็ดพันธุ์พืชที่ 16 อำเภอปราสาท จังหวัดสุรินทร์ รวม 2 เครื่อง รายละเอียดของเครื่องและผลการทดสอบแสดงไว้ในแบบพิมพ์เขียวและบทความวิจัยที่แนบมาด้วย
3. ได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ สำหรับทำนายการอบแห้งผลไม้ สามารถทำนายผลการทดลองในระดับที่ยอมรับได้
4. ได้เผยแพร่ผลงานวิจัยหรืออยู่ระหว่างขั้นตอนการเผยแพร่ดังนี้:
 1. Soponronnarit, S., Nathakarnakule, A., Wetchacama, S., Swasdisevi, T. and Rukprang, P. 1998. Fruit drying using heat pump. *RERIC International Energy Journal* 20 (1), 39-53.
 2. Soponronnarit, S., Rukprang, P., Nathakarnakule, A., Wetchacama, S. 1998. Papaya glaze drying using heat pump. *The Royal Institute Journal* 23 (2) : 49-66 (in Thai).
 3. Soponronnarit, S., Wetchacama, S., Nathakarnakule, A., Swasdisevi, T. and Rukprang, P. 1998. Papaya glaze drying using heat pump. In *Proc. 11th International Drying Symposium, Vol. B, pp. 1373-1380.*
 4. Achariyaviriya, S. and Soponronnarit, S. 1998. Simulation of heat pump dryer. In *Proc. International Agricultural Engineering Conference, Bangkok, Thailand, 7-10 Dec. 1998.*

5. Soponronnarit, S., Swasdisevi, T. and Madhiyanon, T. 1998. Industrial-scale heat pump drying. In Proc. 12th National Conf. on Mechanical Engineering, Chulalongkorn Univ., Bangkok, Vol 2, pp. 13-21 (in Thai).
6. Achariyaviriya, S. and Soponronnarit, S. Drying of vegetables and fruits by heat pumps. To be published in The Royal Institute Journal, 1999 (in Thai).
7. Rattanongpisat, W., Soponronnarit, S. and Swasdisevi, T. Development of a mathematical model for heat pump fruit drying. To be published in the Kasetsart Journal (nat. Sci.) 1999 (in Thai).
8. Soponronnarit, S., Swasdisevi, T. and Rattanongpisat, W., Development of a mathematical model for heat pump fruit drying. Under review by the RERIC Int. Energy Journal.
9. Soponronnarit, S., Wetchacama, S. and Kanphukdee, T. Seed drying using a heat pump. Under review by the RERIC Int. Energy Journal.

แม้ว่าจะได้ดำเนินการวิจัยจนประสบความสำเร็จด้วยดี ทั้งในแง่ของการนำผลงานวิจัยไปใช้และในแง่ของการเผยแพร่บทความวิจัย แต่ก็ยังมีงานวิจัยที่น่าจะดำเนินการต่อไปดังนี้ :

1. ควรพัฒนาเครื่องดันแบบอบแห้งผลไม้ขนาดที่เหมาะสมกับอุตสาหกรรมครัวเรือน เครื่องอบแห้งมีความจุประมาณ 100 kg ใช้คอมเพรสเซอร์ขนาดประมาณ 1 kW นอกจากนี้สารทำงานที่ใช้ อาจจะเป็น R 134a เครื่องดันแบบที่พัฒนาขึ้นมาและขายไปแล้วนั้น มีคอมเพรสเซอร์ขนาด 7.5 kW ซึ่งเหมาะสมกับอุตสาหกรรมขนาดใหญ่
2. ควรพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ให้ทำนายได้ถูกต้องยิ่งขึ้น ซึ่งสามารถทำได้โดยพิจารณาสมการการแพร่โดยใช้จำนวนเทอมให้มากขึ้น อาจรวมการหดตัวของผลิตภัณฑ์ระหว่างการอบแห้ง หรือรวมเอาอิทธิพลของความชื้น (นอกเหนือไปจากอุณหภูมิ) ที่มีต่อสัมประสิทธิ์การแพร่เข้าในสมการการแพร่ด้วย
3. ควรพัฒนาการทำ optimization ของเครื่องอบแห้งผลไม้โดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์

Summary

Research on the application of heat pump for fruit drying has been conducted in collaboration with a private company, Rice Engineering Supply Co., Ltd., under financial support from The Thailand Research Fund for two years, from 1 March 1997 to 28 February 1999. Prototypes of heat pump fruit dryer and heat pump seed dryer were developed and tested at the Royal Food Processing Plant No. 4, Lahansai district, Buriram province; Seed Reproducing Centre No. 16, Prasat district, Surin province and Santi - Asoke Agricultural Group at Sisaket province. Main outputs from the project are as follows :

1. The prototype of heat pump fruit dryer was developed. A 7.5 kW compressor is used and operated with R-22 refrigerant. Air circuit is closed. The dryer has a capacity of 700 kg of papaya glaze for each batch. Product quality after drying was found good. One unit of dryer was sold to the Santi - Asoke Agricultural Group in Sisaket province. Details of drawing and experimental results are attached with this report.
2. The prototype of heat pump seed dryer was developed. A 3.7 kW compressor is used and operated with R-22 refrigerant. Air circuit is open. The dryer has a capacity of 3-4 tons of paddy for each batch. Seed quality after drying was found good. Two units of dryer were sold to the Seed Reproducing Centre No.16, Prasat district, Surin province. Details of drawing and experimental results are attached with this report.
3. A mathematical model of heat pump fruit drying was developed and validated with experimental results. The predicted results are acceptable.
4. Published papers and papers in the pipeline are as follows :

1. Soponronnarit, S., Nathakaranakule, A., Wetchacama, S., Swasdisevi, T. and Rukprang, P. 1998. Fruit drying using heat pump. *RERIC International Energy Journal* 20 (1), 39-53.
2. Soponronnarit, S., Rukprang, P., Nathakaranakule, A., Wetchacama, S. 1998. Papaya glaze drying using heat pump. *The Royal Institute Journal* 23 (2) : 49-66 (in Thai).
3. Soponronnarit, S., Wetchacama, S., Nathakaranakule, A., Swasdisevi, T. and Rukprang, P. 1998. Papaya glaze drying using heat pump. In *Proc. 11th International Drying Symposium, Vol. B, pp. 1373-1380.*
4. Achariyaviriya, S. and Soponronnarit, S. 1998. Simulation of heat pump dryer. In *Proc. International Agricultural Engineering Conference, Bangkok, Thailand, 7-10 Dec. 1998.*
5. Soponronnarit, S., Swasdisevi, T. and Madhiyanon, T. 1998. Industrial-scale heat pump drying. In *Proc. 12th National Conf. on Mechanical Engineering, Chulalongkorn Univ., Bangkok, Vol 2, pp. 13-21 (in Thai).*
6. Achariyaviriya, S. and Soponronnarit, S. Drying of vegetables and fruits by heat pumps. To be published in *The Royal Institute Journal*, 1999 (in Thai).
7. Rattanongpisat, W., Soponronnarit, S. and Swasdisevi, T. Development of a mathematical model for heat pump fruit drying. To be published in the *Kasetsart Journal (nat. Sci.)* 1999 (in Thai).
8. Soponronnarit, S., Swasdisevi, T. and Rattanongpisat, W., Development of a mathematical model for heat pump fruit drying. Under review by the *RERIC Int. Energy Journal*.

9. *Soponronnarit, S., Wetchacama, S. and Kanphukdee, T. Seed drying using a heat pump. Under review by the RERIC Int. Energy Journal.*

Though the research project is successful in terms of both commercialization and publication of research papers, it is recommended for further research as follows :

1. To develop prototypes of heat pump fruit dryer for house-hold industry. Drying capacity is approximately 100 kg for each batch. A 1 kW compressor operated with R-134a may be used. The sold unit is operated with 7.5 kW compressor and is suitable for large industry only.
2. To improve the accuracy of the mathematical model of heat pump fruit drying. It could be done by adding more terms in the diffusion equation, including shrinkage of product during drying or including effect of moisture (not only temperature) on diffusion coefficient.
3. To develop optimization model for fruit drying using heat pump.

Fruit Drying Using Heat Pump

**Somchart Soponronnarit*, Adisak Nathakaranakule*,
Somboon Wetchacama*, Thanit Swasdisevi*, and Prathan Rukprang****

* School of Energy and Materials, ** Former Graduate Student

King Mongkut's Institute of Technology Thonburi

Suksawat 48 Road, Bangkok

THAILAND

ABSTRACT

The purposes of this research were to design, construct, evaluate performance and conduct cost analysis of a heat pump fruit dryer. The dryer consisted of a cabinet dryer and heat pump. Product capacity of the cabinet dryer was 100 kg to 132 kg with 12 trays and the heat pump capacity was 3.5 kW refrigeration. In this work, papaya glace' was dried in close loop air with drying temperature of 50 °C, air flow rate of 0.45 kg/s and bypass air of 63%. Drying operation was divided into two steps. In the first step, papaya glace' with dimension of 6.35 x 15 x 2.5 cm³ and initial moisture content of 74% dry-basis was dried. In the second step, papaya glace' dried in the first step was cut into 0.98 x 0.98 x 0.98 cm³ and dried to a moisture content of 23% dry basis. The results were as follows: drying rate 0.686 kg water/h, moisture extraction rate from evaporator 0.78 kg water/h and drying time of the two steps approximately 80 h (40 h in each step). Energy consumption was 9.93 MJ/kWh or SMER (specific moisture extraction rate) 0.363 kg water evaporation/kWh at specific air flow rate of 21.42 kg dry air/h-kg dry papaya glace'. The coefficient of performance for the heat pump (COP_p) varied between 3.71 to 3.85. For the quality of papaya glace' after drying in terms of color, it was found that the color of papaya glace' was light reddish-orange (code 34-C from R.H.S. color chart). Cost evaluation found that cost of papaya glace' drying was 12.8 Baht/kg water evaporation of which 5.3 was energy cost, 1.4 was maintenance cost and 6.1 was fixed cost (US\$ 1 = 40 Baht).

1. INTRODUCTION

Dried fruit is a modified agricultural product which is in high demand in both domestic and international markets. The drying process is an important step of the production process as it has high operating costs. Cabinet dryers are suitable for drying fruit. Drying temperatures typically used in dryers are approximately 60°C to 70°C. If the drying temperature is higher, the product will be dark colored and its surface is withered and wrinkled. If the drying temperature is lower, the product quality will be acceptable but it requires long drying time. Small dryers use electricity, LPG or solar energy for heating air. Solar energy has limitations in terms of inconsistent energy availability. This research proposes a choice of using heat from heat pump for drying fruit. Fruit drying using heat pump could reduce energy cost with fairly low air temperature and relative humidity. This can be achieved by condensing moisture from the drying air and followed by reheating. Product quality in terms of color and smell could be improved.

Nousook, et al. [1] studied the suitable drying of papaya glace' in a tunnel. The drying was divided into two steps. In the first step, papaya glace' with dimension of $3.1 \times 7.8 \times 1.4 \text{ cm}^3$ was dried at initial moisture content of 60% dry-basis and drying temperature of 70°C until the final moisture content was 38% dry-basis. In the second step, the dimension of papaya glace' dried from first step was decreased to $0.98 \times 0.98 \times 0.98 \text{ cm}^3$. Then it was dried at a temperature of 55°C until the final moisture content was 23% dry-basis. The experiment showed that energy consumption of large pieces of papaya glace' was higher than that of the small ones. After drying, the quality of papaya glace' met standards of safety and industrial production of dried fruit.

Chou, et al. [2] studied fruit drying using a window air conditioning heat pump for window air conditioning unit with a capacity of 3.5 kW refrigeration. An electrical heater was also installed in this heat pump. The heat pump was used to dry banana and pineapple in a cabinet dryer with a fixed tray. Banana and pineapple were 10 mm thick. Drying time was 6 hours. Operating conditions were as follows: 1) fruit was dried in an open-loop system at a temperature of 61°C , and 2) fruit was dried in close-loop system at a temperature of 55°C . The experiment showed that the drying rate of the close-loop system was higher than that of the open-loop system.

Clement, et al. [3] studied continuous conveyor drying using a heat pump. Heat pump capacity was 20 kg/h for producing dried rubber. Refrigerant used in the heat pump was R-12 and maximum temperature was 70°C . The experiment showed that the specific moisture extraction rate (SMER) value was 1.5 kg to 2.5 kg of water evaporated/kWh. Parameters affecting the performance of the system were as follows: 1) the coefficient of performance (COP) increased with relative humidity of air passing through the evaporator, and 2) suitable ratio of by-pass air was 60% to 70% of total air flow rate.

Pendyala, et al. [4] studied heat pump drying using R-11 and R-12 as refrigerants with drying temperatures of 120°C and 75°C , respectively. The experiment found that COPs of R-11 and R-12 were 3.5 and 2.5, respectively. COP was low when an electrical heater was switched on.

Rossi, et al. [5] studied vegetable drying using a heat pump. Vegetable was dried in a fixed tray dryer with refrigerant R-12. The fixed tray dryer capacity was 1.3 kg and the drying temperature was 55°C . Drying was in a close-loop system. Experimental results found that parameters affecting heat pump dryer performance were air relative humidity entering the evaporator and evaporator temperature. The heat pump dryer could save energy of 30% to 40%. Product quality was high and drying time was low.

Young, et al. [6] studied drying using a heat pump with a fixed tray. Heat pump dryer capacity was 60 kg to 100 kg. Maximum rate of condensed water leaving the condenser was $8000 \text{ cm}^3/\text{h}$. The heat pump dryer system consisted of a 1.3 kW compressor, two condensers, two evaporators including recuperator. Experimental results showed that drying time decreased when temperature and velocity of hot air increased. Drying time was increased with size of material.

Strommen and Kraner [7] studied fluidized bed drying using a heat pump. Raw materials were small pieces of shrimp and fish. Experimental conditions were divided into two ranges as follows: drying with a temperature of -5°C , and drying with temperatures of 20°C and 30°C . Experimental results showed that material quality after drying in terms of mass and color was slightly changed. Energy consumption of heat pump dryer was low as compared with other dryers.

Past research showed that there are three types of heat pump dryers: fixed tray dryers, continuous dryers and fluidized bed dryers; and two models of air systems: close-loop (air was recycled in the system) and open-loop (dried air was ejected to surroundings). Drying temperature depended on refrigerant and it could be increased by adding electrical heat into the system.

However, use of the heaters caused COP to reduce. Heat pump dryer performance could be increased by selecting suitable ratios of air entering the evaporator and by-pass air, and using recuperator to exchange heat between hot air from cabinet dryer and cold air from evaporator.

The objectives of this research were to design, construct, evaluate performance and conduct cost analysis of a heat pump fruit dryer. Papaya 'glace' was selected as the drying product.

2. MATERIALS AND METHOD

The heat pump dryer used in this research was a close-loop system as shown in Fig. 1. It consisted of $0.90 \times 0.80 \times 0.75 \text{ cm}^3$ drying cabinet, 12 drying trays with area of $0.63 \times 0.72 \text{ cm}^2$ each, 1.3 kW two-piston compressor, 4.5 kW internal and external condensers (4 x 13 rows and 14 fins per inch), 3.66 kW evaporator (3 x 8 rows and 14 fins per inch), 2 cycles of capillary tube throttling valves with dimension of $100 \times 0.164 \text{ cm}^2$, recuperator heat exchanger with air mass flow rate of 0.14 kg/s and different temperature (between inlet and outlet) of 6°C , 3 kW heater, backward curved blade centrifugal fan with air mass flow rate of 0.4 kg/s to 0.8 kg/s and motor of 0.75 kW with speed adjustment by inverter, axial blade fan for external condenser with air flow rate of 0.14 kg/s and motor of 50 W, and forward curved blade centrifugal fan for evaporator with air mass flow rate of 0.14 kg/s and motor of 50 W.

Experimental fruit in this research was papaya 'glace' (the production process used was the same as in the royal food processing plant). Papaya 'glace' was spread on trays which were put on a trolley and dried in a batchwise process. Three drying experiments were undertaken. The conditions for the experiments were as follows: 1) drying in a close loop system, 2) air used for drying was controlled at 50°C , 3) air mass flow rate was constant at 0.45 kg/s and ratio of by-pass air was 63% (air mass flow rate through evaporator was 0.17 kg/s), and 4) papaya 'glace' quantity was varied between 70 kg to 132 kg. The experiment was divided into two steps. In the first step, papaya 'glace' with dimension of $6.35 \times 15 \times 2.54 \text{ cm}^3$ and initial moisture content of 74% dry basis was dried (experiments 1/1, 2/1, and 3/1). In the second step, papaya 'glace' dried from the first step was cut into dimension of $0.98 \times 0.98 \times 0.98 \text{ cm}^3$ and dried to final moisture content of 23% dry basis (experiments 1/2, 2/2, and 3/2). Air velocity in the recycled duct was measured by a hot wire anemometer. Temperature of air loop in Fig. 2 and temperature of refrigerant loop in Fig. 3 were measured by a Chromel-Alumel type *k* thermocouple connected to a data logger (accuracy $\pm 1^\circ\text{C}$). Budong gauge was used to measure pressure in the refrigerant loop. A load cell with accuracy of 50 g was used to measure weight of material in the cabinet dryer. Maximum weight measured was 150 kg. Condensed water from the evaporator was measured by a load cell with accuracy of 0.01 g. Maximum weight measured was 3 kg. Kilowatt-hour and clamp-on meters were used to measure energy consumption in the system. The values measured were dry-bulb temperature, wet-bulb temperature, mass weight of papaya 'glace', weight of condensed water from air in evaporator and energy consumption. Measurements were made every two hours. Initial moisture content of papaya 'glace' was measured by the following methods: 1) papaya 'glace' sample was taken and cut into small pieces; 2) the sample was measured by digital balance instrument (accuracy of 0.01 g); and 3) the sample was put into a cabinet dryer at a temperature of 103°C for 72 h. The papaya 'glace' quality after drying was studied by checking color with R.H.S. color chart.

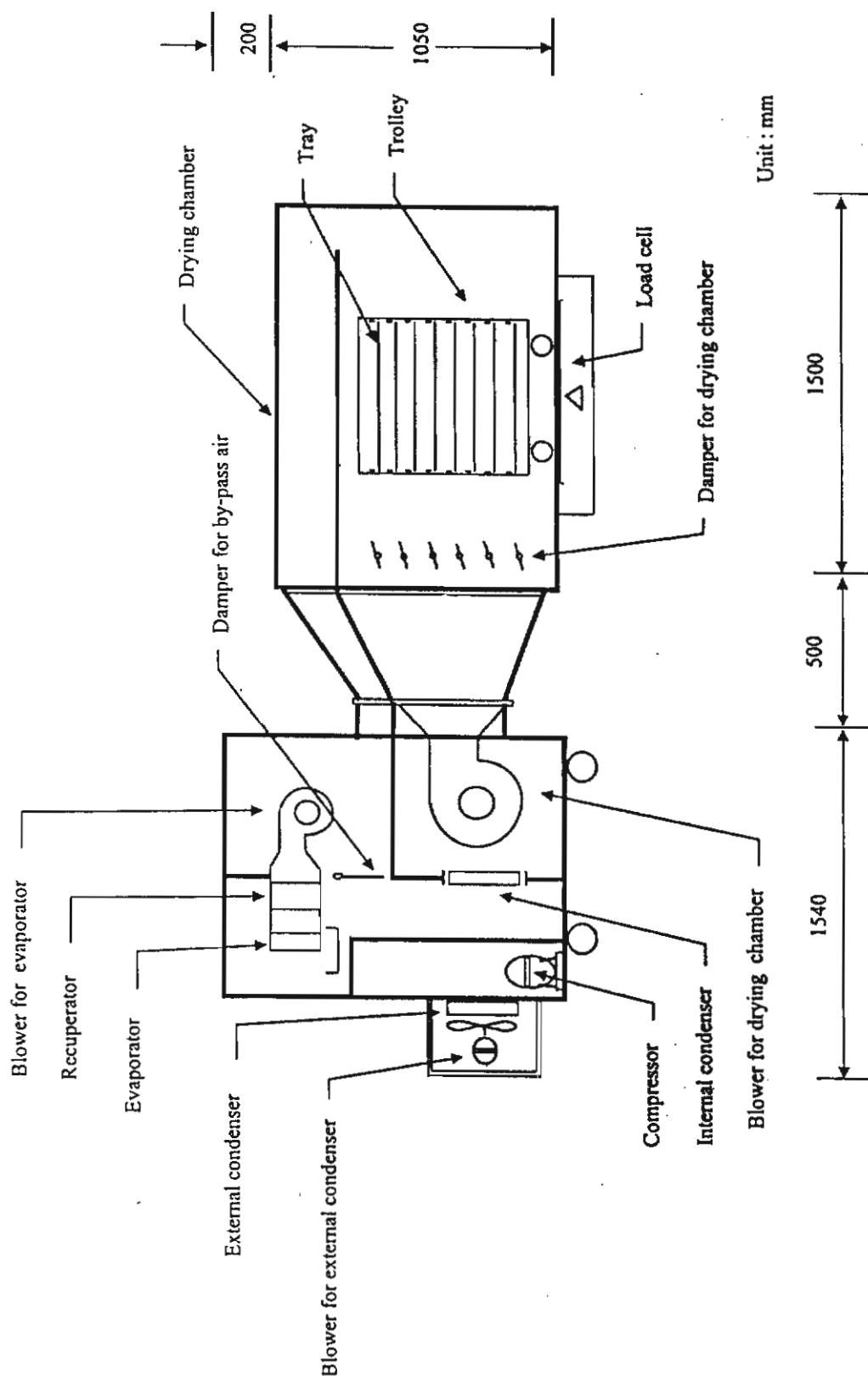
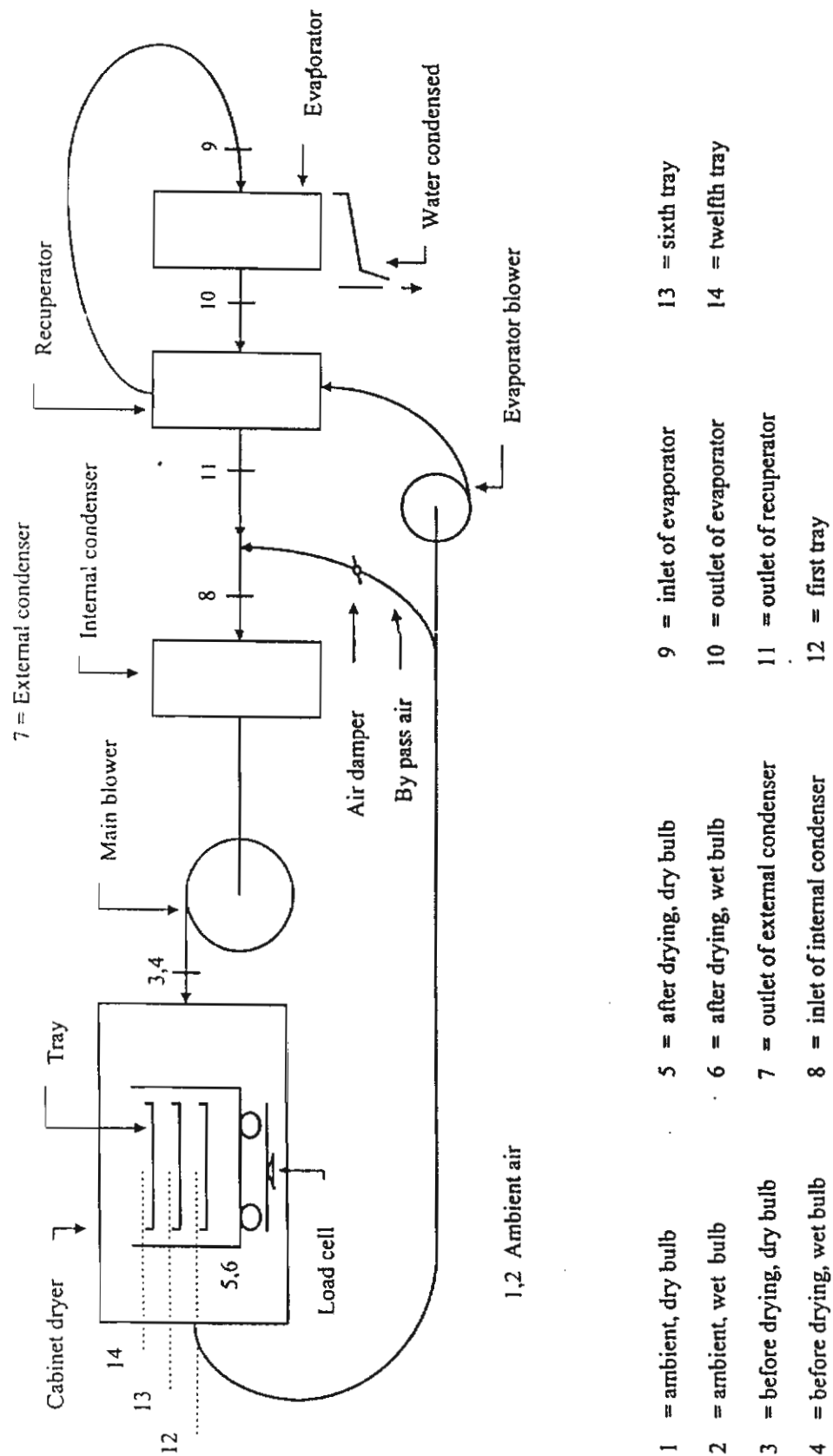
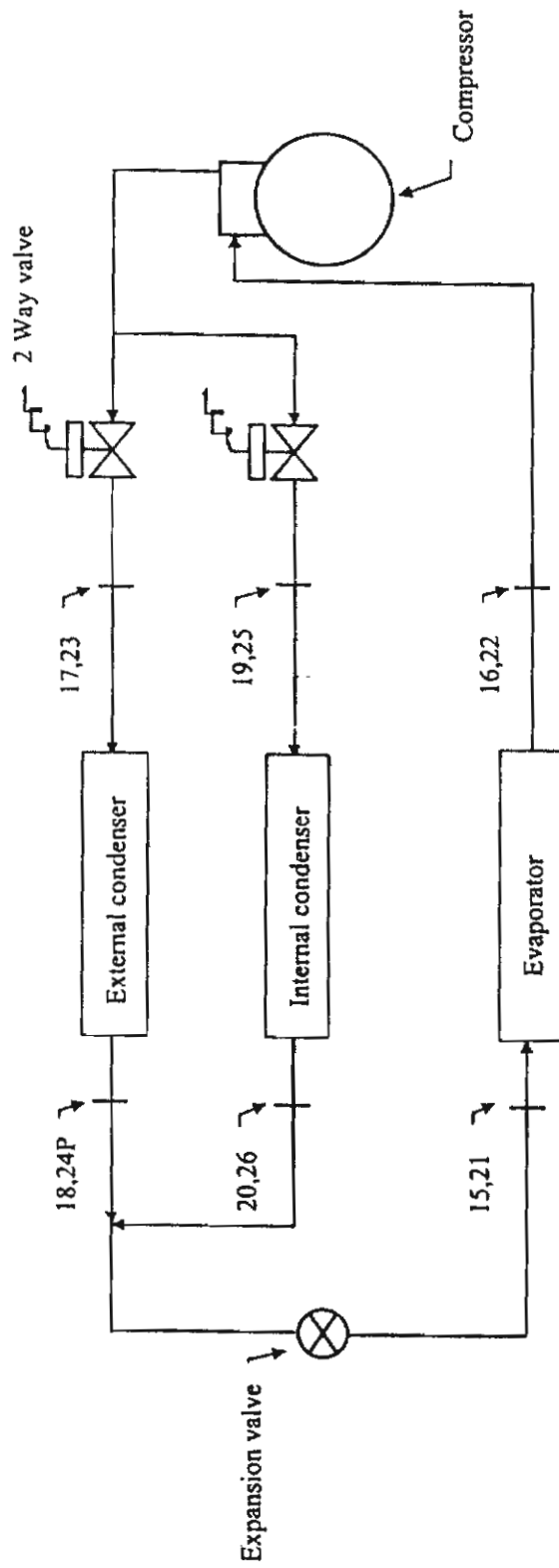


Fig. 1. Heat pump fruit dryer.





For temperature

- 15,16 = inlet and outlet of evaporator
- 17,18 = inlet and outlet of external condenser
- 19,20 = inlet and outlet of internal condenser

For pressure

- 21,22 = inlet and outlet of evaporator
- 23,24 = inlet and outlet of external condenser
- 25,26 = inlet and outlet of internal condenser

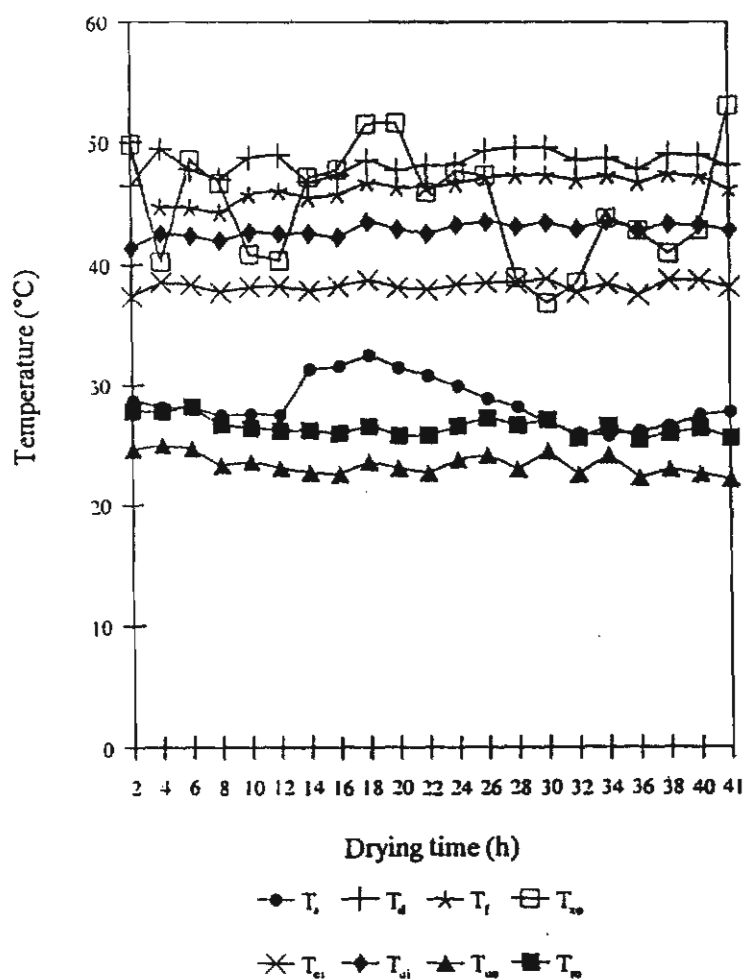
Fig. 3. Temperature and pressure measurements for refrigerant loop.

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1 Experimental Results

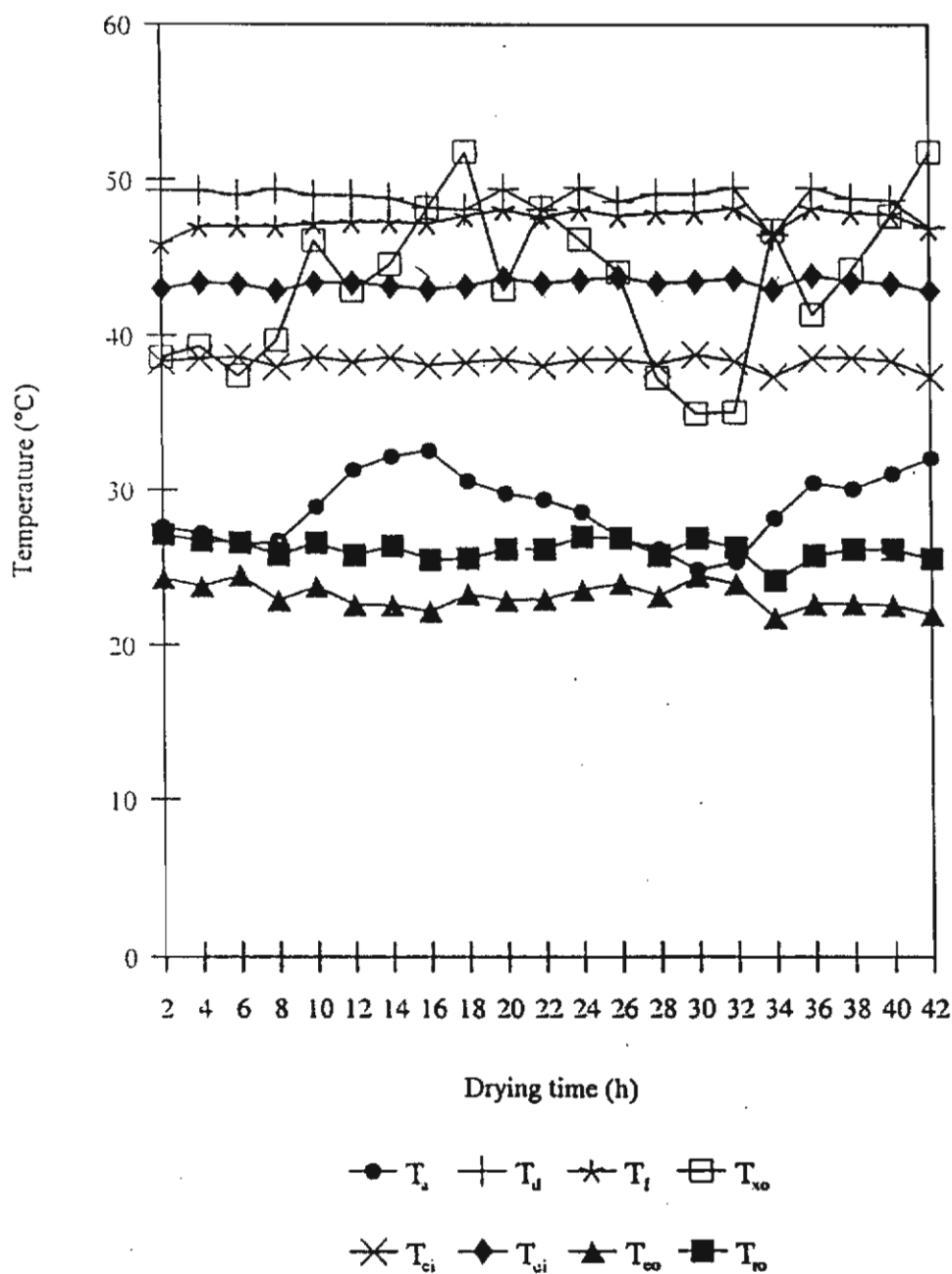
3.1.1 Air Temperature Variation

It was found that differences of inlet and outlet air temperature of each subcomponent of the heat pump system were: internal condenser, 10°C; evaporator, between 3°C to 4°C and cabinet dryer, between 1°C to 5°C, as shown in Fig. 4 and Fig. 5. Outlet air temperature at the external condenser varied up and down due to solenoid valve temperature control. For hot air temperature distribution in the trolley, it was found that the air temperatures of the tray on the top part, middle part and bottom part of the trolley were slightly different (temperature of top tray was higher than that of bottom tray) as shown in Fig. 6 and Fig. 7.



T_a = ambient temperature T_d = temperature after drying T_f = temperature before drying $T_{a,i}$ = outlet temperature at external condenser	$T_{a,e}$ = inlet temperature at internal condenser $T_{d,i}$ = inlet temperature at evaporator $T_{e,i}$ = outlet temperature at evaporator $T_{m,i}$ = outlet temperature at recuperator
--	---

Fig. 4. Evolution of temperatures in air loop for the second test, first stage.



T_a = ambient temperature
 T_d = temperature after drying
 T_f = temperature before drying
 T_{xo} = outlet temperature at external condenser

T_{ci} = inlet temperature at internal condenser
 T_{ei} = inlet temperature at evaporator
 T_{ee} = outlet temperature at evaporator
 T_{ro} = outlet temperature at recuperator

Fig. 5. Evolution of temperatures in air loop for the second test, second stage.

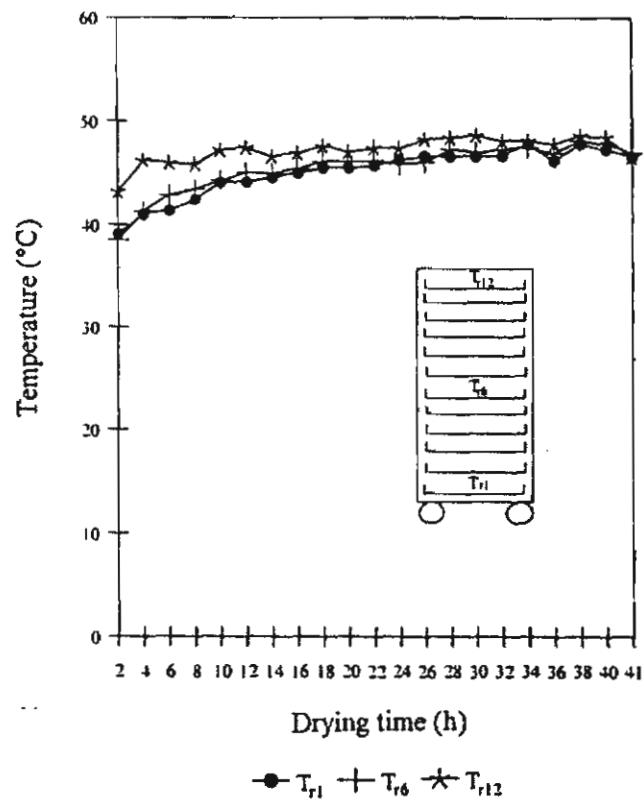


Fig. 6. Evolution of air temperature at different trays for the second test, first stage.

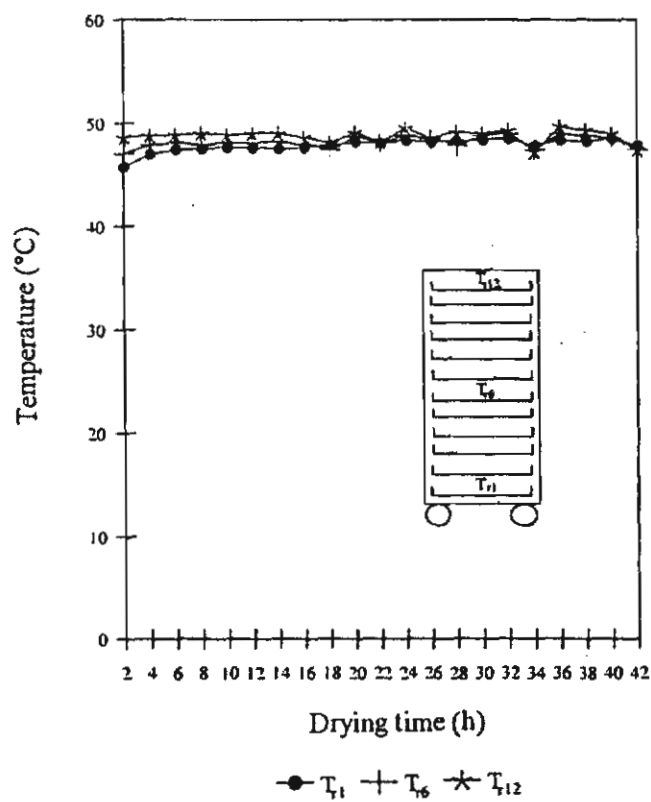


Fig. 7. Evolution of air temperature at different trays for the second test, second stage.

3.1.2 Papaya Glace' Moisture Content Variation

The results of papaya glace' moisture content variation from the experiment can be shown in relative data with drying time, in terms of average moisture content, water evaporated from papaya glace' (or drying rate) and water condensed at evaporator (or moisture extraction rate, MER). It was found that MER was higher than drying rate, as shown in Fig. 8 and Fig. 9. It was assumed that surrounding air could enter drying section of the heat pump resulting in a greater moisture loading.

3.2 Drying Efficiency Analysis

Drying efficiency of heat pump can be determined by analytical results of drying rate, moisture extraction rate (MER) from evaporator, energy consumption and specific moisture extraction rate (SMER) at desired specific air flow rate. The analytical results from each experiment are given in Table 1. Energy consumption decreases with the specific air flow rate while drying rates, MER and SMER increase.

3.3 Heat Pump Performance Analysis

In this study, performance of the heat pump was determined by experimental results obtained from both air loop and refrigerant loop (average record data every two hours). Analytical results in Table 2 show that the percentage error was acceptable. Performance of the heat pump expressed in terms of coefficient of performance for heat pump (COP_{hp}) varied between 3.71 to 3.89.

3.4 Papaya Glace' Quality

For the quality of papaya glace' after drying, it was found from the two steps of experiment that the color of the product was light reddish-orange (in code 34-C from R.H.S color chart) which was lighter than that of drying papaya glace' in hot air tunnel.

3.5 Cost Evaluation

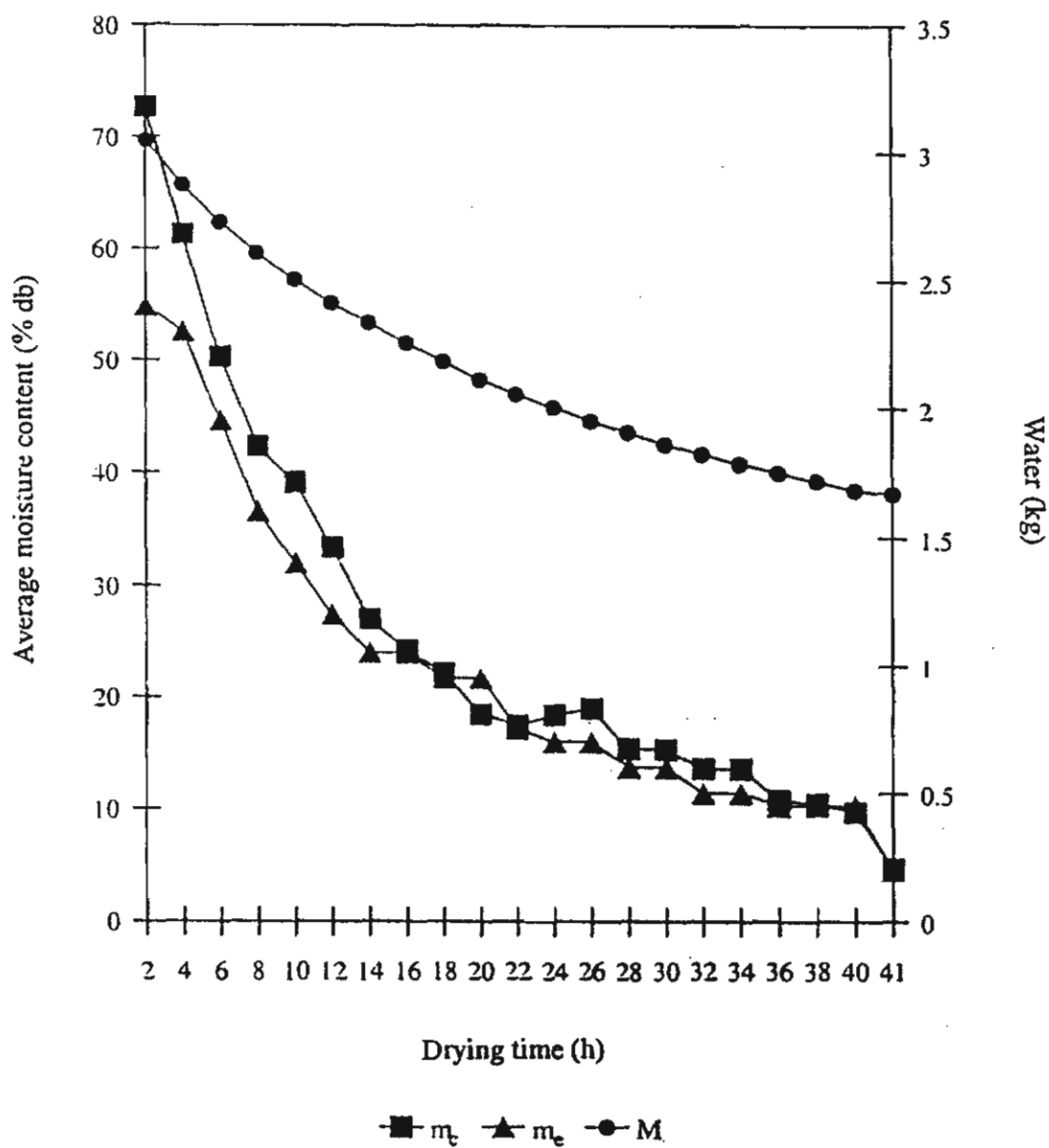
Conditions for evaluation of the heat pump in this study were as follows: capacity was 132.2 kg/batch, operating time was 48 batches/year, average drying time was 80 hr/batch, dried papaya glace' quantity was 6346 kg/year, fixed cost was 59,012 Baht (US\$ 1 = 40 Baht), life time of heat pump was 10 years (in case of poor maintenance), maintenance cost per year was 5% of fixed cost, salvage value was 10% of fixed cost, evaporation water ability was 44.25 kg water evaporated/batch, electricity price was 1.55 Baht/kWh, electricity use rate was 1.89 kWh/h and interest rate was 18%/year. Operating costs were neglected in this study.

3.5.1 Ten-year Life of Heat Pump

Total annual cost was 27,079 Baht/year or 12.8 Baht/kg water evaporation of which 6.1 Baht/kg was fixed cost, 5.3 Baht/kg was electricity cost and 1.4 Baht/kg was maintenance cost.

3.5.2 Five-year life of heat pump

Total annual cost was 32,246 Baht/year or 15.2 Baht/kg water evaporation of which 8.5 Baht/kg was fixed cost, 5.3 Baht/kg was electricity cost and 1.4 Baht/kg was maintenance cost.



m_e = water condensed at evaporator
 m_v = water evaporated from papaya glace'
 M = average moisture content of papaya glace'

Fig. 8. Evolution of average moisture content of papaya glace', water condensed at evaporator and water evaporated from papaya glace' for the second test, first stage.

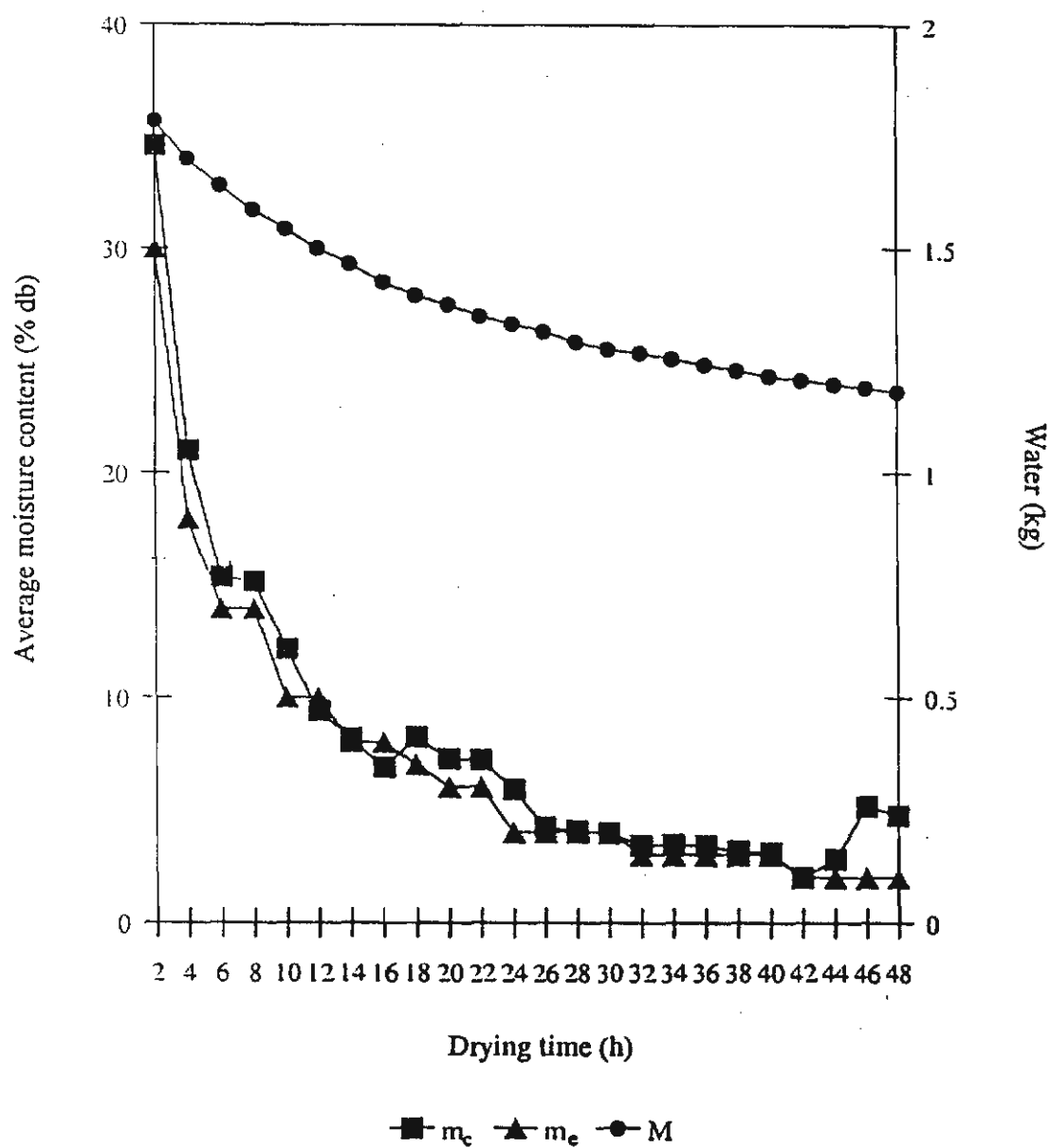


Fig. 9. Evolution of average moisture content of papaya glace', water condensed at evaporator and water evaporated from papaya glace' for the second test, second stage.

Table 1. Experimental drying results.

Description	TEST No.					
	1/1	1/2	2/1	2/2	3/1	3/2
Ambient condition						
Average temperature ($^{\circ}\text{C}$)	28.9	29.3	28.5	28.9	29.3	29.3
Average relative humidity (%)	77.5	71.6	65.6	56.9	74.6	74.9
Condition of papaya glaze'						
Average moisture before drying (%db)	74.8	40.4	73.8	38.3	74.8	36.7
Average moisture final drying (%db)	40.4	23.2	38.3	23.6	36.3	19.1
Initial weight (kg)	70.4	56.5	101.1	80.1	132.2	101.0
Final weight (kg)	56.6	49.7	80.5	71.6	103.4	88.0
Drying air condition						
Temperature ($^{\circ}\text{C}$)	50	50	50	50	50	50
Specific air flow rate (kg dry air/h-kg dry papaya glaze')	40.3	40.2	27.9	29.8	21.4	21.9
By pass air (%)	63	63	63	63	63	63
Energy consumption						
Energy consumption (MJ/kg water evap.)	15.95	39.73	13.56	38.02	9.93	19.75
Drying time (h)	42	40	41	48	42	38
Performance of heat pump						
Drying rate (kg water evap./h)	0.327	0.171	0.504	0.177	0.686	0.343
MER (kg water condensed/h)	0.541	0.316	0.578	0.195	0.780	0.544
SMER (kg water evap./kW-h)	0.172	0.091	0.266	0.095	0.363	0.343
COP_{hp}	3.82	3.76	3.85	3.73	3.83	3.81

Where MER = Moisture extraction rate from evaporator

SMER = Specific moisture extraction rate

COP_{hp} = Coefficient of performance for heat pump

Table 2. Comparative results analyzed from air and refrigerant loops.

Description	Test No.					
	1/1	1/2	2/1	2/2	3/1	3/2
W_c	1.31	1.31	1.31	1.31	1.31	1.31
m_r	0.02335	0.02424	0.02409	0.02350	0.02335	0.02266
m_{ri}	0.02092	0.02320	0.02137	0.02244	0.02077	0.02090
m_{re}	0.00243	0.00104	0.00272	0.00106	0.00259	0.00176
$Q_{e,a}$	3.69	3.61	3.73	3.58	3.71	3.68
$Q_{e,r}$	3.64	3.85	3.81	3.68	3.69	3.54
% error of Q_e	1.23	6.51	2.14	2.74	0.44	3.89
$Q_{x,a}$	0.43	0.18	0.48	0.18	0.46	0.31
$Q_{i,a}$	4.57	4.74	4.56	4.72	4.56	4.68
$Q_{i,r}$	4.06	4.53	4.17	4.36	4.08	4.08
% error of Q_i	11.09	4.38	8.54	7.57	10.6	12.74
$COP_{hp,a}$	3.82	3.76	3.85	3.73	3.83	3.81
$COP_{hp,r}$	3.78	3.94	3.91	3.81	3.82	3.70
% error of COP_{hp}	1.34	6.35	2.04	2.84	0.37	3.92

- Where W_c = Power input at compressor, kW
- m_r = Mass flow rate of refrigerant, kg/s
- m_{ri} = Mass flow rate of refrigerant in internal condenser, kg/s
- m_{re} = Mass flow rate of refrigerant in external condenser, kg/s
- $Q_{e,a}$ = Net cooling effect at evaporator calculated from air loop, kW
- $Q_{e,r}$ = Net cooling effect at evaporator calculated from refrigerant loop, kW
- $Q_{i,a}$ = Net heat rejected at internal condenser calculated from air loop, kW
- $Q_{i,r}$ = Net heat rejected at internal condenser calculated from refrigerant loop, kW
- $Q_{x,a}$ = Net heat rejected at external condenser calculated from air loop, kW
- $COP_{hp,a}$ = Coefficient of performance for heat pump calculated from air loop
- $COP_{hp,r}$ = Coefficient of performance for heat pump calculated from refrigerant loop

4. CONCLUSION

1. Drying rate (rate of water evaporated from papaya glaze) from heat pump can be operated to 0.686 kg water evaporated/hr.
2. Moisture extraction rate from evaporator was 0.78 kg water condensed/hr.
3. Total drying time of both steps in the experiment was approximately 80 hr (40 hr for each step).
4. Energy consumption was 9.93 MJ/kg water evaporated or in terms of specific moisture extraction rate was 0.63 kg water evaporated/kWh at the condition of specific air flow rate of 21.4 kg dried air/h-kg dried papaya.
5. Coefficient of performance for heat pump (COP_p) varied between 3.71 to 3.85 which indicated that power supplied by the heat pump system for cooling at the evaporator was 3.7 kW and for heating at condenser was 5.04 kW of which 4.74 kW was heating power at internal condenser and 0.3 kW was at external condenser. Power supplied to compressor was 1.31 kW.
6. Cost evaluation found that total operating cost was 12.8 Baht/kg water evaporated, of which 5.3 was energy consumption cost, 1.4 was maintenance cost and 6.1 was fixed cost.
7. The color of papaya glaze' after drying was light reddish-orange (code 34-C from R.H.S color chart), lighter than the color of papaya glaze' dried by hot air tunnel [1]. This may be due to the effect of drying temperature which was lower than that of the drying in tunnel.

5. ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to thank the Thailand Research Fund for their financial support and the Rice Engineering Supply, Co. Ltd. for their help in construction of heat pump dryer.

6. REFERENCES

1. Noosuk, P.; Soponronnarit, S.; Yoovidhaya, T.; and Nathakaranakule, A. 1996. Factors affecting papaya glaze' drying in tunnel. *Kasetsart Journal (Sci.)* 30: 74-90.
2. Chou, S.K.; Hawlader, M.N.A.; Ho, J.C.; Wijesundera, N.E.; and Rajasekar, S. 1993. Heat pump in the drying of food product. *International Journal of Energy Research* 14: 397-400.
3. Clements, S.; Jia, X.; and Jolly, P. 1993. Experimental verification of a heat pump assisted continuous dryer simulation model. *International Journal of Energy Research* 17: 19-28.
4. Pendyala, V.R.; Devotta, S.S.; and Patwardhan, V.S. 1990. Heat pump assisted dryer, Part 2: Experimental study. *International Journal of Energy Research* 14: 493-507.
5. Rossi, S.J.; Neves, L.C.; and Kieckbusch, T.G. 1992. Thermodynamic and energetic evaluation of a heat pump applied to the drying of vegetables. *Drying Technology* 10:1475-1484.
6. Young, G.S.; Birchall, S.; and Mason, R.L. 1995. Heat pump drying of food products - prediction of performance and energy efficiency. In *Proceedings of the Fourth ASEAN Conference on Energy Technology*, Bangkok, pp. 240-247.
7. Strommen, I. and Kraner, K. 1994. New applications of pumps in processes. *Drying* 82: 809-901.

การอบแห้งมะละกอแช่เย็นโดยใช้ฮีตปั๊ม*

สมชาติ โสภณธนฤกษ์**

ประทาน รักปรางค์

อดิศักดิ์ นาถกรณกุล และ สมบูรณ์ เวชกามา

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการอบแห้งผลไม้โดยใช้ฮีตปั๊ม โดยทำการออกแบบ สร้าง ประเมินสมรรถนะของเครื่องอบแห้ง และวิเคราะห์ค่าใช้จ่าย เครื่องอบแห้งประกอบด้วยตู้อบแห้ง ซึ่งบรรจุผลิตภัณฑ์ได้จำนวน ๑๒ ถาด (น้ำหนักผลิตภัณฑ์ ๑๐๐-๑๓๒ กิโลกรัม) และฮีตปั๊มขนาด ๑ ตันความเย็น ทดลองอบแห้งมะละกอแช่เย็นแบบระบบปิด อุณหภูมิอบแห้ง ๕๐ องศาเซลเซียส อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ ๐.๕๕ กิโลกรัมต่อวินาที สัดส่วนลมเลี้ยง (by pass air) ร้อยละ ๖๓ แบ่งการอบแห้งออกเป็น ๒ ช่วง คือ ช่วงแรก อบแห้งมะละกอชิ้นใหญ่ขนาด $6.35 \times 1.5 \times 2.54$ ลูกบาศก์เซนติเมตร ความชื้นเริ่มต้นร้อยละ ๗๔ ของมาตรฐานแห้ง และ ช่วงที่สอง นำมะละกอแช่เย็นอบแห้งจากช่วงแรกมาลดขนาดลงเป็น $0.5 \times 0.5 \times 0.5$ ลูกบาศก์เซนติเมตร แล้วนำไปอบแห้งต่อให้เหลือความชื้นสุดท้ายร้อยละ ๒๓ ของมาตรฐานแห้ง จากการทดลองพบว่า อัตราการอบแห้งสามารถทำได้ถึง ๐.๖๘๖ กิโลกรัมน้ำที่ระเหยต่อชั่วโมง อัตราการควบแน่นของน้ำจากเครื่องระเหยสามารถทำได้ถึง ๐.๗๘ กิโลกรัมน้ำควบแน่นต่อชั่วโมง เวลาที่ใช้ในการอบแห้งทั้ง ๒ ช่วงรวมกันประมาณ ๘๐ ชั่วโมง (ใช้เวลาช่วงละ ๔๐ ชั่วโมง) ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะของระบบเท่ากับ ๙.๙๓ เมกะจูลต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหย หรือ specific moisture extraction rate (SMER) เท่ากับ ๐.๓๖๓ กิโลกรัมน้ำที่ระเหยต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ที่อัตราการไหลจำเพาะของอากาศ ๒๑.๔๒ กิโลกรัมอากาศแห้งต่อชั่วโมง-กิโลกรัม มะละกอแห้ง สัมประสิทธิ์สมรรถนะฮีตปั๊ม (coefficient of performance for heat pump-COP_{hp}) มีค่าระหว่าง ๓.๗๑-๓.๘๕ คุณภาพของมะละกอแช่เย็นอบแห้งที่ได้จากการอบแห้งทั้ง ๒ ช่วง พบว่ามีสีส้มปนแดงค่อนข้างอ่อน (code ๓๔-C ตามมาตรฐานเทียบสีของ R.H.S colour chart)

จากการประเมินค่าใช้จ่ายในการอบแห้งมะละกอแช่เย็น พบว่าเท่ากับ ๑๒.๘ บาทต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหย โดยแยกเป็นค่าใช้จ่ายด้านพลังงานเท่ากับ ๕.๓ บาทต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหย ค่าใช้จ่ายด้านการบำรุงรักษาเท่ากับ ๑.๔ บาทต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหย และค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องอบแห้งเท่ากับ ๖.๑ บาทต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหย

* บรรยายในการประชุมสำนักวิทยาศาสตร์ ราชบัณฑิตยสถาน เมื่อวันที่ ๖ สิงหาคม พ.ศ. ๒๕๔๐

** ภาควิชาเคมี ภาควิทยาศาสตร์ประยุกต์ สำนักวิทยาศาสตร์; ภาควิชาเคมี คณะพลังงานและวัสดุ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

๔๘

ประชุมวิชาการเกษตรฯ ปีที่ ๒๓ ฉบับที่ ๒ กุมภาพันธ์-พฤษภาคม ๒๕๔๑

ABSTRACT : PAPAYA GLACÉ DRYING USING HEAT PUMP*

Somchart Soponronnarit**, Prathan Rukprang,

Adisak Nathakaranakule and Somboon Wetchacama

* Paper Presented at the Royal Institute, Bangkok, August 6, 1997.

** Associate Fellow of the Royal Institute; Professor, School of Energy and Materials,
King Mongkut's Institute of Technology Thonburi, Bangkok.

The purposes of this research are to design, construct, evaluate performance and conduct cost analysis of heat pump fruit dryer. The dryer consists of cabinet dryer and heat pump. Product capacity of the cabinet is 100-132 kg with 12 trays and the capacity of the heat pump is 1 ton refrigeration. In this experiment, papaya glacé already is dried in close-loop air with drying temperature 50°C, air flow rate 0.45 kg/s and by pass air 63 %. Drying operation is divided into 2 steps. In the first step, papaya glacé with dimension $6.35 \times 15 \times 2.5 \text{ cm}^3$ and initial moisture content 74 % db. is dried. In the second step, papaya glacé already dried in the first step is cut into $0.98 \times 0.98 \times 0.98 \text{ cm}^3$ and dried to final moisture content 23 % db. The results are as follows: drying rate 0.686 kg water/h, moisture extraction rate from evaporator 0.78 kg water/h, drying time of two steps is approximately 80 h (40 h in each step). Energy consumption is 9.93 MJ/kW-h or SMER (Specific moisture extraction rate) is 0.363 kg water evap./kW-h at specific air flow rate 21.42 kg dry air/h-kg dry papaya glacé. The coefficient of performance of heat pump (COP_{hp}) varies between 3.71-3.85. For the quality of papaya glacé after drying in terms of color, it is found that color of papaya glacé is light orange-red (code 34-C from R.H.S colour chart).

For cost evaluation from this experiment, it is found that the cost of papaya glacé drying is 12.8 bath/kg water evap. of which 5.3 is energy cost, 1.4 is maintenance cost and 6.1 is fixed cost.

คำนำ

ผลไม้แห้งเป็นผลิตภัณฑ์แปรรูปทางการเกษตรชนิดหนึ่งซึ่งตลาดทั้งภายในและภายนอกประเทศมีความต้องการสูง การอบแห้งเป็นกระบวนการผลิตขั้นต้นหนึ่งที่มีความสำคัญและเสียค่าใช้จ่ายสูง เครื่องอบแห้งแบบตู้เป็นเครื่องอบแห้งแบบหนึ่งซึ่งมีความเหมาะสมในการอบแห้งผลไม้ โดยทั่วไปจะใช้อุณหภูมิร้อนประมาณ ๖๐-๗๐ องศาเซล-

เซียส ถ้าใช้อุณหภูมิสูงกว่านี้จะทำให้ผลิตภัณฑ์มีสีเข้ม ไม่สวย ผิวเหี่ยวยุบ พลังงานที่ใช้อุ่นอากาศในเครื่องอบแห้งขนาดเล็กมักได้จากไฟฟ้าและแก๊สแอลพีจี ส่วนพลังงานรังสีอาทิตย์ ใช้ในการอุ่นอากาศได้เช่นกัน แต่เนื่องจากพลังงานรังสีอาทิตย์มีข้อจำกัดด้านความไม่แน่นอนจึงมักใช้เป็นพลังงานเสริมเท่านั้น งานวิจัยนี้เสนอทางเลือกการใช้ความร้อนจากระบบฮีตปั๊ม การอบแห้งผลไม้โดยใช้

ฮีตบี้มสามารถลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานได้ เนื่องจากอุณหภูมิของอากาศที่ได้จากฮีตบี้ม ไม่สูงมากนัก อีกทั้งความชื้นสัมพัทธ์ของ อากาศที่ไต่อบแห้งค่อนข้างต่ำ และเป็นการ อบแห้งแบบระบบปิด ดังนั้น คุณภาพของ ผลิตภัณฑ์ด้านสีและกลิ่นจึงไม่เปลี่ยนแปลง และอยู่ในเกณฑ์ดีเป็นที่ยอมรับของผู้บริโภค

ปิยรัตน์ หนูสุก และคณะ^[๑] ได้ศึกษา แนวทางการอบแห้งที่เหมาะสมสำหรับการอบ แห้งมะละกอแช่อิ่มในอุโมงค์ โดยแบ่งการอบ แห้งเป็น ๒ ช่วง ช่วงแรกอบแห้งมะละกอแช่อิ่ม ขนาด $3.1 \times 9.4 \times 1.4$ ลูกบาศก์เซนติเมตร ความชื้นเริ่มต้นร้อยละ ๖๐ ของมาตรฐานแห้ง อุณหภูมิอบแห้ง ๗๐ องศาเซลเซียส อบแห้ง ให้เหลือความชื้นร้อยละ ๓๘ ของมาตรฐานแห้ง และช่วงที่ ๒ นำมะละกอจากช่วงแรกมาลด ขนาดลงเป็น $0.44 \times 0.44 \times 0.44$ ลูกบาศก์ เซนติเมตร อุณหภูมิอบแห้ง ๕๕ องศาเซลเซียส อบแห้งให้เหลือความชื้นสุดท้ายร้อยละ ๒๓ ของมาตรฐานแห้ง จากการทดลองพบว่า มะละกอแช่อิ่มขึ้นใหญ่สิ้นเปลืองพลังงาน จำเพาะในการอบแห้งสูงกว่ามะละกอแช่อิ่ม ขึ้นเล็ก คุณภาพมะละกอแช่อิ่มหลังอบแห้งอยู่ใน เกณฑ์มาตรฐานด้านความปลอดภัยและ มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมผลไม้แห้ง

Chou *et al.*^[๒] ศึกษาการอบแห้งผลไม้ โดยใช้ฮีตบี้มซึ่งใช้เครื่องปรับอากาศแบบหน้าต่าง ขนาด ๑ ตัน พร้อมทั้งติดตั้งขดลวดความร้อน ทดลองอบแห้งกล้วยและสับปะรดในตู้อบ แห้งแบบถาดอยู่กับที่ หั่นกล้วยและสับปะรด ให้มีความหนาขึ้นละ ๑๐ เซนติเมตร ใช้เวลาอบ แห้ง ๖ ชั่วโมง โดยมีเงื่อนไขการทดลองดังนี้

- ๑) อบแห้งผลไม้แบบระบบเปิด อุณหภูมิ ๖๑ องศาเซลเซียส
- ๒) อบแห้งผลไม้แบบระบบปิด

อุณหภูมิ ๕๕ องศาเซลเซียส

จากการทดลองพบว่าอัตราการอบ แห้งผลไม้แบบระบบปิดสูงกว่าแบบระบบเปิด Clementis *et al.*^[๓] ศึกษาการอบแห้งแบบสายพานต่อเนื่องโดยใช้ฮีตบี้ม เครื่องมีกำลังการผลิตยางอบแห้ง ๒๐ กิโลกรัมต่อชั่วโมง ใช้ สารทำความเย็น R-๑๒ อุณหภูมิอบแห้งสูงสุด ๗๐ องศาเซลเซียส พบว่า SMER มีค่าอยู่ ระหว่าง ๑.๕-๒.๕ กิโลกรัมน้ำที่ระเหยต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะ ของระบบคือ

- ๑) ถ้าความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ ผ่านเข้าเครื่องระเหยมีค่าสูง ค่า COP ก็เพิ่มขึ้นด้วย

- ๒) สัดส่วนลมเลี้ยงที่เหมาะสมมีค่า ร้อยละ ๖๐-๗๐ ของอัตราการไหลรวมของ อากาศ

Pendyala *et al.*^[๔] ศึกษาการอบแห้ง โดยใช้ฮีตบี้ม และใช้สารทำความเย็น R-๑๑ และ R-๑๒ ถ้าอบแห้งด้วยอุณหภูมิ ๑๒๐ องศาเซลเซียส ใช้ R-๑๑ ถ้าอบแห้งด้วยอุณหภูมิ ๗๕ องศาเซลเซียส ใช้ R-๑๒ จากการ ทดลองพบว่า ค่า COP ของ R-๑๑ เท่ากับ ๓.๕ ค่า COP ของ R-๑๒ เท่ากับ ๒.๕ ค่า COP จะต่ำลงเมื่อเปิดขดลวดความร้อน Rossi *et al.*^[๕] ศึกษาการอบแห้งผักโดยใช้ฮีตบี้มอบแห้งผัก แบบถาดอยู่กับที่ ใช้สารทำความเย็น R-๒๒ ตู้อบแห้งบรรจุผักจำนวน ๑.๓ กิโลกรัม อุณหภูมิอากาศร้อนในห้องอบแห้ง ๕๕ องศา เซลเซียส อบแห้งแบบระบบเปิด จากการ ทดลองพบว่าตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะ ของเครื่องอบแห้งโดยใช้ฮีตบี้มคือ ความชื้น สัมพัทธ์ของอากาศที่เข้าเครื่องระเหย และ อุณหภูมิของเครื่องระเหย และพบว่าเครื่องอบ แห้งที่ใช้ฮีตบี้มประหยัดพลังงานได้ร้อยละ

๓๐-๔๐ ผลิตรถยนต์ที่ผ่านการอบแห้งมีคุณภาพดี เวลาที่ใช้ในการอบแห้งต่ำ Young et al.^[๖] ศึกษาการอบแห้งโดยใช้ฮีตปั๊มแบบถาดอยู่กับที่ บรรจุก้อนได้จำนวน ๖๐-๑๐๐ กิโลกรัม ปริมาณน้ำที่ควบแน่นออกจากเครื่องระเหยสูงสุดเท่ากับ ๘ ลิตรต่อชั่วโมง ระบบประกอบด้วยเครื่องอัดไอขนาด ๑.๓ กิโลวัตต์ เครื่องควบแน่นจำนวน ๒ ตัว และเครื่องระเหยจำนวน ๒ ตัว พร้อมทั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอากาศกับอากาศ (recuperator) จากการทดลองพบว่า เมื่ออุณหภูมิและความเร็วของอากาศร้อนในห้องอบเพิ่มสูงขึ้น เวลาในการอบแห้งจะต่ำลง และเมื่อเพิ่มขนาดวัสดุจะทำให้ใช้เวลาในการอบแห้งเพิ่มขึ้นด้วย

Strommen and Kraner^[๗] ศึกษาการอบแห้งแบบฟลูอิดไรเซชันโดยใช้ฮีตปั๊ม วัสดุที่อบแห้งได้แก่ กุ้งฝอย และปลาป่น เงื่อนไขการทดลองแบ่งเป็น ๒ ช่วง คือ ช่วงแรกอบแห้งด้วยอุณหภูมิ -๕ องศาเซลเซียส และช่วงที่ ๒ อบแห้งด้วยอุณหภูมิ ๒๐ องศาเซลเซียส และ ๓๐ องศาเซลเซียส ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าคุณภาพของวัสดุหลังการอบแห้งมีการเปลี่ยนแปลงและสูญเสียมวลน้อยมาก และจากการเปรียบเทียบกับวิธีการอบแห้งแบบอื่น ๆ พบว่าการอบแห้งโดยใช้ฮีตปั๊มใช้พลังงานต่ำกว่า

จากผลงานวิจัยที่ผ่านมาการอบแห้งโดยใช้ฮีตปั๊มมี ๓ แบบ คือ การอบแห้งแบบถาดอยู่กับที่ แบบต่อเนื่อง และแบบฟลูอิดไรเซชัน ระบบอากาศมี ๒ แบบ คือ ระบบปิด (อากาศหมุนเวียนในระบบ) และระบบเปิด (อากาศที่ผ่านการอบแห้งแล้วจะถูกทิ้งไป) อุณหภูมิในห้องอบแห้งขึ้นอยู่กับสารทำความเย็น ถ้าต้องการให้อุณหภูมิของห้องอบแห้งสูงขึ้นทำได้โดยเพิ่มชุดขดลวดความร้อนเข้าไป

ในระบบ แต่มีผลเสียคือค่า COP ของระบบจะลดลง การเพิ่มสมรรถนะของระบบอบแห้งโดยใช้ฮีตปั๊มทำได้โดยการแบ่งอัตราส่วนของอากาศที่เข้าเครื่องระเหยและสัดส่วนลมเลี้ยงที่เหมาะสม และเพิ่มเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอากาศกับอากาศ เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศร้อนที่ออกจากห้องอบแห้งและอากาศเย็นที่ออกจากเครื่องระเหย

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้เพื่อออกแบบ สร้าง และทดสอบสมรรถนะเครื่องอบแห้งผลไม้โดยใช้ฮีตปั๊ม

อุปกรณ์และวิธีการ

เครื่องอบแห้งผลไม้โดยใช้ฮีตปั๊มในงานวิจัยนี้เป็นแบบระบบปิด (close loop system) ดังแสดงในรูปที่ ๑ มีส่วนประกอบที่สำคัญดังนี้

ตู้อบแห้งขนาดปริมาตรภายใน ๐.๕๐ x ๐.๘๐ x ๐.๗๕ ลูกบาศก์เมตร

ถาดอบแห้งขนาดพื้นที่ ๐.๖๓ x ๐.๗๒ ตารางเซนติเมตร จำนวน ๑๒ ถาด

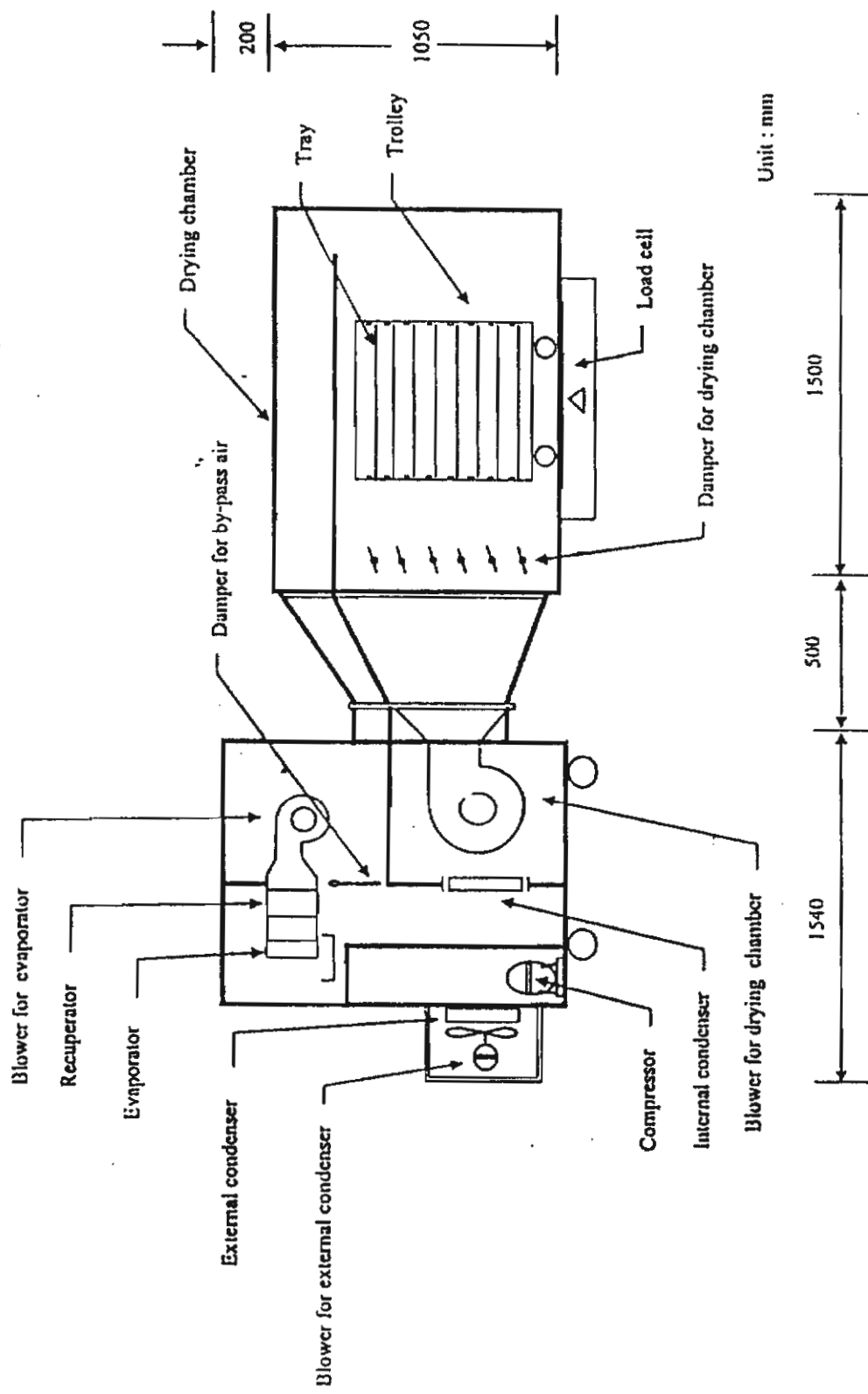
เครื่องอัดไอแบบสองลูกสูบขนาด ๑.๓ กิโลวัตต์

เครื่องควบแน่นตัวใน (internal condenser) และเครื่องควบแน่นตัวนอก (external condenser) ขนาด ๔.๕ กิโลวัตต์ จำนวน ๔ x ๑๓ แถว มีครีป (fins) จำนวน ๑๔ ครีปต่อนิ้ว

เครื่องระเหยขนาด ๓.๖๖ กิโลวัตต์ จำนวน ๓ x ๘ แถว มีครีปจำนวน ๑๔ ครีปต่อนิ้ว

วาล์วลดความดันชนิดหลอดรูเล็ก (capillary tube) ขนาด ๑๐๐ x ๐.๑๖๔ เซนติเมตร จำนวน ๒ วงจร

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอากาศกับอากาศ อัตราการไหลเชิงมวลของ



Unit : mm

Figure 1 Heat pump fruit dryer

อากาศ ๐.๑๔ กิโลกรัมต่อวินาที ความแตกต่างอุณหภูมิของอากาศขาเข้าและขาออกเท่ากับ ๖ องศาเซลเซียส

ขดลวดความร้อน ขนาด ๓ กิโลวัตต์

พัดลมแรงเหวี่ยงใบพัดโค้งหน้า อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ ๐.๔-๐.๘ กิโลกรัมต่อวินาที ขนาดมอเตอร์ขับ ๐.๗๕ กิโลวัตต์ สามารถปรับความเร็วรอบได้

พัดลมสำหรับเครื่องควบแน่นตัวนอก เป็นแบบใบพัดไหลตามแกน อัตราการไหลของอากาศ ๐.๑๔ กิโลกรัมต่อวินาที ขนาดมอเตอร์ขับ ๕๐ วัตต์

พัดลมสำหรับเครื่องระเหยเป็นแบบใบพัดโค้งหน้า อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ ๐.๑๔ กิโลกรัมต่อวินาที ขนาดมอเตอร์ขับ ๕๐ วัตต์

งานวิจัยนี้ใช้มะละกอแช่เย็น (ซึ่งมีกระบวนการผลิตตามโรงงานหลวงอาหารสำเร็จรูปที่ ๔) เป็นผลไม้สำหรับทดลอง โดยนำมะละกอแช่เย็นวางเรียงในถาดอบแห้งที่วางอยู่ในรถเข็น การอบแห้งนี้เป็นการอบแห้งแบบเป็นงวด ทดลอง ๓ ครั้ง โดยกำหนดเงื่อนไขการทดลองดังนี้

๑) อบแห้งแบบระบบปิด

๒) ควบคุมอุณหภูมิของอากาศที่ใช้ในการอบแห้งให้เท่ากับ ๕๐ องศาเซลเซียส

๓) อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศคงที่เท่ากับ ๐.๔๕ กิโลกรัมต่อวินาที และสัดส่วนลมเลี้ยงร้อยละ ๖๓ (อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศไหลผ่านเครื่องระเหย ๐.๑๗ กิโลกรัมต่อวินาที)

๔) เปลี่ยนปริมาณมะละกอแช่เย็นอบแห้งจำนวน ๗๐-๑๓๒ กิโลกรัม การทดลองแบ่งการอบแห้งออกเป็น ๒ ช่วงคือ ช่วงแรกอบแห้งมะละกอชิ้นใหญ่ขนาด ๖.๓๕ x ๑๕ x

๒.๕๔ ลูกบาศก์เซนติเมตร ความชื้นเริ่มต้นร้อยละ ๗๔ ของมาตรฐานแห้ง (การทดลองที่ ๑/๑, ๒/๑ และ ๓/๑) และอบแห้งช่วงที่ ๒ นำมะละกออบแห้งจากช่วงแรกมาลดขนาดลงเป็น ๐.๕๘ x ๐.๕๘ x ๐.๕๘ ลูกบาศก์เซนติเมตร นำไปอบแห้งต่อไปจนเหลือความชื้นสุดท้ายร้อยละ ๒๓ ของมาตรฐานแห้ง (การทดลองที่ ๑/๒, ๒/๒ และ ๓/๒) ทำการวัดความเร็วของอากาศที่ท่ออากาศเวียนกลับ โดยใช้มาตรความเร็วลมแบบลวดร้อน (hot wire anemometer) วัดอุณหภูมิของวงจรอากาศตามตำแหน่งดังรูปที่ ๒ วัดอุณหภูมิของสารทำความเย็นตามตำแหน่งดังรูปที่ ๓ โดยใช้เทอร์โมคัปเปิล (thermocouple) ชนิด Chromel-Alumel type k ต่อเข้ากับเครื่องบันทึกข้อมูล (data logger) (วัดได้ละเอียด ± 1 องศาเซลเซียส) สำหรับวงจรสารทำความเย็นจะฝังหัวเทอร์โมคัปเปิลในท่อ ทำการวัดความดันในวงจรสารทำความเย็นโดยใช้ปรูดองเกจ ซึ่งน้ำหนักวัดอยู่ในตู้อบแห้งโดยใช้เครื่องชั่งโหลดเซลล์ (load cell) ที่อ่านค่าความละเอียดได้ ๕๐ กรัม จำนวน ๑ ตัว รับน้ำหนักได้สูงสุด ๑๕๐ กิโลกรัม ซึ่งน้ำหนักน้ำที่ควบแน่นออกจากเครื่องระเหยโดยใช้เครื่องชั่งโหลดเซลล์ที่อ่านค่าความละเอียดได้ ๐.๐๑ กรัม จำนวน ๑ ตัว รับน้ำหนัก ได้สูงสุด ๓ กิโลกรัม วัดพลังงานที่ใช้ในระบบด้วยมาตรกิโลวัตต์ชั่วโมงและเครื่อง clip-on meter บันทึกผลอุณหภูมิกระเปาะแห้ง อุณหภูมิกระเปาะเปียก มวลมะละกอแช่เย็น มวลของน้ำที่ควบแน่นจากอากาศชื้นที่เครื่องระเหย และค่าความสิ้นเปลืองพลังงานทุก ๆ ๒ ชั่วโมงตลอดการทดลอง สำหรับการหาความชื้นเริ่มต้นของมะละกอแช่เย็นทำโดยเก็บตัวอย่างมาหั่นเป็นชิ้นเล็ก ๆ ซึ่งน้ำหนักด้วยเครื่องชั่งแบบดิจิทัล (อ่านค่าความละเอียดได้

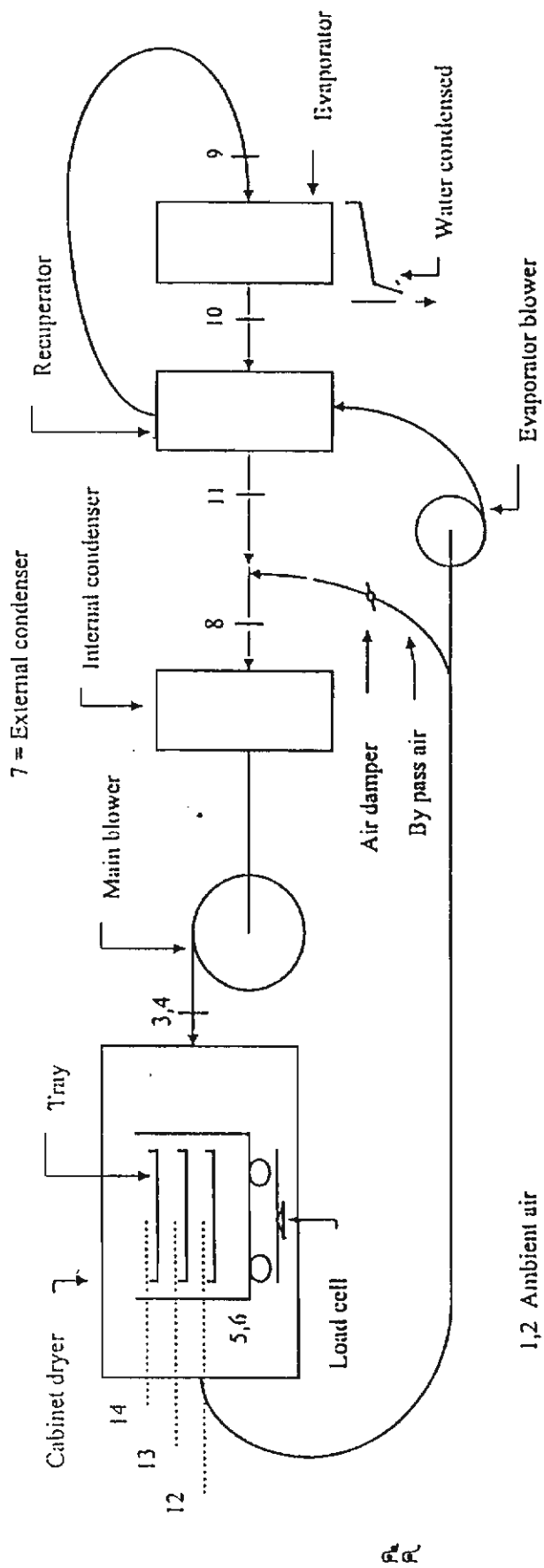


Figure 2 Temperature measurement for air loop

1 = ambient, dry bulb	5 = after drying, dry bulb	9 = inlet of evaporator	13 = sixth tray
2 = ambient, wet bulb	6 = after drying, wet bulb	10 = outlet of evaporator	14 = twelfth tray
3 = before drying, dry bulb	7 = outlet of external condenser	11 = outlet of recupurator	
4 = before drying, wet bulb	8 = inlet of internal condenser	12 = first tray	

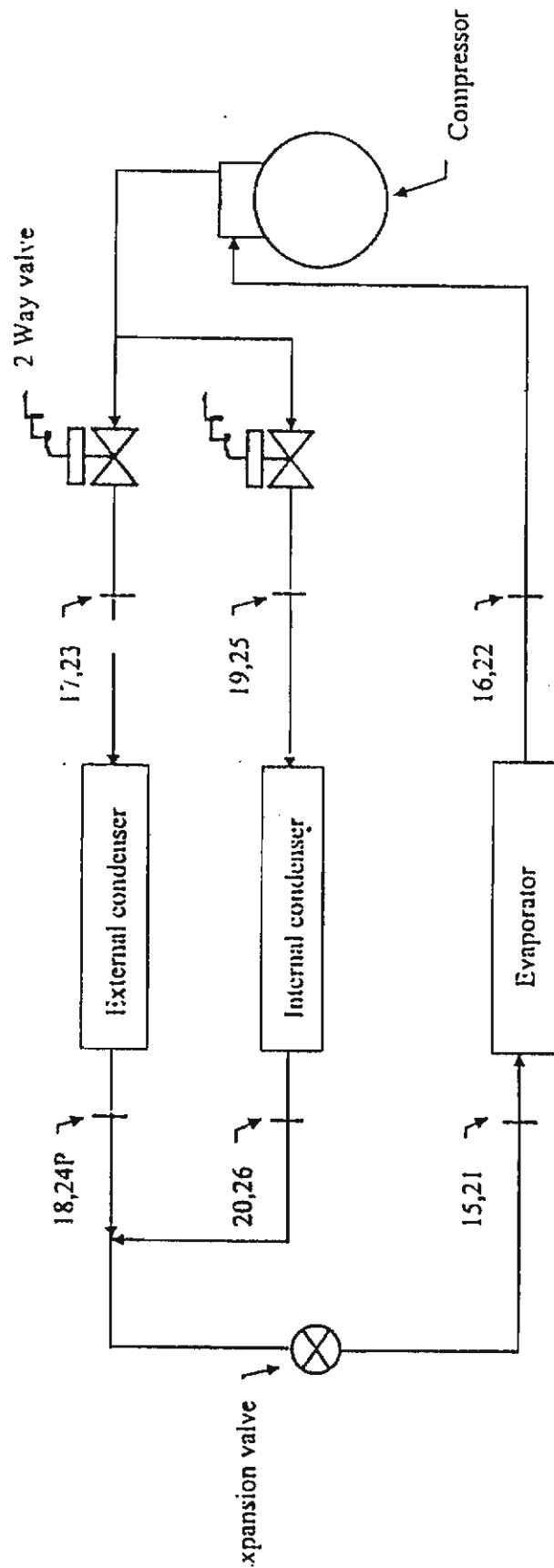


Figure 3 Temperature and pressure measurements for refrigerant loop

For temperature

- 15,16 = inlet and outlet of evaporator
- 17,18 = inlet and outlet of external condenser
- 19,20 = inlet and outlet of internal condenser

For pressure

- 21,22 = inlet and outlet of evaporator
- 23,24 = inlet and outlet of external condenser
- 25,26 = inlet and outlet of internal condenser

๐.๐๑ กรัม) แล้วนำเข้าตู้อบที่อุณหภูมิ ๑๐๓ องศาเซลเซียส เป็นเวลา ๗๒ ชั่วโมง นอกจากนี้ ได้ศึกษาถึงคุณภาพของมะละกอแช่อิ่มหลัง อบแห้งด้วยการตรวจสอบสี โดยใช้ M.H.S colour chart

ผลและวิจารณ์

๑. ผลการทดลองอบแห้งมะละกอ แช่อิ่มโดยใช้ฮีตปั๊ม

๑.๑ การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ของอากาศตามจุดต่าง ๆ

จากการทดลองวัดและเก็บ ข้อมูลอุณหภูมิตามจุดต่าง ๆ ของวงจรอากาศ แล้วนำมาเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ ระหว่างอุณหภูมิของอากาศกับเวลาที่ใช้อบแห้ง พบว่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของ อากาศขาเข้าและออกจากเครื่องควบแน่นตัว ในเท่ากับ ๑๐ องศาเซลเซียส ความแตกต่าง

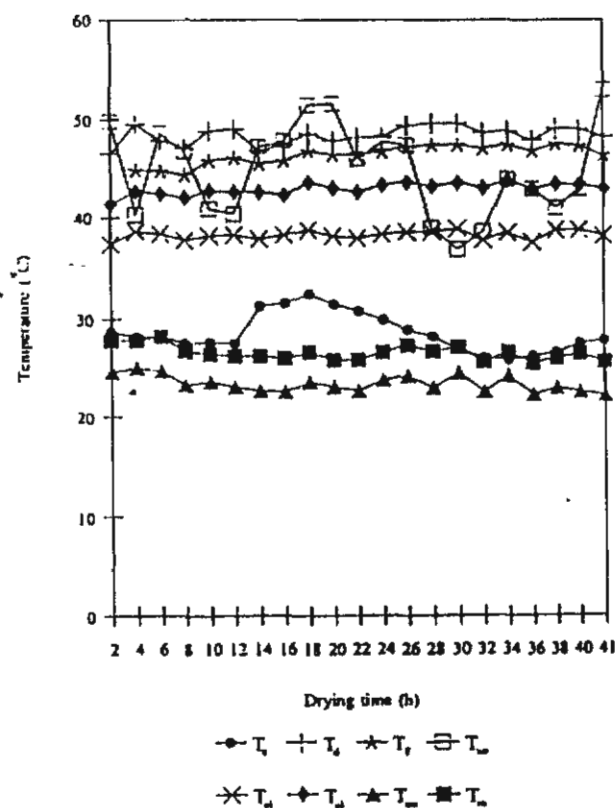


Figure 4 Evolution of temperatures in air loop for the 2nd test, 1st stage

- T_a = ambient temperature
- T_d = temperature after drying
- T_e = temperature before drying
- T_o = outlet temperature at external condenser
- T_i = inlet temperature at internal condenser
- T_m = inlet temperature at evaporator
- T_c = outlet temperature at evaporator
- T_r = outlet temperature at recuperator

ระหว่างอุณหภูมิของอากาศขาเข้าและออกจากเครื่องระเหยเท่ากับ ๒๐ องศาเซลเซียส ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของอากาศขาเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอากาศกับอากาศอยู่ระหว่าง ๓-๔ องศาเซลเซียส และความแตกต่างของอุณหภูมิของอากาศขาเข้าและออกจากห้องอบแห้งอยู่ระหว่าง ๑-๔ องศาเซลเซียส ดังแสดงในรูปที่ ๔-๔ อุณหภูมิของอากาศขาออกจากเครื่อง

ควบแน่นตัวนอกมีลักษณะกราฟกระโดดขึ้น ๆ ลง ๆ เนื่องจากถ้าอุณหภูมิในห้องอบแห้งได้ค่าตามที่ตั้งไว้ ตัวควบคุมอุณหภูมิก็จะสั่งวาล์วโซเลนอยด์ (solenoid valve) ตัวนอกให้ทำงาน ซึ่งเป็นผลทำให้อุณหภูมิของอากาศขาออกจากเครื่องควบแน่นตัวนอกสูงขึ้น และถ้าอุณหภูมิในห้องอบแห้งต่ำกว่าค่าที่ตั้งไว้ ตัวควบคุมอุณหภูมิก็จะสั่งวาล์วโซเลนอยด์ตัวนอกให้หยุดทำงาน อุณหภูมิของอากาศขาออกจาก

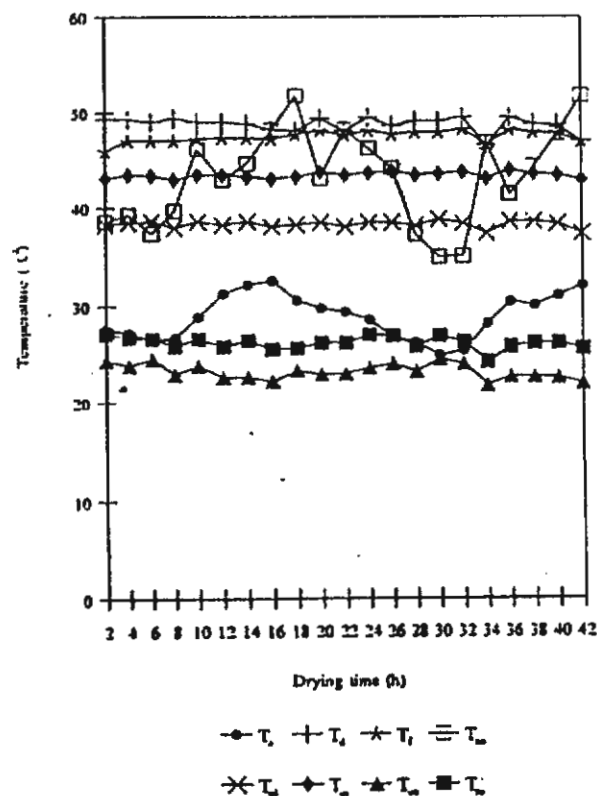


Figure 5 Evolution of temperatures in air loop for the 2nd test, 2nd stage

- T_a = ambient temperature
- T_d = temperature after drying
- T_e = temperature before drying
- T_c = outlet temperature at external condenser
- T_h = inlet temperature at internal condenser
- T_e = inlet temperature at evaporator
- T_a = outlet temperature at evaporator
- T_c = outlet temperature at recuperator

เครื่องควบแน่นตัวนอกก็จะลดลง ส่วนลักษณะการกระจายอุณหภูมิของอากาศอบแห้งบนรถเข็นพบว่าอุณหภูมิในถาดชั้นล่าง ชั้นกลาง และชั้นบนของรถเข็นมีความแตกต่างกันน้อยมาก ดังแสดงในรูปที่ ๘-๙ โดยที่

อุณหภูมิในถาดชั้นบนสูงกว่าถาดชั้นล่าง

๑.๒ การเปลี่ยนแปลงความชื้นของมะละกอแช่เย็น

จากการทดลอง สามารถทราบความชื้นที่เปลี่ยนแปลงจากการอ่านค่า

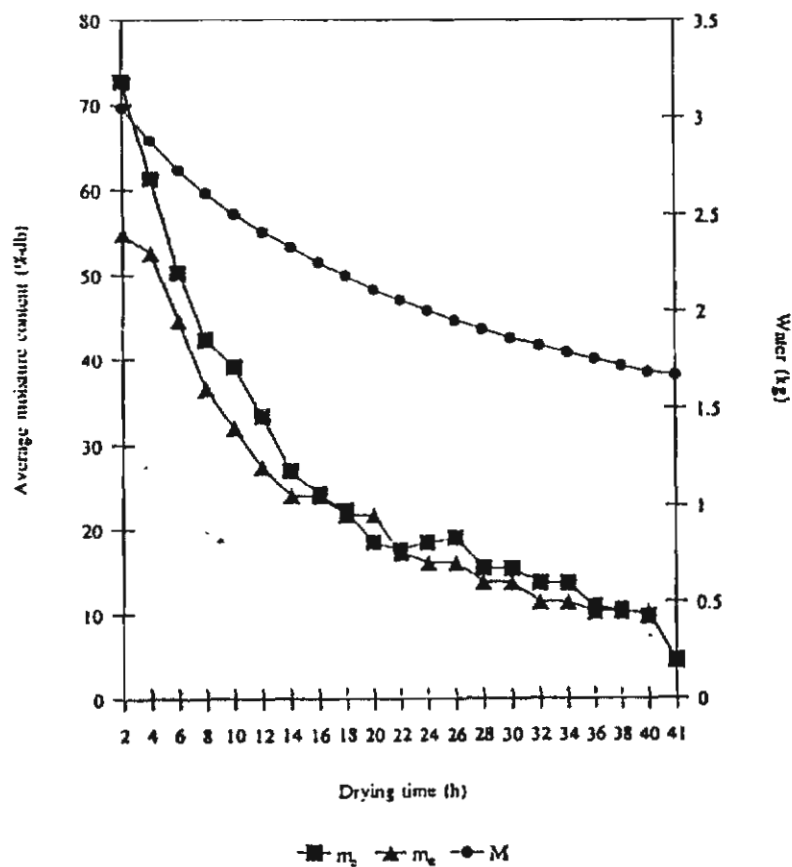


Figure 6 Evolution of average moisture content of papaya glacé, water condensed at evaporator and water evaporated from papaya glacé for the 2nd test, 1st stage

- m_e = water condensed at evaporator
- m_v = water evaporated from papaya glacé
- M = average moisture content of papaya glacé

น้ำหนักของมะละกอแช่จากเครื่องชั่งโกลด์-เซลล์และจากการเก็บข้อมูลปริมาณน้ำที่ควบแน่นจากเครื่องระเหย แล้วนำมาเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความชื้นเฉลี่ยของมะละกอแช่ อัตราการระเหยของน้ำ (drying rate) จากมะละกอแช่ และอัตราการควบ

แน่นของน้ำ (molsture extraction rate, MER) จากเครื่องระเหย กับเวลาที่ใช้อบแห้ง พบว่า MER มีค่าสูงกว่าอัตราการอบแห้ง ดังแสดงไว้ในรูปที่ ๖-๗ สันนิษฐานว่าสาเหตุมาจากความชื้นจากสิ่งแวดล้อมสามารถแทรกเข้าไปภายในระบบอบแห้งได้

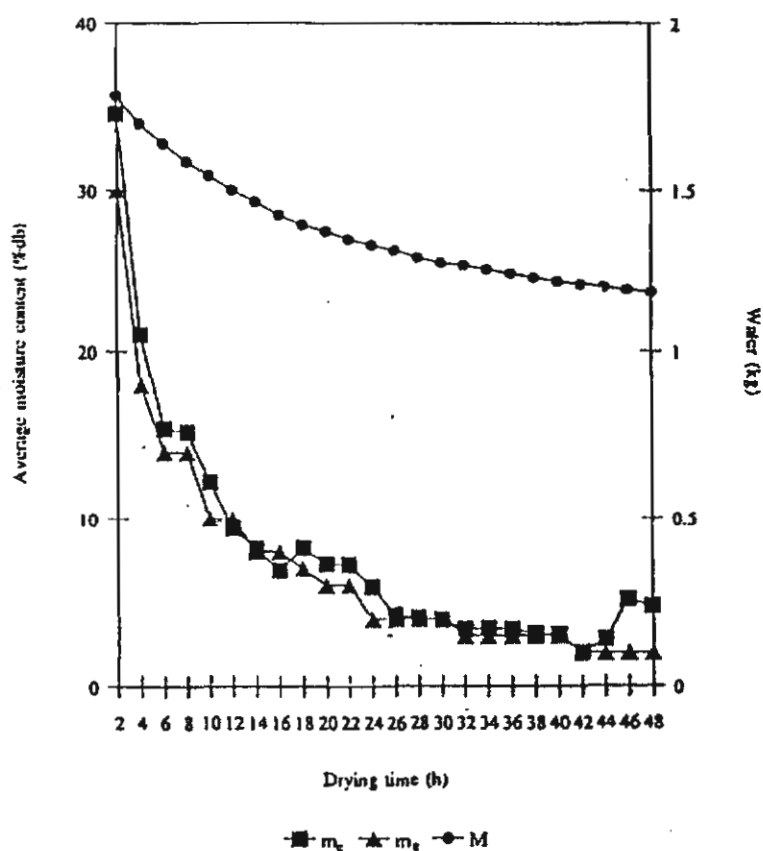


Figure 7 Evolution of average molsture content of papaya glacé, water condensed at evaporator and water evaporated from papaya glacé for the 2nd test, 2nd stage

- m_e = water condensed at evaporator
- m_g = water evaporated form papaya glacé
- M = average molsture content of papaya glacé

๒. การวิเคราะห์ประสิทธิภาพการอบแห้ง

ในการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพการอบแห้งของเครื่องอบแห้งโดยใช้ฮีตปั๊ม ได้

วิเคราะห์อัตราการอบแห้ง อัตราการควบแน่นของน้ำจากเครื่องระเหย ความสิ้นเปลืองพลังงาน ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะที่อัตราการไหลจำเพาะของอากาศ (specific air flow

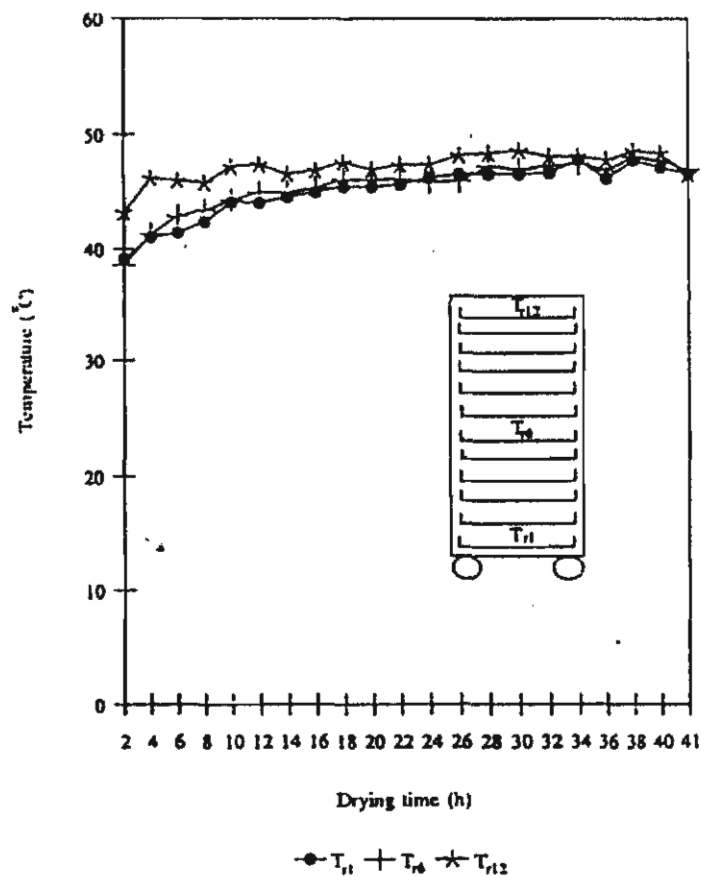


Figure 8 Evolution of air temperature at different trays for the 2nd test, 1st stage

rate) ผลการวิเคราะห์ข้อมูลจากการทดลอง
แต่ละครั้งสรุปไว้ในตารางที่ ๑ ซึ่งค่าอัตราการ
ระเหยของน้ำ, MER และ SMER เพิ่มขึ้นเมื่อ

อัตราการไหลเฉพาะของอากาศลดลง ส่วน
ความสิ้นเปลืองพลังงานลดลงตามอัตราการ
ไหลเฉพาะของอากาศ

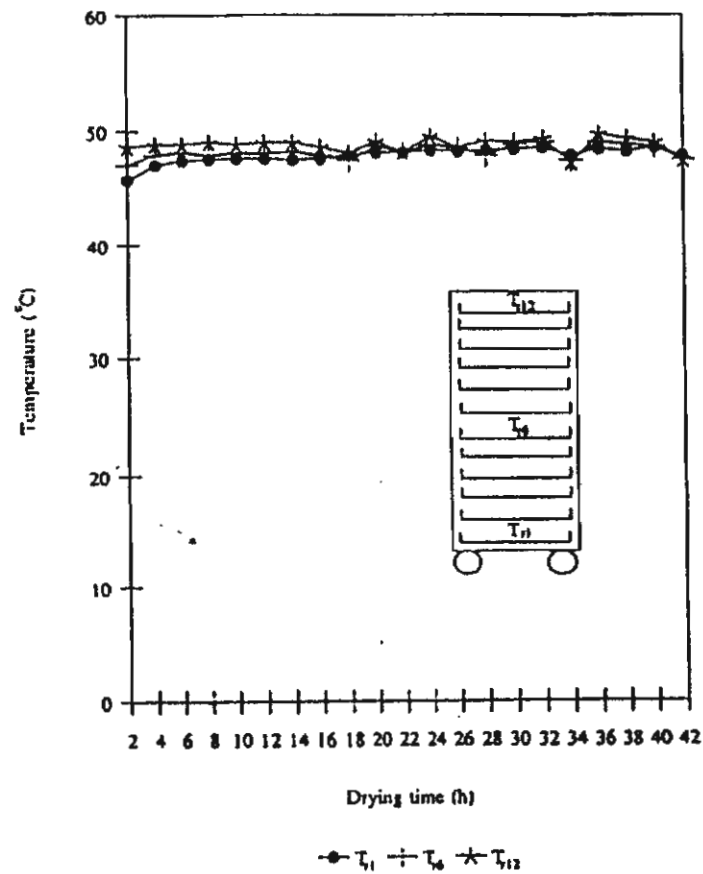


Figure 9 Evolution of air temperature at different trays for the 2nd test, 2nd stage

๓. การวิเคราะห์สมรรถนะของ ระบบฮีตปั๊มในงานวิจัยนี้ ได้วิเคราะห์และเปรียบเทียบข้อมูลระหว่างวงจรอากาศกับ วงจรสารทำความเย็นโดยใช้ข้อมูลเฉลี่ยที่เก็บ

Table 1 Experimental drying results

Description	TEST No.					
	1/1	1/2	2/1	2/2	3/1	3/2
ambient condition						
average temperature (°C)	28.9	29.3	28.5	28.9	29.3	29.3
average relative humidity (%)	77.5	71.6	65.6	56.9	74.6	74.9
condition of papaya glacé						
average moisture before drying (% db)	74.8	40.4	73.8	38.3	74.8	36.7
average moisture final drying (% db)	40.4	23.2	38.3	23.6	36.3	19.1
initial weight (kg)	70.4	56.5	101.1	80.1	132.2	101.0
final weight (kg)	56.6	49.7	80.5	71.6	103.4	88.0
drying air condition						
temperature (°C)	50	50	50	50	50	50
specific air flow rate (kg dry air/h-kg dry papaya glacé)	40.3	40.2	27.9	29.8	21.4	21.9
by pass air (%)	63	63	63	63	63	63
energy consumption						
energy consumption (MJ/kg water evap.)	15.95	39.73	13.56	38.02	9.93	19.75
drying time (h)	42	40	41	48	42	38
performance of heat pump						
drying rate (kg water evap./h)	0.327	0.171	0.504	0.177	0.686	0.343
MER (kg water condensed/h)	0.541	0.316	0.578	0.195	0.780	0.544
SMER (kg water evap./kW-h)	0.172	0.091	0.266	0.095	0.363	0.182
COP _{hp}	3.82	3.76	3.85	3.73	3.83	3.81

Where MER = moisture extraction rate from evaporator
 SMER = specific moisture extraction rate
 COP_{hp} = coefficient of performance for heat pump

ทุก ๒ ชั่วโมง ผลการวิเคราะห์ดังแสดงใน
ตารางที่ ๒ พบว่าค่าร้อยละความผิดพลาดอยู่ใน
ในช่วงที่ยอมรับได้ สมรรถนะของระบบฮีตปั๊ม

ในรูปของสัมประสิทธิ์สมรรถนะฮีตปั๊ม มีค่าอยู่
ระหว่าง ๓.๗๑-๓.๘๕

Table 2 Comparative results analyzed from air and refrigerant loops

Description	Test No.					
	1/1	1/2	2/1	2/2	3/1	3/2
W_c	1.31	1.31	1.31	1.31	1.31	1.31
m_i	0.02335	0.02424	0.02409	0.02350	0.02335	0.02266
m_a	0.02092	0.02320	0.02137	0.02244	0.02077	0.02090
m_e	0.00243	0.00104	0.00272	0.00106	0.00259	0.00176
$Q_{e,a}$	3.69	3.61	3.73	3.58	3.71	3.68
$Q_{e,r}$	3.64	3.85	3.81	3.68	3.69	3.54
% error of Q_e	1.23	6.51	2.14	2.74	0.44	3.89
$Q_{i,a}$	0.43	0.18	0.48	0.18	0.46	0.31
$Q_{i,r}$	4.57	4.74	4.56	4.72	4.56	4.68
$Q_{e,i}$	4.06	4.53	4.17	4.36	4.08	4.08
% error of Q_i	11.09	4.38	8.54	7.57	10.6	12.74
$COP_{hp,a}$	3.82	3.76	3.85	3.73	3.83	3.81
$COP_{hp,r}$	3.78	3.94	3.91	3.81	3.82	3.70
% error of COP_{hp}	1.34	6.35	2.04	2.84	0.37	3.92

Where W_c = power input at compressor, kW
 m_i = mass flow rate of refrigerant, kg/s
 m_a = mass flow rate of refrigerant in internal condenser, kg/s
 m_e = mass flow rate of refrigerant in external condenser, kg/s
 $Q_{e,a}$ = net cooling effect at evaporator calculated from air loop, kW
 $Q_{e,r}$ = net cooling effect at evaporator calculated from refrigerant loop, kW
 $Q_{i,a}$ = net heat rejected at internal condenser calculated from air loop, kW
 $Q_{i,r}$ = net heat rejected at internal condenser calculated from refrigerant loop, kW
 $Q_{e,i}$ = net heat rejected at external condenser calculated from air loop, kW
 $COP_{hp,a}$ = coefficient of performance for heat pump calculated from air loop
 $COP_{hp,r}$ = coefficient of performance for heat pump calculated from refrigerant loop

๔. คุณภาพผลิตภัณฑ์

ในส่วนที่เกี่ยวกับคุณภาพมะละกอแช่อิ่มอบแห้งที่ได้จากการอบแห้งทั้ง ๒ ช่วงดังกล่าว พบว่าให้สีส้มปนแดงค่อนข้างอ่อนตาม code ๓๔-C โดยมาตรฐานเทียบสีของ R.H.S Colour Chart ซึ่งเป็นสีอ่อนกว่าการอบแห้งมะละกอแช่อิ่มแบบอุโมงค์ของปิยรัตน์ หนูสุข และคณะ^[๑] ทั้งนี้ คงเนื่องจากอุณหภูมิของอากาศที่ใช้อบแห้งต่ำกว่า

๕. การประเมินค่าใช้จ่าย

เงื่อนไขที่ใช้ในการประเมินผลมีดังนี้ กำลังผลิต ๑๓๒.๒ กิโลกรัมต่องวด ใน ๑ ปี เครื่องอบแห้งทำงาน ๔๘ งวด เวลาอบแห้งโดยเฉลี่ย ๘๐ ชั่วโมงต่องวด (ใน ๑ สัปดาห์จะใช้เวลาอบแห้งโดยเฉลี่ย ๕ วัน และอีก ๓ วันที่เหลือใช้เวลาในการเตรียมและหั่นมะละกอแช่อิ่ม) อบแห้งมะละกอแช่อิ่มได้ปีละ ๖,๓๔๖ กิโลกรัม ราคาต้นทุนในการสร้างเครื่องอบแห้ง ๕๔,๐๑๒ บาท อายุการใช้งานของเครื่องอบแห้ง ๑๐ ปี และ ๕ ปีในกรณีที่การบำรุงรักษาไม่ดี ค่าบำรุงรักษารายปีคิดเป็นร้อยละ ๕ ของต้นทุนการสร้างเครื่องอบแห้งมูลค่าซากคิดเป็นร้อยละ ๑๐ ของต้นทุนการสร้างเครื่องอบแห้ง ความสามารถในการระเหยน้ำ ๔๔.๒๕ กิโลกรัมน้ำระเหยต่องวด ราคาไฟฟ้าต่อหน่วย ๑.๕๕ บาทต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง อัตราการใช้ไฟฟ้า ๑.๘๙ กิโลวัตต์-ชั่วโมง ไม่คิดค่าแรงงานในการดำเนินการอบแห้ง อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ร้อยละ ๑๘ ต่อปี

๕.๑ กรณีที่คิดอายุการใช้งานของเครื่องอบแห้งเป็น ๑๐ ปีจะเป็นค่าใช้จ่ายดังนี้

ค่าใช้จ่ายรายปีรวมทั้งหมด ๒๗,๐๘๙ บาทต่อปี หรือคิดเป็น ๑๒.๘ บาทต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหย แยกเป็นค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่อง ๖.๑ บาทต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหย

ค่าไฟฟ้า ๕.๓ บาทต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหย และค่าบำรุงรักษา ๑.๔ บาทต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหย

๕.๒ กรณีที่คิดอายุการใช้งานของเครื่องอบแห้งเป็น ๕ ปีจะเป็นค่าใช้จ่ายดังนี้

ค่าใช้จ่ายรายปีรวมทั้งหมด ๓๒,๒๔๖ บาทต่อปี หรือคิดเป็น ๑๕.๒ บาทต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหย แยกเป็นค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่อง ๘.๕ บาทต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหยค่าไฟฟ้า ๕.๓ บาทต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหยและค่าบำรุงรักษา ๑.๔ บาทต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหย

สรุป

จากการศึกษาการอบแห้งมะละกอแช่อิ่มโดยใช้ฮีตปั๊ม สรุปได้ดังนี้

๑. อัตราการอบแห้งของเครื่องสามารถทำได้ถึง ๐.๖๘๖ กิโลกรัมน้ำระเหยต่อชั่วโมง

๒. อัตราการควบแน่นของน้ำจากเครื่องระเหยของระบบ สามารถทำได้ถึง ๐.๗๘ กิโลกรัมน้ำควบแน่นต่อชั่วโมง

๓. เวลาการอบแห้งทั้ง ๒ ช่วงรวมกันประมาณ ๘๐ ชั่วโมง โดยแบ่งเป็นการอบแห้งช่วงละประมาณ ๔๐ ชั่วโมง

๔. ความสิ้นเปลืองพลังงาน พลังงานที่ใช้ในระบบเท่ากับ ๙.๙๓ เมกะจูลต่อกิโลกรัมน้ำที่ระเหย หรือ specific moisture extraction rate (SMER) เท่ากับ ๐.๓๖๓ กิโลกรัมน้ำที่ระเหยต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมงที่อัตราไหลเฉพาะของอากาศ ๒๑.๔๒ กิโลกรัมอากาศแห้งต่อชั่วโมง-กิโลกรัมมะละกอแช่อิ่ม

๕. สัมประสิทธิ์สมรรถนะฮีตปั๊มของระบบฮีตปั๊มมีค่าอยู่ระหว่าง ๓.๗๑-๓.๘๕ ซึ่ง

หมายความว่า ฮีตปั๊มให้ค่าการทำความเย็นของเครื่องระเหย ๓.๗ กิโลวัตต์ และให้ค่าการทำความร้อนที่เครื่องควบแน่น ๕.๐๔ กิโลวัตต์ แยกเป็นความร้อนที่เครื่องควบแน่นตัวใน ๔.๗๕ กิโลวัตต์ และความร้อน ที่เครื่องควบแน่นตัวนอก ๐.๓ กิโลวัตต์ โดยป้อนกำลังงานให้กับเครื่องอัดไอเท่ากับ ๑.๓๑ กิโลวัตต์

๖. จากการประเมินค่าใช้จ่ายในการทดลองของงานวิจัยนี้ พบว่ามีค่าใช้จ่ายในการดำเนินการอบแห้งมะละกอแช่เย็นทั้งหมดเท่ากับ ๑๒.๘ บาทต่อกิโลกรัม น้ำที่ระเหย โดยแยกออกเป็นค่าใช้จ่ายด้านพลังงานเท่ากับ ๕.๓ บาทต่อกิโลกรัม น้ำที่ระเหย ค่าใช้จ่ายด้านการบำรุงรักษาเท่ากับ ๑.๔ บาทต่อกิโลกรัม น้ำที่

ระเหย และค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องอบแห้งเท่ากับ ๖.๑ บาทต่อกิโลกรัม น้ำที่ระเหย

๗. มะละกอแช่เย็นที่ได้จากการอบแห้งให้สีสัมผัสแดงค่อนข้างอ่อนตาม code ๓๔-C โดยมาตรฐานเทียบสีของ R.H.S colour chart ซึ่งเป็นสีอ่อนกว่าการอบแห้งมะละกอแช่เย็นแบบอุโมงค์ของ ปิยรัตน์ หนูสุก และคณะ^[๑] ซึ่งน่าจะเนื่องจากอุณหภูมิอบแห้งต่ำกว่า

คำขอบคุณ

ผู้เขียนขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย ที่สนับสนุนโครงการวิจัยนี้ และบริษัทไรซ์เอ็นจิเนียริง ซัพพลาย จำกัด ที่ให้ความช่วยเหลือในด้านสร้างเครื่อง.

เอกสารอ้างอิง

๑. ปิยรัตน์ หนูสุก, สมชาติ โสภณเรณูฤทธิ์, ทิพาพร อยู่วิทยา และ อติศักดิ์ นาถกรณกุล. บัณฑิตที่ส่งผลต่อการอบแห้งมะละกอแช่เย็นในอุโมงค์. วิทยาสารเกษตรศาสตร์ (วิทยาศาสตร์) ๒๕๓๕; ๓๐ : ๗๔-๘๐.
๒. Chou SK, Hawlader MNA, Ho JC, Wijesundera NE and Rajasekar S. Heat pump in the drying of food products. International Journal of Energy Research 1993; 14: 397- 406.
๓. Clements S, Jia X and Jolly P. Experimental verification of a heat pump assisted continuous dryer simulation model. International Journal of Energy Research 1994; 17:19-28.
๔. Pendyala VR, Devotta S and Patwardhan VS. Heat pump assisted dryer, part 2 experimental study. International Journal of Energy Research 1990; 14: 493-507.
๕. Rossi SJ, Neves LC and Kieckbusch TG. Thermodynamic and energetic evaluation of a heat pump applied to the drying of vegetables. Drying Technology 1992; 10: 1458-1484.

- b. Young GS, Birchall S and Mason RL. Heat pump drying of food products – prediction of performance and energy efficiency. In Proc. Fourth ASEAN Conference on Energy Technology, Bangkok, 28-29 August 1995, pp. 240-247.
- c/. Strommen I and Kraner K. New applications of heat pumps in drying processes. Drying '82, 1994, pp. 809-901.

PAPAYA GLACE' DRYING USING HEAT PUMP

Somchart Soponronnarit¹, Somboon Wetchacama¹, Adisak Nathakaranakule¹,
Thanit Swasdisevi¹, and Prathan Rukprang²

1 School of Energy and Materials, 2 Former Graduate Student
King Mongkut's Institute of Technology Thonburi
Suksawas 48 Rd., Bangkok, Thailand

Key words : Fruit drying, heat pump, papaya glace'

ABSTRACT

The purposes of this research are to design, construct, evaluate performance and conduct cost analysis of heat pump fruit dryer. The dryer consists of cabinet dryer and heat pump. Product capacity of the cabinet dryer is 100-132 kg with 12 trays and capacity of heat pump is 1 ton refrigeration. In this experiment, papaya glace' is dried in close loop air with drying temperature of 50°C, air flow rate of 0.45 kg/s and by pass air of 63 %. Drying operation is divided into two steps. The results are as follows: drying rate 0.686 kg water evaporation/h, moisture extraction rate from evaporator 0.78 kg water evaporation/h and drying time of the two steps approximately 80. Energy consumption is 9.93 MJ/kW-h or SMER 0.363 kg water evaporation/kW-h at specific air flow rate of 21.42 kg dry air/h-kg dry papaya glace'. The coefficient of performance for heat pump varies between 3.71-3.85. For the quality of papaya glace' after drying in terms of color, it is found that color of papaya glace' is light reddish-orange. For cost evaluation from this experiment, it is found that cost of papaya glace' drying is 12.8 bath/kg water evaporation of which 5.3 is energy cost, 1.4 is maintenance cost and 6.1 is fixed cost (US\$ 1 = 34 baht).

INTRODUCTION

Dried fruit is a type of agricultural modified product which is in high requirement in both domestic and international markets. Drying process is an important step of production process which uses high cost for operating. This research proposes a choice of using heat from heat pump for drying fruit. Fruit drying using heat pump could reduce energy cost with fairly low air temperature and relative humidity. Product quality in terms of color and smell is limited changed and is accepted by consumer.

From the past research (Nousook et al.,1996, Chou et al.,1993, Clement et al.,1993, Pendyala et al., 1990, Rossi et al.,1992, Young et al.,1995 and Strommen et al.,1994), it showed that there were three types of heat pump dryer: fixed tray dryer, continuous dryer and fluidized bed dryer, and two models of air system : close-loop system (air was recycled in the system) and open-loop system (dried air was rejected to surrounding). Drying temperature depended on refrigerant and it could be increased by adding heater into the system. However, the heater caused COP reduce. Heat pump dryer performance could be increased by selecting suitable ratio of air entering to evaporator and by pass air, and using recuperator to exchange heat between hot air from cabinet dryer and cold air from evaporator.

The objectives of this research are to design, construct, evaluate performance and conduct cost analysis of heat pump fruit dryer. Papaya glace' was selected as drying product.

MATERIALS AND METHODS

Heat pump dryer in this research is a close-loop system as shown in Figure 1. It consists of 0.90x0.80x0.75 m³ drying cabinet, 12 drying trays with area of 0.63x0.72 m² each, 1.3 kW two piston compressor, 4.5 kW internal and external condensers (4x13 rows and 14 fins per inch), 3.66 kW evaporator (3x8 rows and 14 fins per inch), 2 cycles of capillary tube throttling valve with dimension of 100x0.164 cm, recuperator heat exchanger with air mass flow rate of 0.14 kg/s and different temperature (between inlet and outlet) of 6 °C, 3 kW heater, backward curved blade centrifugal fan with air mass flow rate of 0.4-0.8 kg/s and motor of 0.75 kW with speed adjustment by inverter, axial blade fan for external condenser with air flow rate of 0.14 kg/s and motor of 50 W, and forward curved blade centrifugal fan for evaporator with air mass flow rate of 0.14 kg/s and motor of 50 W.

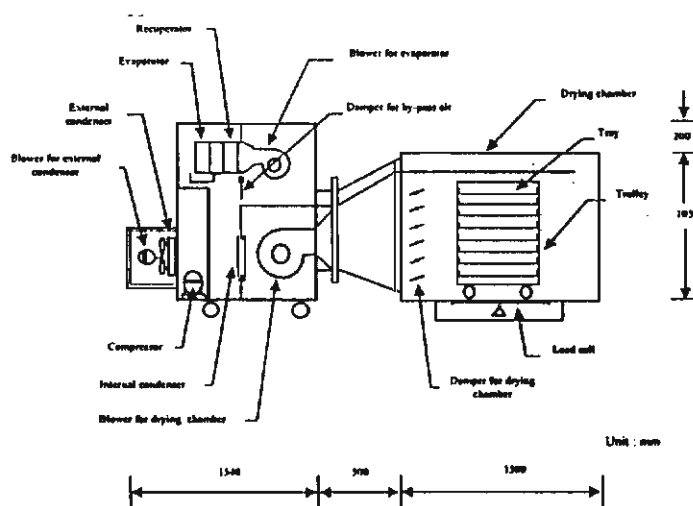


Figure 1. Heat pump fruit dryer

Experimental fruit in this research is papaya glace'. Papaya glace' is spread on trays which are put on a trolley. This fruit drying is a batchwise drying. There are three experiments of the drying. The conditions for the experiment are as follows: 1) Drying is a close loop system. 2) Air used for drying is controlled at 50 °C. 3) Air mass flow rate is constant at 0.45 kg/s and ratio of by pass air is 63 % (air mass flow rate through evaporator is 0.17 kg/s). 4) Papaya glace' quantity is varied between 70-132 kg. The experiment is divided into two steps. First step, papaya glace' with dimension of 6.35x15x2.54 cm³

and initial moisture content of 74% dry basis is dried (experiments 1/1, 2/1, and 3/1). Second step, papaya glace' dried from the first step is cut into dimension of $0.98 \times 0.98 \times 0.98 \text{ cm}^3$ and dried to final moisture content of 23 % dry basis (experiments 1/2, 2/2, and 3/2). Air velocity in recycled duct is measured by hot wire anemometer. Temperature of air loop in Figure 2 and temperature of refrigerant loop in Figure 3 are measured by Chromel-Alumel type k thermocouple connected to data logger (accuracy $\pm 1^\circ \text{C}$).

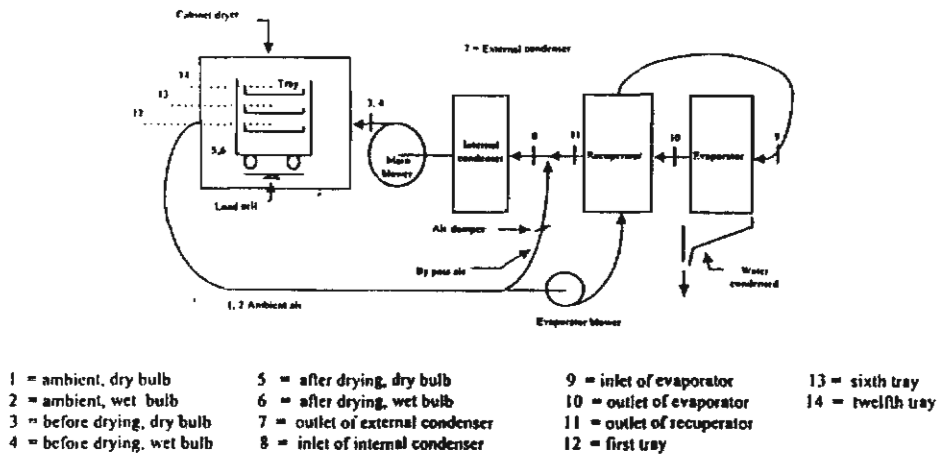


Figure 2. Temperature measurement for air loop

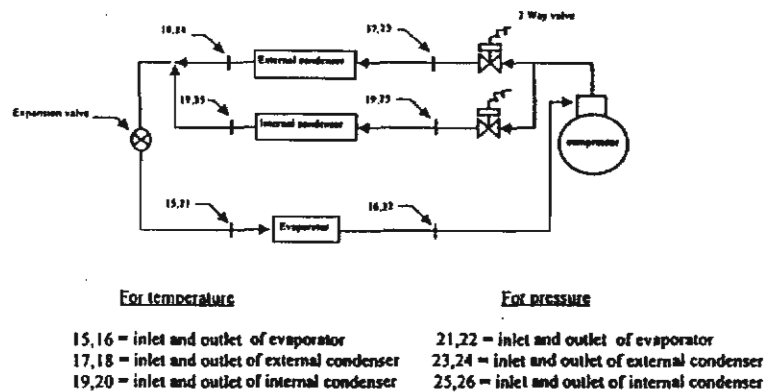


Figure 3. Temperature and pressure measurements for refrigerant loop

Budong gauge is used to measure pressure in refrigerant loop. A load cell with accuracy of 50 g is used to measure weight of material in cabinet dryer. Maximum weight measured is 150 kg. Condensed water from evaporator is measured by a load cell with accuracy of 0.01 g. Maximum weight measured is 3 kg. Kilowatt-hour meter and Clamp-on meter are used to measure energy consumption in the system. The values measured are as follows: dry-bulb temperature, wet-bulb temperature, weight of papaya glace', weight of condensed water from moisture air in evaporator and energy consumption. The measurement is conducted every two hours. Initial moisture content of papaya glace' is measured by the methods as

follows: 1) Papaya glaucifolia sample is taken and cut into small pieces. 2) The sample is measured by digital balance (accuracy of 0.01 g). 3) The sample is put into a cabinet dryer at temperature of 103 °C for 72 h. Papaya glaucifolia quality after drying is studied by checking color with R.H.S. color chart.

RESULTS AND DISCUSSION

Experimental Results

Considering air temperature variation from the experimental results, it is found that differences of inlet and outlet air temperature of each subcomponent of heat pump system are : internal condenser 10 °C, evaporator between 20 °C, recuperator between 3-4 °C and cabinet dryer between 1-5 °C, as shown in Figures 4 and 5. Outlet air temperature at external condenser varied up and down, which is effected from temperature controlling by solenoid valve. For hot air temperature distribution in trolley, it is found that air temperature of the tray on top part, middle part and bottom part of the trolley is slightly different (temperature of top tray is higher than that of bottom tray).

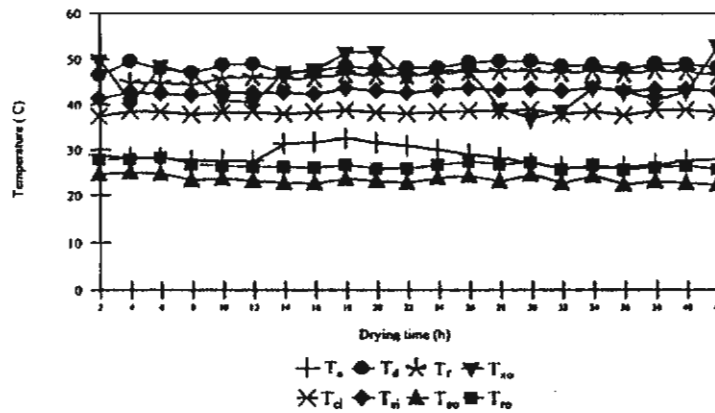


Figure 4. Evolution of temperature in air loop of the 2nd test, 1st stage

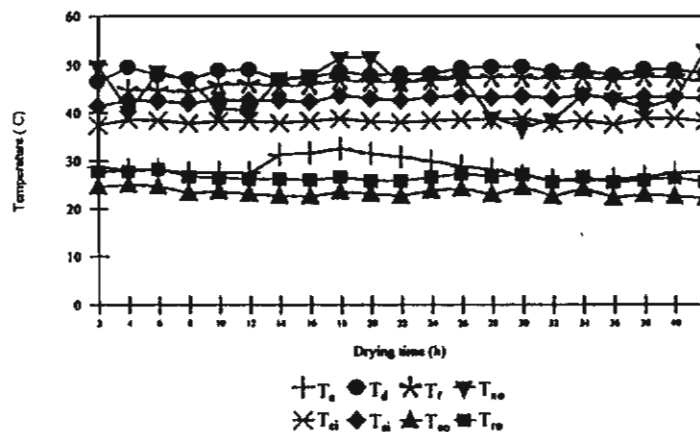


Figure 5. Evolution of temperature in air loop of the 2nd test, 2nd stage

The results of 'papaya glace' moisture content variation from the experiment can be shown in relative data with drying time, in terms of average moisture content, water evaporated from papaya glace' (or drying rate) and water condensed at evaporator (or moisture extraction rate, MER). It is found that value of MER is higher than drying rate, as shown in Figures 6 and 7. It is assumed that surrounding humidity can absorb into drying section of heat pump.

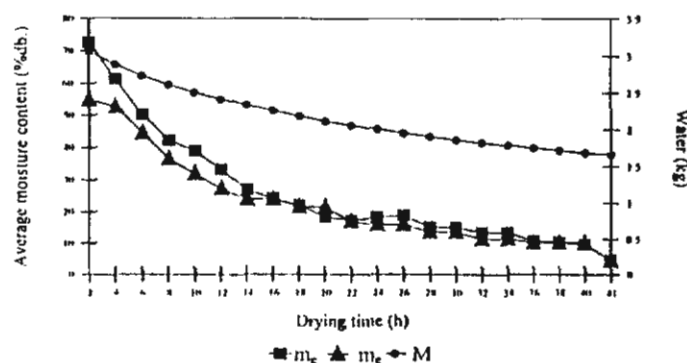


Figure 6. Evolution of average moisture content of papaya glace', water condensed at evaporator and water evaporated from papaya glace' for the 2nd test, 1st stage

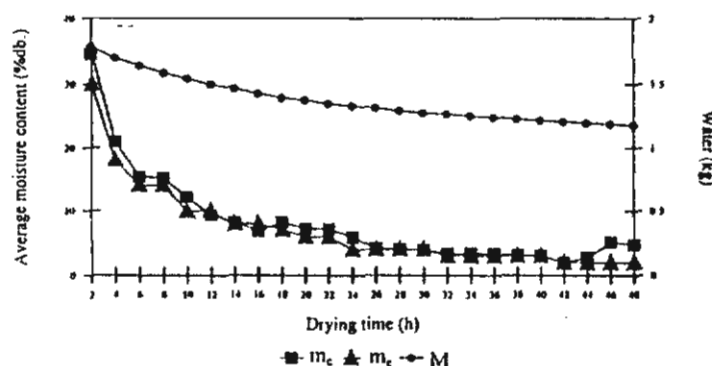


Figure 7. Evolution of average moisture content of papaya glace', water condensed at evaporator and water evaporated from papaya glace' for the 2nd test, 2nd stage

Drying Efficiency Analysis

Drying efficiency of heat pump can be determined by analytic results of drying rate, moisture extraction rate from evaporator (MER), energy consumption and specific moisture extraction rate (SMER) at desired specific air flow rate. The analytic results from each experiment are concluded in Table 1. Energy consumption decreases with the specific air flow rate while drying rates, MER and SMER increase.

Table 1. Experimental drying results

Description	Test No.					
	1/1	1/2	2/1	2/2	3/1	3/2
Ambient condition						
Average temperature (°C)	28.9	29.3	28.5	28.9	29.3	29.3
Average relative humidity (%)	77.5	71.6	65.6	56.9	74.6	74.9
Condition of papaya glaze'						
Average moisture before drying (%db.)	74.8	40.4	73.8	38.3	74.8	36.7
Average moisture final drying (%db.)	40.4	23.2	38.3	23.6	36.3	19.1
Initial weight (kg)	70.4	56.5	101.1	80.1	132.2	101.0
Final weight (kg)	56.6	49.7	80.5	71.6	103.4	88.0
Drying air condition						
Temperature (°C)	50	50	50	50	50	50
Specific air flow rate (kg dry air/h-kg dry papaya glaze')	40.3	40.2	27.9	29.8	21.4	21.9
By pass air (%)	63	63	63	63	63	63
Energy consumption						
Energy consumption (MJ/kg water evap.)	15.95	39.73	13.56	38.02	9.93	19.75
Drying time (h)	42	40	41	48	42	38
Performance of heat pump						
Drying rate (kg water evap./h)	0.327	0.171	0.504	0.177	0.686	0.343
MER (kg water condensed/h)	0.541	0.316	0.378	0.195	0.780	0.544
SMER (kg water evap./kW-h)	0.172	0.091	0.266	0.095	0.363	0.343
COP _{hp}	3.82	3.76	3.85	3.73	3.83	3.81

Heat Pump Performance Analysis

In this study, performance of heat pump is determined by experimental results obtained from both air loop and refrigerant loop (average record data every 2 hours). Analytic results show that error percent is in range of being acceptable. Performance of heat pump expressed in terms of coefficient of performance for heat pump (COP_{hp}) varies between 3.71-3.89.

Papaya Glaze' Quality

For the quality of papaya glaze' after drying from two steps of experiment, it is found that colour of the product is light reddish-orange (in code 34-C from R.H.S colour chart) which is lighter than that of drying papaya glaze' in hot air tunnel.

Cost Evaluation

Conditions for evaluation of heat pump in this study are as follows: capacity 132.2 kg/batch, operating time 48 batches /year, average drying time 80 hr/batch, dried papaya glaze' quantity 6346 kg/year, fixed cost 59,012 baht (US\$ 1 = 34 baht), life time of heat pump 10 years, maintenance cost per year 5% of fixed cost, salvage value 10% of fixed cost, evaporation water ability 44.25 kg water evap./batch, electricity price 1.55 baht/kW-h, electricity used rate 1.89 kW-h and interest rate 18%/year.

The operating cost is neglected in this study. When life time of heat pump is 10 years, total annual cost is 27,079 baht/year or 12.8 baht/kg water evap. of which 6.1 is fixed cost, 5.3 is electricity cost and 1.4 is maintenance cost. When life time of heat pump is 5 years, total annual cost is 32,246 baht/year or 15.2 baht/kg water evap. of which 8.5 is fixed cost, 5.3 is electricity cost and 1.4 is maintenance cost.

CONCLUSION

1. Drying rate (water evaporated rate from papaya glaze') of heat pump can be operated to 0.686 kg water evap./h
2. Moisture extraction rate from evaporator is 0.78 kg water condensed/h
3. Total drying time of both steps in the experiment is approximately 80 h (40 h for each step)
4. Energy consumption is 9.93 MJ/kg water evap. or in terms of specific moisture extraction rate is 0.63 kg water evap./kW-h at the condition of specific air flow rate 21.4kg dried air/h-kg dried papaya.
5. Coefficient of performance for heat pump (COP_{hp}) varying between 3.71-3.85 indicates that power supplied by heat pump system for cooling at evaporator is 3.7 kW and for heating at condenser 5.04 kW of which 4.74 is heating power at internal condenser and 0.3 is at external condenser. Power supplied to compressor is 1.31 kW.
6. Cost evaluation of this study is found that total operating cost is 12.8 baht/kg water evap. of which 5.3 is energy consumption cost, 1.4 is maintenance cost and 6.1 is fixed cost.
7. Colour of papaya glaze' after drying is light reddish-orange (code 34-C from R.H.S Colour chart), lighter than colour of papaya glaze' dried by hot air tunnel(Noosuk et al.,1996). This may be due to the effect of drying temperature which is lower than that of the drying in tunnel.

ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to thank the Thailand Research Fund for their financial support and to Rice Engineering Supply Co. Ltd. for her help in construction of heat pump dryer.

NOTATION

COP_{hp}	coefficient of performance for heat pump	-
m	mass of water	kg
M	average moisture content of papaya glaze'	kg
MER	moisture extraction rate from evaporator	kg water condensed/h
SMER	specific moisture extraction rate	kg water evap./kW-h
T	temperature	°C

Subscripts

a	ambient air
c	condensed at evaporator
ci	inlet at internal condenser
d	before drying
e	evaporated from papaya glaze'
ei	inlet at evaporator
eo	outlet at evaporator
f	after drying
ro	outlet at recuperator
xo	outlet at external condenser

LITERATURE CITED

- Chou, S.K., Hawlader, M.N.A., Ho, J.C., Wijesundera, N.E., Rajasekar, S., 1993, Heat pump in the drying of food product, *International Journal of Energy Research*, 14, pp. 397-406.
- Clements, S., Jia, X., Jolly, P., 1993, Experimental verification of a heat pump assisted continuous dryer simulation model, *International Journal of Energy Research*, 17, pp. 19-28.
- Noosuk, P., Soponronnarit, S., Yoovidhaya, T., Nathakarakakule, A., 1996, Factors affecting papaya 'glace' drying in tunnel, *Kasetsart J.(Sci.)*, 30, pp. 74-90.
- Pendyala, V.R., Devotta, S., Patwardhan, V.S., 1990, Heat pump assisted dryer, part 2: experimental study *International Journal of Energy Research*, 14, pp. 493-507.
- Rossi, S.J., Neves, L.C., Kieckbusch, T.G., 1992, Thermodynamic and energetic evaluation of a heat pump applied to the drying of vegetables, *Drying Technology*, 10, pp. 1475-1484.
- Young, G.S., Birchall, S., Mason, R.L., 1995, Heat pump drying of food products - prediction of performance and energy efficiency, In *Proc. Fourth ASEAN Conference on Energy Technology*, Bangkok, 28-29 August 1995, pp. 240-247.
- Strommen, I., Kraner, K., 1994, New applications of pumps in processes, *Drying* 82, pp. 809-901.

Proceedings

**International Agricultural Engineering
Conference**

Volume I

Editors

V. M. Salokhe
Zhang Jianxia



Asian Institute of Technology
Bangkok, Thailand
December 7-10, 1998

Biodegradable Packaging Materials and Waste Management in Foodservice Operations —Birgit Braun, Institute for Agricultural Engineering, University of Kiel, Kiel, Germany. 390

The Research on Purification of Rude Sweet Potato Starch Process — Lin Xing Sheng and Gao Mu Liang, China Agricultural University, Beijing, P.R. China. 398

Comparative Study of Starch Content Measurement and Extractibility in Different Sweet Potato Varieties — S.M. Mahfuzur Rahman, Lucy Joshee, Sudip K. Rakshit, Willem F. Stevens, Bioprocess Technology, Asian Institute of Technology, Bangkok, Thailand; Cris Wheatley, CIP, Columbia and R. Suparat IFRPD, Kasetsart University, Bangkok, Thailand. 402

The Investigation on the Unsteady Drying Dynamic Characteristics and the Mechanism of Heat and Mass Transfer for Vegetable Seed Drying — Chu Zhide, Yang Junhong, Wu Shuming, Li Xun, Song Yang and Lu Canren, School of Electrical Automation and Energy Engineering, Tianjin University, Tianjin, P.R. China. 412

A Study of the Extruded Guoo Tzae Tyau — J. Lin and J. Lee, National Pingtung University of Science and Technology, Chinese Taipei. 419

✓ *Simulation of Heat Pump Dryer* — Siva Achariyaviriya and Somchart Soponronnarit, School of Energy and Materials, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok, Thailand. 425

Comparison of Two Calibrations for the Determination of Apparent Amylose Content Using Near — Infrared Transmittance Spectrometer — Naoto Shimizu, Toshinori Kimura, Institute of Agricultural and Forest Engineering, University of Tsukuba, Japan; Jyunji Katsura, Takashi Yanagisawa, Shigeru Inoue, Foss Japan Ltd., Tokyo, Japan and Hiroshi Okadome, Hidechika Toyoshima, Ken'ichi Ohtsubo, National Food Research Institute, Ministry of Agriculture, Forestry and Fisheries, Tsukuba, Japan. 433

Using the Fungal (pleurotus sajor-cajo) Treated Wheat Straw in the Performance of Lamps Rations and Digestibility Determination by in Vivo and in Vitro Methods — Aslan Azizi, Agricultural Engineering Research Institute, Tehran, Iran; Hassan Fazaeli, Animal Science Research Institute, Iran and Ali Nikkhah, Faculty of Agricultural University of Tehran, Iran. 441

Experimental Study of Dehydrated Potato Products Based Fried Chip and Design of the Key Component of the Extruder - Zhang Xianda and Xin Houjie, Food Equipment Planning and Research Institute of Ministry of Machinery Industry, P.R.China. 450

Studies and Evaluation of Iranian Rice Varieties Suitable for Parboiling — Aslan Azizi, R.F. Momeen and H. Bagherpour, Iranian Agricultural Engineering Research Institute, Agricultural Organization, Tahrn, Iran. 458

SIMULATION OF HEAT PUMP DRYER

Siva Achariyaviriya¹ and Somchart Sopouonnarit²

¹Doctoral student

²School of Energy and Materials

King Mongkut's University of Technology Thonburi
Suksawat 48 Road, Bangkok 10140, Thailand

Keywords : simulation ; heat pump dryer ; modeling

ABSTRACT

A mathematical model of a heat pump dryer was developed to study the performance of an open loop, a closed loop and a partially closed loop heat pump dryers. The criteria for evaluating the performance were specific moisture extraction rate and drying rate. The effects on the performance of ambient conditions, the fraction of evaporator bypass air, specific air flow rate, and drying air temperature were described. It was found that ambient conditions and the fraction of evaporator bypass air slightly affected the performance of the open loop and the partially closed loop heat pump dryers. Specific air flow rate and drying air temperature affected significantly the performance of all heat pump dryers. The results from the simulation of papaya glaze drying using closed loop heat pump dryer were close to the experimental results. From this simulating data, the best conditions were specific air flow rate of 4.3 kg-dry air/h- kg dry papaya and the fraction of evaporator bypass air of 75%. The specific moisture extraction rate was 0.42 kg-water/kW-h.

1. INTRODUCTION

Drying of fruits has been found in various applications. Basically, conventional hot air dryers are used for drying. The main problem is that the conventional hot air dryer results in low product quality due to high drying air temperature. Drying using a heat pump dryer can use lower drying air temperature since moist air leaving the drying chamber can be dehumidified and recirculated.

Chou et al. (1994) developed a mathematical model of a heat-pump-assisted dryer to study the performance of a heat-pump-assisted dryer assuming the coefficient of performance of 8, the effectiveness of outdoor air preheat of 0.7, generator heat losses of 60 %, and transmission losses of 20 %. Jolly et al. (1990) reported a meticulous mathematical model of a heat-pump-assisted continuous dryer. This model was used by Jia et al. (1990) to investigate the performance of a heat-pump-assisted continuous dryer. The criteria were specific moisture extraction rate, coefficient of performance, and product throughput. Parameters which affected the performance were the fraction of evaporator bypass air, the heat transfer area of evaporator and condenser, compressor speed, total air mass flow rate and vented air mass flow rate. Clements et al. (1993) used the model developed by Jolly et al. (1990) to predict the performance of a heat-pump-assisted continuous dryer. The results showed that specific moisture extraction rate increased when air relative humidity was increased. Moreover, the optimum total air mass flow rate of 0.63 kg/s and the optimum fraction of evaporator

bypass air of 60-70 % were found. Prasertsan et al. (1996) developed a detailed mathematical model. This model was used by Prasertsan et al. (1997). The simulated results showed that specific moisture extraction rate and moisture extraction rate varied with the ambient conditions and dryer efficiency. A closed loop heat pump dryer was not suitable for high drying rate process. Prasertsan and Saen-saby (1998) reported experimental results of drying of rubber wood and bananas. It was found that the moisture extraction rate of wood and banana drying decreased rapidly, but the compressor power was relatively constant.

The objectives of this study are to develop a mathematical model of heat pump dryers and to simulate the performance of an open loop dryer, a closed loop dryer and a partially closed loop dryer. The effects on the performance of ambient conditions, the fraction of evaporator bypass air, specific air flow rate and drying air temperature will be described.

2. MATHEMATICAL MODELING

A mathematical model of a heat pump dryer consists of two parts: heat pump models and drying models. The details are as follows:

2.1 HEAT PUMP MODEL

In the heat pump models, there are three major models, namely, compressor model, evaporator model and condenser model. The compressor model and the evaporator model, which are empirical models, are constructed from performance data. They are given by equations (1) and (2).

$$P = a_1 + a_2 T_{er} + a_3 T_{cr} + a_4 T_{er}^2 + a_5 T_{cr}^2 + a_6 T_{er} T_{cr} + a_7 T_{er}^2 T_{cr} + a_8 T_{er} T_{cr}^2 + a_9 T_{er}^2 T_{cr}^2 \quad (1)$$

$$Q_c = b_1 + b_2 T_{er} + b_3 T_{cr} + b_4 T_{er}^2 + b_5 T_{cr}^2 + b_6 T_{er} T_{cr} + b_7 T_{er}^2 T_{cr} + b_8 T_{er} T_{cr}^2 + b_9 T_{er}^2 T_{cr}^2 \quad (2)$$

Where $a_1=236.5102$; $a_2=-11.7410$; $a_3=28.60982$; $a_4=-0.019889$
 $a_5=-0.192508$; $a_6=0.432783$; $a_7=-0.014498$; $a_8=0.00321$
 $a_9=0.00169$; $b_1=5949.677$; $b_2=239.8593$; $b_3=-65.3618$
 $b_4=2.168339$; $b_5=0.07299$; $b_6=-1.27928$; $b_7=0.031682$
 $b_8=-0.007877$; $b_9=-0.000677$,

and where P and Q are power consumption in the compressor and heat transfer rate in the evaporator, and T_{er} and T_{cr} are refrigerant temperature at the evaporator and refrigerant temperature at the condenser, respectively.

The condenser model is constructed from heat balance, total heat transfer rate in the condenser (internal condenser and external condenser) equal the heat transfer rate in the evaporator plus the power consumption in the compressor. It is written as

$$Q_c = Q_e + P \quad (3)$$

In addition, there are several minor models which are derived from heat and mass balance.

2.2 DRYING MODEL

The drying models used in this study are developed for drying papaya glaze. The details of the drying model are as follows:

2.2.1 CALCULATION OF MOISTURE CONTENT

The calculation of papaya glaze moisture content is based on the drying rate equations developed by Achariyaviriya and Soponronnarit (1990). They are given by equations (4) to (7).

$$MR = (8/\pi^2)^3 [\exp\{-3\pi^2 Dt/l^2\} + (3/9)\exp\{-11\pi^2 Dt/l^2\} + (3/25)\exp\{-27\pi^2 Dt/l^2\}] \quad (4)$$

$$M_{eq} = C_m M_m RH_{di} / \{1 + C_m RH_{di} - 2RH_{di} - C_m RH_{di}^2 - RH_{di}^2\} \quad (5)$$

$$C_m = 163.15 \exp(-0.0647 T_{di}) \quad (6)$$

$$M_m = 3.1987 + 0.14077 T_{di} \quad (7)$$

Where MR is moisture ratio, M_{eq} is moisture equilibrium content, RH_{di} is the relative humidity of air entering drying chamber, T_{di} is the temperature of air entering drying chamber, D is diffusion coefficient, l is papaya glaze size and t is drying time.

2.2.2 CALCULATION OF MOIST AIR PROPERTIES

From mass conservation, the increase of the moist air is equal to the decrease of moisture content in the product. It can be written as

$$\Delta t m_d (W_{do} - W_{di}) = m_p (M_i - M_f) \quad (8)$$

Where Δt is time interval, m_d is dry air flow rate, W_{do} is the humidity ratio of air leaving drying chamber, W_{di} is the humidity ratio of air entering drying chamber, M_i is moisture content before drying, M_f is moisture content after drying and m_p is the dry mass of papaya glaze.

From energy conservation, it is assumed that moist air and product are in thermal equilibrium. The equation can be derived from the first law of thermodynamics. It is given by equation (9).

$$m_d [C_a T_{di} + W_{di} (h_{fg} + C_v T_{di}) - C_a T_{do} - W_{do} (h_{fg} + C_v T_{do})] = 0 \quad (9)$$

where T_{di} and T_{do} are the drying air temperature of air entering drying chamber and the drying air temperature of air leaving drying chamber, and C_a and C_v are the specific heat capacities of air and vapor, respectively. Furthermore, there are a few minor models derived from physical properties of moist air.

3. SIMULATION PROCEDURE

A computer program including the mathematical models introduced in the previous section has been developed to investigate the effects of some operating conditions on the performance of heat pump dryers. This simulation program can be solved by using numerical method. Figure 1 shows simulation flow chart. The inputs are as follows: the initial moisture content of papaya glaze, specific air flow rate, drying air temperature, the fraction of evaporator bypass air, the fraction of air recycled and other constants. The humidity ratio of air entering drying chamber is the guess value. The steps of the calculation are as follows: drying models and heat pump models are calculated, and then the humidity ratio of air entering drying chamber is checked. If it is not equal to the guess value, the new guess value is calculated by using Newton-Raphson technique, and the system model is calculated again. The calculation continues until the guess value is relatively equal to the new one. The next step is to check the relative humidity of air leaving drying chamber whether it is feasible. If it is higher than 1, the moisture condensation is calculated, and then the variables are recalculated. Finally, the performance of heat pump dryer is calculated. Moisture content of papaya glaze after drying is checked. If it is higher than the desired value, moisture content before drying is replaced by moisture content after drying, and then the time step is advanced. The calculation continues until the moisture content of papaya glaze is less than or equal to the desired value.

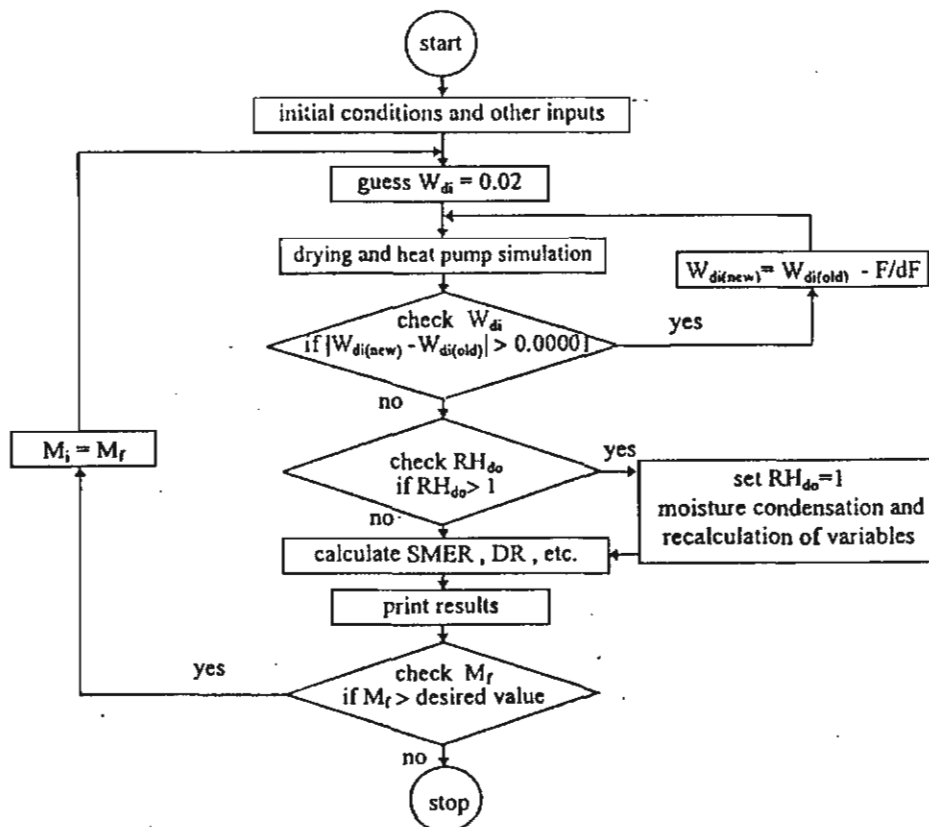


Figure 1. Simulation flow chart.

4. RESULTS AND DISCUSSION

The experimental results of papaya glaucifolium using closed loop heat pump dryer compare with simulated results are shown in Figures 2 and 3. The drying conditions are drying air temperature of 50 °C, product dimension of 1.1x1.2x1.3 cm, specific air flow rate of 29.8 kg/h/kg dry product, the fraction of evaporator bypass air of 0.63 and initial and final moisture content of 38.3 and 23.6 % db, respectively. From Figure 2, the simulated moisture content is slightly higher than experimental results. From Figure 3, the simulated refrigerant temperature at the evaporator and the condenser agrees with the experimental one.

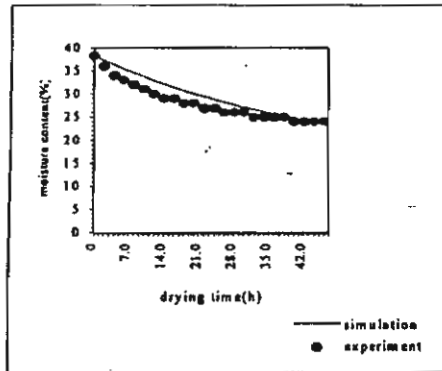


Figure 2. Comparison of moisture content of papaya glaucifolium.

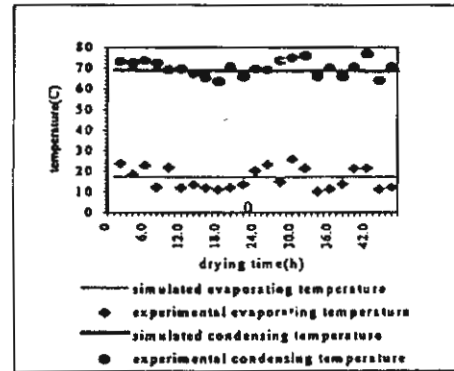


Figure 3. Comparison of working fluid temperature.

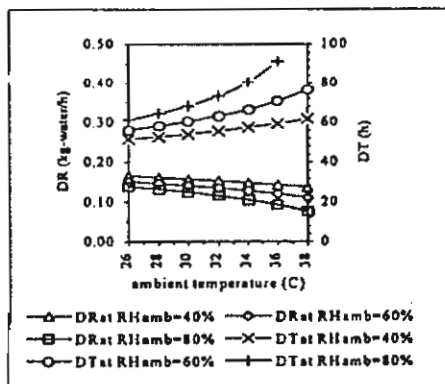


Figure 4. Effect of ambient conditions on-DR of open loop system. (DR = drying rate, DT = drying time, RH_{amb} = relative humidity of ambient air)

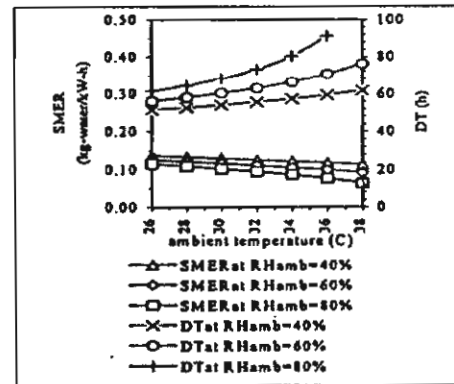


Figure 5. Effect of ambient conditions on SMER of open loop system. (SMER = specific moisture extraction rate, DT = drying time, RH_{amb} = relative humidity of ambient air)

Figures 4 and 5 show the effects of the ambient conditions on DR and SMER of an open loop heat pump dryer, respectively. The simulated drying conditions are drying air temperature of 45 °C and specific air flow rate of 10.3 kg/h/kg dry mass product. Other conditions are the same values as the previous conditions. It is found that DR

decreases when relative humidity and/or the temperature of ambient air increase. SMER also decreases when the relative humidity and/or the temperature of ambient air increase. Figures 6 and 7 show the effects of ambient conditions on DR and SMER of a partially closed loop heat pump dryer, respectively. The simulated drying conditions are the same values as the open loop dryer. The behavior of the partially closed loop system on the performance is similar to that of the open loop system. But, the effects of ambient conditions of the partially closed loop system are less than those of the open loop system.

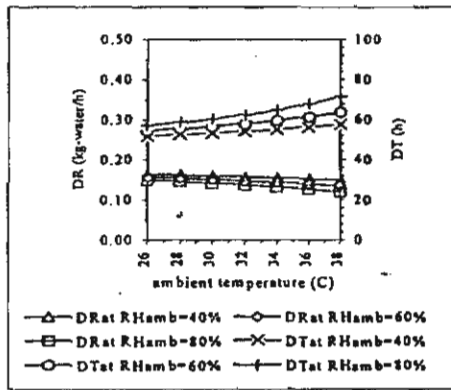


Figure 6 Effect of ambient conditions on DR of partially closed loop system (the fraction of air recycle 75%). (DR = drying rate, DT = drying time, RH_{amb} = relative humidity of ambient air)

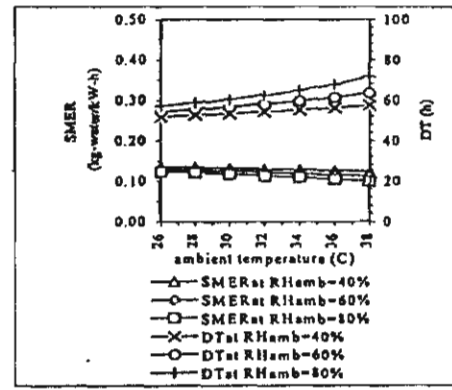


Figure 7 Effect of ambient conditions on SMER of partially closed loop system (the fraction of air recycle 75%). (SMER = specific moisture extraction rate, DT = drying time, RH_{amb} = relative humidity of ambient air)

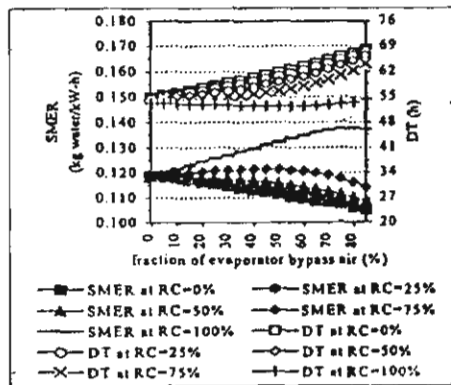


Figure 8. Effect of the fraction of evaporator bypass air on SMER of all heat pump dryers. (SMER = specific moisture extraction rate, DT = drying time, RC = fraction of air recycled)

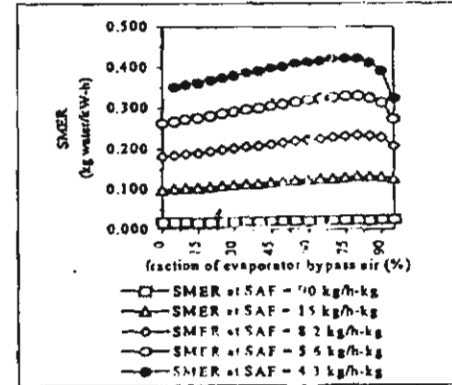


Figure 9. Effect of the fraction of evaporator bypass air on SMER of closed loop dryer for various cases of specific air flow rates. (SMER = specific moisture extraction rate, SAF = specific air flow rate)

Figure 8 shows the effects of the fraction of evaporator bypass air on the SMER of an open loop dryer, a partially closed loop dryer and a closed loop dryer. The ambient conditions are relative humidity of 70 % and temperature of 30 °C. Other conditions are the same values as the previous conditions. Considering the open loop heat pump dryer, it is found that SMER decreases when the fraction of evaporator bypass air increases. For the closed loop heat pump dryer, the simulated results show that SMER increases when the fraction of evaporator bypass air increases in the range of 0-75 %, and SMER decreases when the fraction of evaporator bypass air is more than 80 %. Figure 9 shows the effects of the fraction of evaporator bypass air on SMER for various cases of specific air flow rates of the closed loop system. It is found that SMER increases when the specific air flow rate decreases. From simulated results, the best condition giving the SMER of 0.42 kg-water/kW-h is specific air flow rate of 4.3 kg-dry air/h-kg dry papaya and the fraction of evaporator bypass air of 75 %.

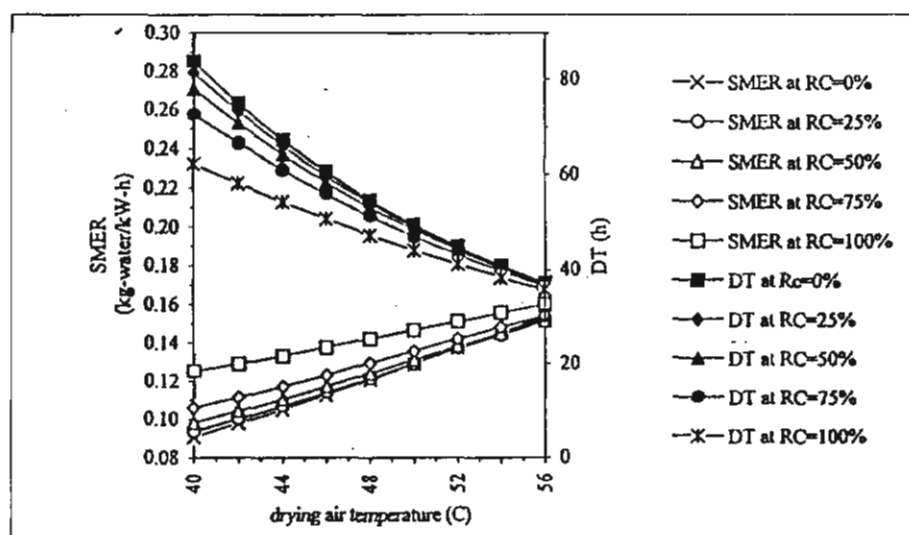


Figure 10. Effect of drying air temperature on SMER for all systems of heat pump dryers.

(SMER = specific moisture extraction rate, DT = drying time, RC = fraction of air recycled)

The effects of drying air temperature on the SMERs of various systems are also investigated. Figure 10 shows SMER versus drying air temperature. It is found that the SMERs of all heat pump models increase when drying air temperature increases.

5. CONCLUSION

A mathematical model of a heat pump dryer developed here is simulated for investigating the performance of heat pump dryers. The refrigerant temperature and the moisture content of papaya glaze are used for the verification of the mathematical model. It is found that the simulated results agree quite well with the experimental results. The effects of the ambient conditions, the fraction of evaporator bypass air, specific air flow rate and drying air temperature on the performance are depicted. It is found that ambient conditions and the fraction of evaporator bypass air slightly affect

on the performance of open loop dryer and partially closed loop dryer. Furthermore, specific air flow rate and drying air temperature affect significantly the performance of all heat pump dryers.

ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to express their sincere thanks to The Thailand Research Fund for financial support.

REFERENCES

- Acharyaviriya, S. and S. Soponronnarit (1990). The study of parameters for analysis of papaya glaze drying. *Kasetsart Journal (Sci.)*, 24: 196-207 (in Thai).
- Chou, S.K., Hawlader, M.N.A., Ho, J.C., Wijesundera, N.E. and S. Rajasekar (1994). Performance of a heat pump assisted dryer. *International Journal of Energy Research*, 18: 605-622.
- Clements, S., Jia, X. and P. Jolly (1993). Experimental verification of a heat pump assisted continuous dryer simulation model. *International Journal of Energy Research*, 17: 19-28.
- Jia, X., Jolly, P. and S. Clements (1990). Heat pump assisted continuous drying part 2: Simulation results. *International Journal of Energy Research*, 14: 771-782.
- Jolly, P., Jia, X. and S. Clements (1990). Heat pump assisted continuous drying part 1: Simulation model. *International Journal of Energy Research*, 14: 757-770.
- Prasertsan S., Saen-Saby P., Ngamsritrakul P. and G. Prateepchaikul (1996). Heat Pump Dryer Part 1: Simulation of the Models. *International Journal of Energy Research*, 20: 1067-1079.
- Prasertsan S., Saen-Saby P., Ngamsritrakul P. and G. Prateepchaikul (1997). Heat Pump Dryer Part 2: Results of the Simulation. *International Journal of Energy Research*, 1: 1-20.
- Prasertsan S. and P. Saen-Saby (1998). Heat pump drying of agricultural materials. *Drying Technology*, 16(1): 235-250.

การอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อน ในระดับอุตสาหกรรม

Industrial - Scale Heat Pump Drying

สมชาติ โสภณรัตฤทธิ
ศาสตราจารย์

ธนิศ สวัสดิ์เสวี

ฐาติย์ เมธิยานนท์
นักศึกษานิพนธ์โท

คณาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน
คณะพลังงานและวัสดุ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี
พระจอมเกล้าธนบุรี
กรุงเทพฯ 10140

เครื่องอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนได้ถูกออกแบบ สร้าง และประเมินสมรรถนะเพื่อใช้เป็นเครื่อง
ต้นแบบในระดับอุตสาหกรรม ส่วนของห้องอบแห้งบรรจุขึ้นได้ 4 ตัน รวมเนื้อที่ผลิตภัณฑ์
600-700 กิโลกรัม การทดลองเป็นแบบระบบปิด โดยอบแห้งมะละกอแช่แข็งอุณหภูมิอบแห้ง โดย
เฉลี่ย 55 °C อัตราการไหลเชิงมวลจำเพาะของอากาศ 25 ถึง 32 กิโลกรัมอากาศแห้งต่อชั่วโมง-
กิโลกรัมมะละกอแห้ง ส่วนส่วน evaporator by-pass air 81% การอบแห้งแบ่งออกเป็นสามช่วงโดย
ความชื้นเริ่มต้น 83-86% มาตรฐานแห้ง อบแห้งจนเหลือความชื้นสุดท้าย 12-14% มาตรฐานแห้ง
ใช้เวลาอบแห้งประมาณ 32 ชั่วโมงพบว่าความแตกต่างของค่าความชื้นสุดท้ายเฉลี่ยตามแนวยาว
และขวางของตู้อบแห้งมีค่าไม่มากนัก เนื่องจากผลของการกระจายอุณหภูมิลมร้อนที่สม่ำเสมอ
ตลอดทั้งตู้อบแห้ง นอกจากนี้ยังพบว่าอัตราการอบแห้งลดลงอย่างรวดเร็วเมื่อเทียบกับเวลา
อบแห้ง ในขณะที่ยังคงเหลือความชื้นที่ค่อนข้างคงที่ตลอดช่วงระยะเวลาการอบแห้งที่ความชื้นเริ่มต้น
สูงการระเหยน้ำออกจากมะละกอแช่แข็งจะดีกว่าที่ความชื้นเริ่มต้นต่ำ อัตราการอบแห้ง และ
SMER เฉลี่ยสูงสุดเท่ากับ 0.34 กิโลกรัม น้ำระเหยต่อชั่วโมง และ 0.732 กิโลกรัม น้ำระเหยต่อ
กิโลกรัม-ชั่วโมง ตามลำดับ อัตราการควบแน่นน้ำที่เครื่องระเหย (MER) เฉลี่ยสูงสุดเท่ากับ
0.59 กิโลกรัม น้ำควบแน่นต่อชั่วโมง ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเฉลี่ยต่ำสุดเท่ากับ
4.92 เมกะจูลต่อกิโลกรัม น้ำระเหย (COP_{hp}) มีค่าระหว่าง 4.1 ถึง 4.7 มากกว่า (COP_{hp}) ซึ่ง
คำนวณจากภาวะความร้อนของเครื่องควบแน่นในชุดใน ซึ่งมีค่าระหว่าง 3.0 ถึง 3.8 ความแตกต่าง
ของค่า COP_{hp} ทั้งสองมาจากมีความร้อนส่วนหนึ่งถูกทิ้งสู่บรรยากาศโดยผ่านทางเครื่องควบแน่น
ชุดแรก การใช้ชุดอุณหภูมิอบแห้งที่สูง ทำให้คุณภาพของมะละกอแช่แข็งลดลงเล็กน้อยใน
เกณฑ์ที่ดี จากการประเมินค่าใช้จ่ายในการดำเนินการอบแห้งมะละกอแช่แข็งทั้งหมดเท่ากับ
6.43 บาทต่อกิโลกรัม น้ำระเหย โดยแบ่งออกเป็นค่าใช้จ่ายด้านพลังงานเท่ากับ 2.73 บาทต่อ
กิโลกรัม น้ำระเหย ค่าใช้จ่ายด้านบำรุงรักษา 0.55 บาทต่อกิโลกรัม น้ำระเหย และค่าใช้จ่ายใน
การสร้างเครื่องอบแห้งเท่ากับ 3.15 บาทต่อกิโลกรัม น้ำระเหย จากที่กล่าวมาข้างต้นการใช้
ปั๊มความร้อนร่วมกับเครื่องอบแห้งทำให้การให้พลังงานมีประสิทธิภาพสูง จึงมีโอกาที่จะถูกนำมา
ใช้ในเชิงพาณิชย์ได้ โดยเฉพาะอุตสาหกรรมอบแห้งอาหาร

An Industrial-scale prototype of heat pump dryer (HPD) was designed, constructed and tested. The drying chamber contains four trolleys with product capacity of 600-700 kg. In the experiments, papaya glaucous was dried in close system at an average temperature of 55 °C, specific air flow rates of 25-32 kg dry air/kg dry papaya glaucous and the evaporator by-pass air of 81%. The papaya glaucous with initial moisture content of 83-86% dry basis was dried in three stages to final moisture content of 12-14% dry basis within approximately 32 hours. No significant final moisture gradient along the vertical and horizontal directions of the dryer was observed due to uniform air distribution within the drying chamber and high enough air flow rate respectively. The experimental results indicate that drying rate decreases rapidly with time, while total power consumption remains nearly constant. At high initial moisture content, the moisture removal is higher than that at low initial moisture content. The maximum average drying rate (DR) and specific moisture extraction rate (SMER) are 0.34 kg water evap./h and 0.732 kg water evap./kWh respectively. The maximum average moisture extraction rate (MER) is 0.59 kg water cond./h and the relative lowest average specific energy consumption (SEC) is about 4.92 MJ/kg water evap.

The coefficient of performance of heat pump (COP_{hp}) varies from about 4.1 to 4.7 which is higher than (COP_{cond}) obtained by the internal condenser load which varies from 3.0 to 3.8. This attributes to the excess heat rejected to atmosphere through the external condenser. The quality of dried papaya glaze' in terms of color is acceptable due to low drying temperature. Cost evaluation found that cost of papaya glaze' drying was 6.43 Baht/kg water evaporation of which 2.73 was energy cost, 0.55 was maintenance cost and 3.15 was fixed cost. In conclusion, HPD achieves high energy efficiency, and it is feasible to be commercialized, particularly in food drying industry.

1. บทนำ

เครื่องอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนประกอบไปด้วยสองส่วนหลัก ๆ คือส่วนห้องอบแห้งซึ่งต้องออกแบบให้มีการกระจายความร้อนที่ดี และระบบปั๊มความร้อน ซึ่งก็คือระบบทำความเย็นนั่นเอง เพียงแต่ไต่ตามความร้อนมาใช้งานแทนที่จะเป็นด้านความเย็น รูปแบบของเครื่องอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนสามารถแบ่งออกเป็น 1) เครื่องอบแห้งที่มีการดึงความชื้นออกจากอากาศก่อนอบแห้ง (dehumidifying dryer) ซึ่งจะมีลักษณะเป็นระบบปิด (closed system) หรือเปิดบางส่วน (partially open system) 2) เครื่องอบแห้งที่มีการปรับคืนความร้อนเพียงอย่างเดียว (heat recovery dryer) โดยไม่มีการดึงความชื้นออกจากอากาศก่อนอบแห้ง ซึ่งมีลักษณะเป็นระบบเปิด (open system) โดยอากาศที่ออกจากห้องอบแห้งจะผ่านเครื่องทำระเหยก่อนถึงตู้บรรจุอากาศ สมรรถนะของ HPD สามารถกำหนดได้ด้วยความสามารถในการอบแห้ง โดยพิจารณาในเทอมของอัตราการอบแห้ง (drying rate) มีหน่วยเป็น กิโลกรัมน้ำระเหยต่อชั่วโมง และการสิ้นเปลืองพลังงานในเทอมของ specific moisture extraction rate, SMER หน่วยเป็น กิโลกรัมน้ำระเหยต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง หรือการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ (specific energy consumption, SEC) หน่วยเป็น เมกะจูลต่อกิโลกรัมน้ำระเหย

Clements *et al.* [1] ศึกษาการอบแห้งต่อเนื่องในระบบปิด โดยใช้ยางแผ่นเป็นวัตถุดิบอบแห้ง พบว่าปัจจัยสำคัญที่มีผลต่อค่า MER และ SMER โดยตรงก็คือความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศก่อนเข้าเครื่องทำระเหย ซึ่งหากมีค่าสูงจะได้ MER และ SMER สูง นอกจากนี้สัดส่วน evaporator air by-pass ที่เหมาะสมมีค่าระหว่าง 60 ถึง 70% โดยสามารถทำค่า SMER ได้ระหว่าง 1.5 ถึง 2.5 kg/kWh เนื่องจากระบบปั๊มความร้อนใช้ไฟฟ้าซึ่งเป็นพลังงานเกรดสูง ดังนั้นจึงเหมาะสมที่จะใช้ผลิตภัณฑ์เหล่านี้ทางการเกษตรที่มีมูลค่า งานวิจัยของ Prasertsan *et al.* [2] ได้เปรียบเทียบทางด้านเศรษฐศาสตร์ในแง่ของค่าใช้จ่ายในการดำเนินการ พบว่า HPD ให้ค่าใช้จ่ายต่ำสุดเทียบกับเครื่องอบแห้งที่ใช้ขดลวดไฟฟ้า และใช้ไอน้ำเป็นเชื้อเพลิง ในงานวิจัยนี้ได้อบแห้งไม้ยางพาราและกล้วย แบบกะ (batch) โดยทดลองทั้งระบบเปิดบางส่วน และระบบเปิด พบว่าความสิ้นเปลืองพลังงานทั้งต่อระบบต่อชั่วโมงจะอยู่ที่ค่า MER และ SMER เฉลี่ยสูงสุด เท่ากับ 2.854 กิโลกรัมน้ำระเหยต่อชั่วโมง และ 0.572 กิโลกรัมน้ำระเหยต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ตามลำดับ สำหรับการอบแห้งไม้ยาง และเท่ากับ 2.710 กิโลกรัมน้ำระเหยต่อชั่วโมง และ 0.540 กิโลกรัมน้ำระเหยต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ตามลำดับ สำหรับการอบแห้งกล้วย Pendyala *et al.* [3] ได้ทดสอบสมรรถนะของ HPD โดยใช้สารทำความเย็น R-11 และ R-12 พบว่าถ้าใช้ R-11 ค่า COP และ SEC มีค่า 3.5 และ 3.5 เมกะจูลต่อกิโลกรัมน้ำระเหย ตามลำดับ สำหรับ R-12 ค่า COP และ SEC มีค่า 2.5 และ 1.0 เมกะจูลต่อกิโลกรัม

น้ำระเหย ตามลำดับ จะเห็นว่าค่า SEC เมื่อใช้ R-12 สูงกว่าเมื่อใช้ R-11 ถึงแม้ว่า COP จะต่ำกว่าก็ตาม เพราะว่าเมื่อใช้ R-12 เครื่องอบแห้งสามารถทำอุณหภูมิอบแห้งได้สูงโดยไม่ต้องใช้ขดลวดไฟฟ้า Rossi *et al.* [4] ศึกษาการอบแห้งในระบบปิดโดยใช้ HPD พบว่าในการอบแห้งหัวหอมชีแมง การถั่แปรรูปพลังงานน้อยกว่าเครื่องอบแห้งโดยทั่วไปประมาณ 30 ถึง 40% และคุณภาพของผลิตภัณฑ์ดีกว่า เนื่องจากระยะเวลาการอบแห้งที่สั้น Young *et al.* [5] ศึกษาการอบแห้งโดยใช้ HPD ระบบปิด แบบกะ (batch) พบว่าอุณหภูมิและความเร็วของอากาศก่อนเข้าห้องอบแห้งมีผลโดยตรงต่อการสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะที่อุณหภูมิและความเร็วของอากาศสูง ระยะเวลาการอบแห้งจะสั้น ทำให้การสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะต่ำ ในทางตรงกันข้ามกับการอบแห้งวัสดุขนาดเล็ก พลังงานที่ใช้จะน้อย Stronmen and Kramer [6] ศึกษาการใช้ระบบปั๊มความร้อนร่วมกับเครื่องอบแห้งแบบฟลูอิดไรเซชัน วัสดุอบแห้งได้แก่ ฝรั่ง และปลาป่น อุณหภูมิอบแห้งสามารถทำได้ระหว่าง -20 ถึง 50°C ที่ความดันบรรยากาศ พบว่าผลิตภัณฑ์หลังอบแห้งมีคุณสมบัติในด้านของสี และความสามารถในการคืนรูปเมื่อละลายน้ำได้ดีเท่ากับวิธีการอบแห้งแบบแช่แข็งในสุญญากาศ แต่การสิ้นเปลืองพลังงานต่ำกว่า

จากงานวิจัยที่ผ่านมาจะเห็นได้ว่า HPD สามารถใช้พลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพสูง เนื่องจากมีการปรับคืนความร้อนจากอากาศที่ออกจากห้องอบแห้ง โดยผ่านทางเครื่องทำระเหย และเครื่องควบแน่นแทนที่จะทิ้งออกสู่บรรยากาศ การอบแห้งมีทั้งอบแห้งในระบบปิด, เปิดบางส่วน และระบบเปิด โดยอาจเป็นการอบแห้งในลักษณะที่เป็นกะหรือแบบต่อเนื่องก็ได้ ปัจจัยที่มีผลต่ออัตราการอบแห้งได้แก่ อุณหภูมิอบแห้ง, อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่เข้าเครื่องทำระเหย การอบแห้งในระบบปิดหรือเปิดบางส่วน ความชื้นในอากาศจะถูกควบแน่นโดยผ่านเครื่องทำระเหย ห่อเหี่ยวจะหมุนเวียนกลับไปใช้ในการอบแห้งต่อไป อากาศแวดล้อมภายนอกจะไม่มีอิทธิพลต่อการอบแห้งในระบบปิด งานวิจัยนี้วัตถุประสงค์เพื่อออกแบบสร้าง และประเมินสมรรถนะของเครื่องอบแห้งต้นแบบระบบปั๊มความร้อนเพื่อใช้ในระดับอุตสาหกรรม โดยได้การอบแห้งมะละกอแช่อิ่ม

2. อุปกรณ์และวิธีการ

เครื่องอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนที่ใช้ในงานวิจัยถูกสร้างขึ้นเพื่อใช้ในระดับอุตสาหกรรม ดังแสดงใน Figure 1 ซึ่งสามารถทำงานได้ทั้งระบบปิด (closed system) และระบบเปิดบางส่วน (partially open system) แต่ในงานวิจัยนี้ได้ทดลองอบแห้งเฉพาะระบบปิด เครื่องอบแห้งมีส่วนประกอบที่สำคัญ ดังนี้ 1) ห้องอบแห้งขนาด 1.0 ม (ก) x 4.0 ม (ข) x 1.5 ม (ค) บรรจุแผ่นไม้ 4 แผ่น แต่ละถาดวางภาคได้ 17 ถาด แต่ละ

ความหนา 0.90 x 0.70 ตารางเซนติเมตร 2) ระบบบีบอัดความดัน ประกอบด้วย เครื่องอัดไอแบบลูกสูบ (Hermelle reciprocating compressor) พิกัดมอเตอร์ 6.7 กิโลวัตต์ ใช้ R-22 เป็นสารทำความเย็น เครื่องควบแน่นตัวในระนาบความดันไอน้ำ 25 กิโลวัตต์ ขนาด 4 x 25 (row by column), มีกรับจำนวน 512 กรับต่อเมตร เครื่องควบแน่นตัวนอกจะนำความร้อนได้ 10.5 กิโลวัตต์ ขนาด 2 x 10 (row by column) มีกรับจำนวน 512 กรับต่อเมตร เครื่องทำระเหยทำความเย็นได้ 25 กิโลวัตต์ มีกรับจำนวน 551 กรับต่อเมตร วาล์วขยายตัวแบบเทอร์โมสแตติก และพัดลมชนิดแรงเหวี่ยงใบโค้งหน้า พิกัดมอเตอร์ 6.5 กิโลวัตต์ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ 2.8 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที ที่ความดัน 750 kPa ส่วนพัดลมสำหรับเครื่องควบแน่นตัวนอกเป็นชนิดใบพัดไหลตามแกน พิกัดมอเตอร์ 200 วัตต์ จำนวน 2 ชุด

งานวิจัยนี้ได้ทดลองที่โรงงานหลวงอาหารสำเร็จรูปที่ 4 ภูเรือ จังหวัดเลย โดยใช้มะละกอแช่เป็นวัตถุดิบแห้ง มีน้ำหนักเริ่มต้นอยู่ระหว่าง 800-700 กิโลกรัม ค่าแห้งที่วัดอุณหภูมิอากาศกระเปาะแห้ง, กระเปาะเปียก และ อุณหภูมิสารทำความเย็นได้แสดงไว้ใน Figure 1 สำหรับวงจรอากาศ ใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด K ต่อเข้ากับ data logger ความละเอียด $\pm 1^{\circ}\text{C}$ สำหรับวงจรน้ำใช้วิธีสอดปลายเทอร์โมคัปเปิลเข้าไปในท่อทองแดงขนาดเล็กที่ฝังอยู่ในท่อน้ำ การวัดความดันของสารทำความเย็นใช้บูตของเกจ ค่าแห้งที่วัดแสดงใน Figure 1 การวัดความเร็วลมของอากาศ จะวัดที่ท่ออากาศไหลกลับ และท่อลม by-pass โดยใช้ Hot wire anemometer การวัดพลังงานไฟฟ้าใช้มิเตอร์ไฟฟ้า และเครื่อง clip-on meter การหามวลเริ่มต้นและสุดท้ายของมะละกอแช่ใช้คาลิเบรตอย่างถี่ถ้วน เช่นเดียวกับเก็บน้ำหนักของน้ำที่ควบแน่นจากเครื่องทำระเหย

การอบแห้งแบ่งออกเป็นสามช่วง ช่วงแรก อบแห้งมะละกอชิ้นใหญ่ขนาดประมาณ $11.5 \times 6.5 \times 1.7$ ลูกบาศก์เซนติเมตร จากความชื้นเริ่มต้นประมาณ 83 ถึง 86% มาตรฐานแห้ง จนเหลือความชื้นสุดท้ายอยู่ในช่วง 31 ถึง 37% มาตรฐานแห้ง ใช้เวลาอบแห้งในช่วงนี้ประมาณ 19 ชั่วโมง ช่วงที่ 2 นำมะละกอแช่จากช่วงแรกมาดัดขนาดลงเป็น $1.0 \times 1.0 \times 1.0$ ลูกบาศก์เซนติเมตร โดยมีการพรมน้ำลงบนมะละกอเพื่อความสะดวกในการหั่นมะละกอ และเนื่องจากพื้นที่ภาคมีจำกัด จำเป็นต้องนำมะละกอแช่มาเรียงซ้อนกันหลาย ๆ ชั้น เพื่อให้สามารถบรรจุมะละกอแช่ได้หมด แล้วนำไปอบแห้งต่อจนความชื้นลดลงเหลือ 17 ถึง 22% มาตรฐานแห้ง ใช้เวลาประมาณ 9 ชั่วโมง จากนั้นนำไปสุกกับน้ำตาลทรายจนละเอียด ก่อนที่จะนำไปอบแห้งในช่วงที่ 3 จนความชื้นสุดท้ายมีค่า 12 ถึง 14% มาตรฐานแห้ง ใช้เวลาประมาณ 4 ชั่วโมง รวมเวลาอบแห้งทั้งสิ้นประมาณ 32 ชั่วโมง

การบันทึกผลของอุณหภูมิ ความดัน มวลของน้ำที่ควบแน่นที่เครื่องทำระเหย และความเปลี่ยนแปลงพลังงาน จะบันทึกทุก 1 ชั่วโมง สำหรับการอบแห้งช่วงแรก และทุก 1/2 ชั่วโมง ในการอบแห้งช่วงที่ 2 และ 3 สำหรับการหาความชื้นของมะละกอแช่ เก็บตัวอย่างมาทำเป็นชิ้นเล็ก ๆ ซึ่งน้ำหนักด้วยเครื่องชั่งดิจิตอล (อ่านค่าได้ละเอียด 0.01 กรัม) แล้วนำเข้าตู้อบที่อุณหภูมิ 103°C เวลา 72 ชั่วโมง โดยเก็บตัวอย่างที่ชั่วโมงเริ่มต้น, 5, 15 และ ชั่วโมงสุดท้าย ในการอบแห้งช่วงแรก และเก็บตัวอย่างเฉพาะช่วงเริ่มต้น และสุดท้ายสำหรับการอบแห้งช่วงที่ 2 และ 3 ตัวอย่างสุ่มมาจากบริเวณกึ่งกลางภาชนะที่ 1, 5, 9, 13 และ 17 ของรถเข็นแต่ละคัน โดยจะปิดเครื่องอบแห้งทุกครั้งก่อนเก็บตัวอย่าง ก่อนการ

อบแห้งจะทำการปรับมาปรับลมเพื่อให้ลมร้อนกระจายสม่ำเสมอตลอดหน้าตัดของตู้อบแห้ง และให้ได้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศประมาณ 2.8 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที โดยอัตราการไหลเฉพาะของอากาศจะมีค่าอยู่ระหว่าง 25-32 กิโลกรัมอากาศแห้งต่อกิโลกรัมมวลแห้งของมะละกอแช่ซึ่งขึ้นอยู่กับมวลเริ่มต้นของมะละกอแช่แห้ง ทั้งค่าอุณหภูมิอบแห้งในช่วง 53 ถึง 55°C ในการควบคุมปริมาณลมที่ไหลข้ามเครื่องทำระเหย (evaporator by-pass air) ทำได้โดยปรับมาปรับลมที่ท่อลม by-pass โดยในการทดลองที่ 2 และ 3 ใช้สัดส่วน evaporator by-pass air เท่ากับ 81%

การวิเคราะห์ค่า COP_{hp} จะใช้ข้อมูลทั้งจากทางคำนวณจากรอบอากาศ และวงจรน้ำมาเพื่อเปรียบเทียบกัน ค่า COP_{hp} จะแบ่งออกเป็น 1) $(\text{COP}_{\text{hp}})_{\text{hp}}$ ซึ่งคำนวณจากความร้อนที่ได้จากเครื่องควบแน่นตัวในและตัวนอกรวมกัน 2) $(\text{COP}_{\text{hp}})_{\text{hp, cond}}$ ได้จากความร้อนที่ระบายโดยเครื่องควบแน่นตัวในเท่านั้น ซึ่งเป็นส่วนที่นำมาใช้ประโยชน์ในการอบแห้ง

3. ผลและวิจารณ์

1. การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของอากาศและความชื้นของมะละกอแช่

Table 1 แสดงผลการทดลองอบแห้งมะละกอแช่ เมื่อนำมาเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศ ณ ตำแหน่งต่างๆ ของรถเข็นในห้องอบแห้งกับเวลาอบแห้งดังแสดงใน Figures 2 พบว่าอุณหภูมิของลมร้อนลดลงตามระยะทางของห้องอบ แต่ไม่แตกต่างกันของการอบแห้งแต่ละช่วง พบว่ามีความแตกต่างกันเพียงเล็กน้อยประมาณ 1°C ระหว่างอุณหภูมิอากาศที่เข้าและออกจากห้องอบแห้ง เนื่องมาจากความชื้นในมะละกอแช่เหลืออยู่เล็กน้อย ดังนั้นจึงใช้ความร้อนในการระเหยความชื้นต่ำ อย่างไรก็ตามผลของอุณหภูมิอากาศที่ลดลงตามแนวยาวของห้องอบแห้ง ทำให้ความชื้นสุดท้ายของมะละกอแช่ในแรนจ์ที่ห่างออกไปมีค่าสูงขึ้น โดยความแตกต่างของค่าความชื้นสุดท้ายเฉลี่ยมีค่าประมาณ 5% มาตรฐานแห้งสำหรับการอบแห้งช่วงแรก และช่วงที่ 2 และลดลงเพียง 1.4% ในการอบแห้งช่วงสุดท้าย ดังแสดงใน Figure 3 สำหรับการกระจายอุณหภูมิของอากาศตามแนวขวางของห้องอบแห้ง พบว่ามีความสม่ำเสมอ ซึ่งเป็นผลจากการกระจายลมที่ดีตลอดทั่วตู้ห้องอบแห้ง ดังแสดงใน Figure 4 ส่งผลให้ค่าเฉลี่ยความชื้นสุดท้ายของมะละกอแช่ระหว่างภาชนะในแรนจ์ทั้ง 4 คัน มีค่าใกล้เคียงกัน โดยเฉพาะในช่วงที่ 2 และ 3 มีความแตกต่างของความชื้นสุดท้ายเฉลี่ยระหว่างภาชนะประมาณ 1.2% ดังแสดงใน Figures 5 และ 6

2. สมรรถนะของเครื่องอบแห้ง

จากผลการทดลองพบว่าอัตราการอบแห้ง (drying rate) ลดลงอย่างรวดเร็วในช่วงต้นการอบแห้ง ซึ่งสามารถพิจารณาได้จากการเปลี่ยนแปลงความชื้นเฉลี่ยของมะละกอแช่ หรืออัตราการควบแน่นน้ำจากเครื่องทำระเหย (moisture extraction rate, MER) เทียบกับเวลา ดังแสดงใน Figures 7 และ 8 ที่น่าสนใจก็คือ ความเปลี่ยนแปลงพลังงานทั้งหมดมีค่าค่อนข้างคงที่ตลอดช่วงเวลาอบแห้ง ถึงแม้กระบวนการอบแห้งจะดำเนินไปในลักษณะสภาวะไม่คงที่ (non steady state process) ก็ตาม (ความชื้นมะละกอเปลี่ยนแปลงตามเวลาอบแห้ง) ซึ่งพิจารณาได้จาก Figures 7 และ 8 ในขณะที่ยังคงน้ำหนักที่คงเดิม ค่าค่อนข้างคงที่เพราะอัตราการไหลของอากาศและความดันคงที่ในระบบไม่

เปลี่ยนแปลงตลอดช่วงเวลาอบแห้ง ซึ่งหมายความว่าพลังงานที่เครื่องอัดไอใช้ก่อนข้างคงที่ด้วย สาเหตุมาจากมีการระบายความร้อนส่วนเกินจากภายในระบบออกสู่อากาศแวดล้อมภายนอกเป็นระยะ ๆ ตลอดช่วงเวลาอบแห้ง โดยผ่านทางเครื่องควบแน่นตัวนอก เพราะต้องการควบคุมไม่ให้อุณหภูมิภายในตู้อบแห้งสูงจนเกินไป ผลคืออุณหภูมิสารทำความเย็นตลอดจนความดันที่เข้าและออกจากเครื่องหวั่นเหวเปลี่ยนแปลงอยู่ในช่วงที่แน่นอนในระยะเวลาสั้น ๆ มีลักษณะที่เป็นวัฏจักร หรือกล่าวได้ว่าอัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นตลอดจนสถานะของสารทำความเย็นที่เข้าและออกจากเครื่องอัดไอ มีการเปลี่ยนแปลงในลักษณะเดียวกัน ผลก็คืองานที่ป้อนให้กับเครื่องอัดไอ (ซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราไหลเชิงมวล, ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นซึ่งสองปัจจัยหลังแสดงถึงค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็น) มีค่าค่อนข้างคงที่ในคาบเวลาที่พิจารณา เช่น ทุก 1/2 ชั่วโมง เป็นต้น

นอกจากนี้ผลการทดลองที่แสดงใน Table 1 ยังพบว่าปริมาณน้ำที่ดึงออกจากตะกอกแช่เย็นจะมีค่าน้อย ถ้าความชื้นเริ่มต้นมีค่าต่ำ ซึ่งพิจารณาได้จากการอบแห้งในช่วง 2 เปรียบเทียบกับช่วง 3 ของทุกการทดลอง (สังเกตว่าความชื้นเริ่มต้นในช่วง 2 เริ่มขึ้นมาจากความชื้นสุดท้ายของช่วง 1 เป็นผลจากการพรมน้ำลงบนตะกอกแช่เย็นในขั้นตอนการเตรียมตะกอกแช่เย็นในช่วง 2) ซึ่งความชื้นเริ่มต้นในช่วงที่ 3 มีค่าประมาณครึ่งหนึ่งของช่วงที่ 2 ในขณะที่ปริมาณน้ำที่ดึงออกจากตะกอกแช่เย็นในช่วงที่ 2 มากกว่าช่วง 3 ถึงประมาณ 4 เท่า แม้ว่าน้ำหนักเริ่มต้นในช่วงที่ 2 จะมากกว่าในช่วงที่ 3 แต่ก็ไม่มากนัก ซึ่งสาเหตุมาจาก ขณะที่ตะกอกแช่เย็นมีความชื้นสูง บริเวณผิวของตะกอกแช่เย็นตัวด้วยน้ำ ทำให้ค่าอัตราการแพร่ความชื้นสูง แต่เมื่อมีความชื้นลดต่ำลงการแพร่ความชื้นจะมาจากค่าในของตะกอกแช่เย็น ทำให้การแพร่ความชื้นลดลง ส่งผลให้อัตราการอบแห้งและ SMER ในช่วงที่ 3 ลดลงอย่างมาก ในขณะที่ค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะมีค่าสูงขึ้น นอกจากนี้อาจกล่าวได้ว่า ค่า $SMER_{avg}$ และค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเฉลี่ย (average specific energy consumption, SEC_{avg}) ซึ่งก็คืออัตราส่วนระหว่างมวลของน้ำที่ระเหยจากตะกอกแช่เย็นและพลังงานที่ใช้สัมพันธ์โดยตรงกับปริมาณน้ำที่ระเหยออกจากตะกอกแช่เย็น เพราะว่าพลังงานที่ใช้มีค่าค่อนข้างคงที่ดังที่กล่าวมาข้างต้น จากผลการทดลองโดยเฉลี่ยตัวเลขจากทั้งสามการทดลองพบว่าเครื่องอบแห้งสามารถทำอัตรา การอบแห้ง และ SMER เฉลี่ยสูงสุดเท่ากับ 0.34 กิโลกรัม น้ำระเหยต่อชั่วโมง และ 0.732 กิโลกรัม น้ำระเหยต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ตามลำดับ และ MER เฉลี่ยสูงสุดเท่ากับ 0.59 กิโลกรัม น้ำควบแน่นต่อชั่วโมง สาเหตุที่ MER แตกต่างจากอัตราการอบแห้ง เนื่องจากมีอากาศรั่วไหลเข้าและออกจากระบบ ค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ และระยะเวลาอบแห้งเปรียบเทียบในช่วงเดียวกันของผลการทดลองมีค่าที่ไม่แตกต่างกันมากนัก เนื่องมาจากความชื้นเริ่มต้น, น้ำหนักเริ่มต้น ตลอดจนขนาดของตะกอกแช่เย็นที่มีค่าใกล้เคียงกัน จากการทดลองทั้งหมด การทดลองที่ 3 ให้ค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะเฉลี่ยต่ำสุด (SEC) โดยมีค่า 4.92 เมกะจูลต่อกิโลกรัม น้ำระเหย

ค่า COP_{hp} วิเคราะห์จากทั้งวงจรอากาศและสารทำความเย็นพบว่าแตกต่างกันประมาณ 20% (ไม่ได้แสดงรายละเอียดไว้ในรายงานฉบับนี้) สาเหตุจากในการทดลองไม่สามารถวัดอัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นได้โดยตรง แต่คำนวณจากพลังงานที่เครื่องอัดไอใช้ นอกจากนี้อาจมีความคลาดเคลื่อนในการวัดปริมาณลม และสุดท้าย

การวัดอุณหภูมิของสารทำความเย็นปลายสายเทอร์โมคัปเปิลไม่ได้สัมผัสโดยตรงกับสารทำความเย็น ทำให้ค่าที่วัดได้คลาดเคลื่อนได้ ส่งผลต่อการหาค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็น อย่างไรก็ตาม โดยวิเคราะห์วงจรอากาศ พบว่า $(COP)_{hp}$ มีค่าระหว่าง 4.1 ถึง 4.7 และ $(COP)_{hp,cond}$ ซึ่งคำนวณมาจากการความร้อนของเครื่องควบแน่นตัวใน มีค่าระหว่าง 3.0 ถึง 3.8 สังเกตว่าค่า $(COP)_{hp,sys}$ มีค่ามากกว่า $(COP)_{hp,cond}$ สาเหตุจากมีความร้อนส่วนเกินถูกระบายทิ้งสู่บรรยากาศ เพื่อควบคุมอุณหภูมิในห้องอบแห้งไม่ให้สูงเกินความต้องการ คุณภาพของตะกอกแช่เย็นในตำแหน่งที่พบอยู่ในเกณฑ์ที่ดี โดยมีสีเข้มปนแดงค่อนข้างอ่อน (code 34-C ตามมาตรฐานเทียบเคียงของ R.H.S. color) ซึ่งเป็นเพราะการใช้อุณหภูมิอบแห้งที่ไม่สูง

3. การประเมินค่าใช้จ่าย

เงื่อนไขการประเมินค่าใช้จ่ายเป็นดังนี้ ความสามารถในการอบแห้ง 670 กิโลกรัมต่อวัน จำแนกเวลาที่ผลิตได้ในหนึ่งปีเท่ากับ 96 วันต่อปี ระยะเวลาอบแห้ง 31.5 ชั่วโมง ปริมาณตะกอกแช่เย็นที่อบแห้ง 38,688 กิโลกรัมต่อปี ค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องอบแห้ง 311,764 บาท โดยแบ่งเป็นค่าใช้จ่ายของโครงสร้างห้องอบแห้ง และระบบทำความร้อน 218,339 บาท และค่าใช้จ่ายในการสร้างรถเข็นและถาดซึ่งทำจากเหล็กสแตนเลส 95,425 บาท มูลค่าซากเครื่องอบแห้งไม่คิด มูลค่าซากรถเข็นและถาดสแตนเลสเท่ากับ 80 เปอร์เซ็นต์ ของค่าก่อสร้างรถเข็นและถาด (โดยคาดว่าหลังจากใช้งานไป 5 ปี ยังคงอยู่ในสภาพใช้งานได้ดี) ระยะเวลาโครงการ 5 ปี ความสามารถในการระเหยน้ำ 294 กิโลกรัม น้ำระเหยต่อวัน ค่าไฟฟ้า 2.0 บาทต่อกิโลวัตต์-เออร์ อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้า 12.76 กิโลวัตต์-เออร์ต่อชั่วโมง อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ 18 เปอร์เซ็นต์ต่อปี และไม่คิดค่าใช้จ่ายในการควบคุมเครื่องอบแห้ง (เนื่องจากระหว่างดำเนินการอบแห้งไม่จำเป็นต้องใช้คนควบคุม) ค่าใช้จ่ายรวมรายปี 181,785 บาทต่อปี หรือเท่ากับ 6.43 บาทต่อกิโลกรัม น้ำระเหย โดยแบ่งออกเป็นค่าใช้จ่ายด้านพลังงานเท่ากับ 2.73 บาทต่อกิโลกรัม น้ำระเหย ค่าใช้จ่ายด้านบำรุงรักษาเท่ากับ 3.55 บาทต่อกิโลกรัม น้ำระเหยและค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องอบแห้งเท่ากับ 3.15 บาทต่อกิโลกรัม น้ำระเหย

4. สรุป

อุณหภูมิของอากาศร้อนภายในห้องอบแห้งจะลดลงไปตามแนวยาวของตู้อบแห้ง ทำให้ความชื้นสุดท้ายเฉลี่ยของตะกอกแช่เย็นในรถเข็นคันสุดท้ายสูงสุด แต่ความแตกต่างของความชื้นสุดท้ายจะลดลงเพียง 1.4% ในการอบแห้งช่วงสุดท้าย สำหรับการกระจายความชื้นระหว่างถาดอยู่ในเกณฑ์ดี ให้ความแตกต่างของความชื้นสุดท้ายเฉลี่ยระหว่างถาดของรถเข็นทั้ง 4 คัน มีค่าประมาณ 1.2% ในการอบแห้งช่วง 2 และ 3 ที่น่าสนใจคือการจัดเรียงของตะกอกแช่เย็นในช่วงที่ 2 และ 3 จะวางซ้อนกันหลาย ๆ ชั้น เพื่อให้สามารถบรรจุตะกอกแช่เย็นให้ได้มากที่สุด แต่ก็สามารถที่จะลดความชื้น ตลอดจนการกระจายของความชื้นอยู่ในระดับที่พอใจ ในการทดลองจะพบว่าอัตราการดึงความชื้นออกจากตะกอกแช่เย็นจะเป็นไปอย่างรวดเร็วในช่วงต้นของการอบแห้ง และจะค่อย ๆ ลดลงไปตามลำดับ ซึ่งก็เป็นไปให้สอดคล้องกับค่า MER สังเกตได้ว่าค่า MER จะต่างจากอัตราการอบแห้ง การสิ้นเปลืองพลังงานตลอดช่วงเวลาอบแห้งค่อนข้างคงที่ถึงแม้ว่ากระบวนการอบแห้งจะดำเนินไปในลักษณะสภาวะไม่คงที่ก็ตาม ซึ่งเป็น

ผลสืบเนื่องมาจากความพยายามทำให้เกิดสภาวะคงที่ในแง่ของ ความร้อน (ไม่ใช่ความชื้น) ภายในห้องอบแห้ง การอบแห้งมะละกอแช่เย็น ที่มีความชื้นเริ่มต้นต่ำจะก่อความเสี่ยงยากทำให้ได้อัตราการอบแห้งและ SMER ที่ซึ่งจะตรงกับเป้าหมายเห็นได้ชัดกับการอบแห้งมะละกอแช่เย็น ที่มีความชื้นเริ่มต้นสูง ๆ ปริมาณน้ำที่ถูกดึงออกจากมะละกอแช่เย็นส่งผล โดยตรงต่อค่า SMER และความสัมพันธ์พลังงานเฉพาะ จากการเฉลี่ย ตัวเลขของทั้งสามการทดลอง พบว่าเครื่องอบแห้งสามารถทำอัตรา การอบแห้ง และ SMER เฉลี่ยสูงสุดเท่ากับ 9.34 กิโลกรัมไอน้ำระเหยต่อ ชั่วโมง และ 0.732 กิโลกรัมไอน้ำระเหยต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ตามลำดับ ค่าMER เฉลี่ยสูงสุด 8.59 กิโลกรัมไอน้ำควบแน่นต่อชั่วโมง ความสัมพันธ์ของ พลังงานเฉพาะเฉลี่ยต่ำสุดในการทดลองที่ สามมี ค่าเท่ากับ

4.92 เมกะจูลต่อกิโลกรัมไอน้ำระเหย เวลาอบแห้งรวมทั้งสิ้นประมาณ 32 ชั่วโมง และ $(COP_{hp})_{avg}$ มีค่าระหว่าง 4.1 ถึง 4.7 ในขณะที่ $(COP_{hp})_{load}$ มีค่าน้อยกว่าโดยมีค่าอยู่ระหว่าง 3.0 ถึง 3.8 แยกจากนี้ยังพบว่าคุณภาพ ของมะละกอแช่เย็นในตู้แช่ของให้ออกมาอยู่ในเกณฑ์ดี

จากการประเมินค่าใช้จ่ายในการดำเนินการอบแห้งมะละกอ แช่เย็นทั้งหมดเท่ากับ 6.43 บาทต่อกิโลกรัมไอน้ำระเหย โดยแบ่งออกเป็นค่า ใช้จ่ายด้านพลังงานเท่ากับ 2.73 บาทต่อกิโลกรัมไอน้ำระเหย ค่าใช้จ่ายด้าน บำรุงรักษา 0.55 บาทต่อกิโลกรัมไอน้ำระเหย และค่าใช้จ่ายในการสร้าง เครื่องอบแห้งเท่ากับ 3.15 บาทต่อกิโลกรัมไอน้ำระเหย จากที่กล่าวมาข้างต้นทั้งหมด โดยเฉพาะปัจจัยด้านพลังงานทำให้เครื่องอบแห้งโดยใช้น้ ามความร้อนมี โอกาสสูงที่จะถูกนำไปใช้ในอุตสาหกรรมอบแห้งอาหาร

Table 1. Experimental results of papaya glauc^a drying

Description	Test No. 1			Test No. 2			Test No. 3		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Ambient conditions									
Average temperature (°C)	28.4	28.5	28.2	28.6	28.0	28.3	29.7	27.5	34.7
Average relative humidity (%)	70.0	72.0	73.0	75.0	72.0	75.0	65.0	75.0	46.0
Condition of papaya glauc^a									
Average moisture before drying (%d.b.)	83.5	44.1	22.2	86.3	42.4	19.5	87	40.9	16.9
Average moisture after drying (%d.b.)	37.4	22.3	14.2	31.6	19.5	14.7	33.6	16.9	12.0
Initial weight (kg)	711.5	^a 515.2	^a 439.7	602.5	^b 567.9	495.3	670.2	505.7	420.7
Final weight (kg)	532.5	437.2	410.7	425.6	493.3	475.5	479.6	419.7	403.0
Moisture removed (kg)	179.0	78.0	29.0	176.9	94.6	19.8	190.6	86.0	17.7
Drying air conditions									
Average temperature (°C)	53.0	52.5	53.4	53.4	52.9	54.4	55.0	54.2	55.8
Specific air flow rate (kg dry air / h - kg dry fruit glauc ^a)	27.0	31.6	30.7	32.3	25.3	25.2	29.1	29.1	29.1
Evaporator by - pass air (%)	81.0	82.0	85.9	81.7	81.7	81.7	81.7	81.7	81.7
Drying time (h)	19.5	8.5	9.5	19.0	12.0	3.0	19.0	8.0	4.5
Performance of heat pump									
Drying rate _{avg} (kg water evap. / h)	9.2	9.2	3.1	9.3	7.9	6.6	10.0	10.8	3.9
MER _{avg} (kg water cond. / h)	7.4	9.9	4.0	8.7	9.3	4.7	8.6	9.4	4.2
SMER _{avg} (kg water evap. / kWh)	0.7649	0.7572	0.2265	0.728	0.618	0.495	0.7810	0.860	0.305
SEC _{avg} (MJ / kg water evap.)	4.7	4.8	15.9	5.0	5.8	7.3	4.6	4.2	11.8
$(COP_{hp})_{avg}$	4.5	4.4	3.3	4.2	4.1	4.1	4.6	4.4	4.7
$(COP_{hp})_{load}$	3.2	3.9	1.9	3.1	3.1	2.8	3.1	3.4	3.7

^a Papaya glauc^a of the 2nd and 3rd stages were not the same batch of that 1st stage.

^b Including approx. 130 kg of papaya glauc^a dried with an existing conventional hot air dryer

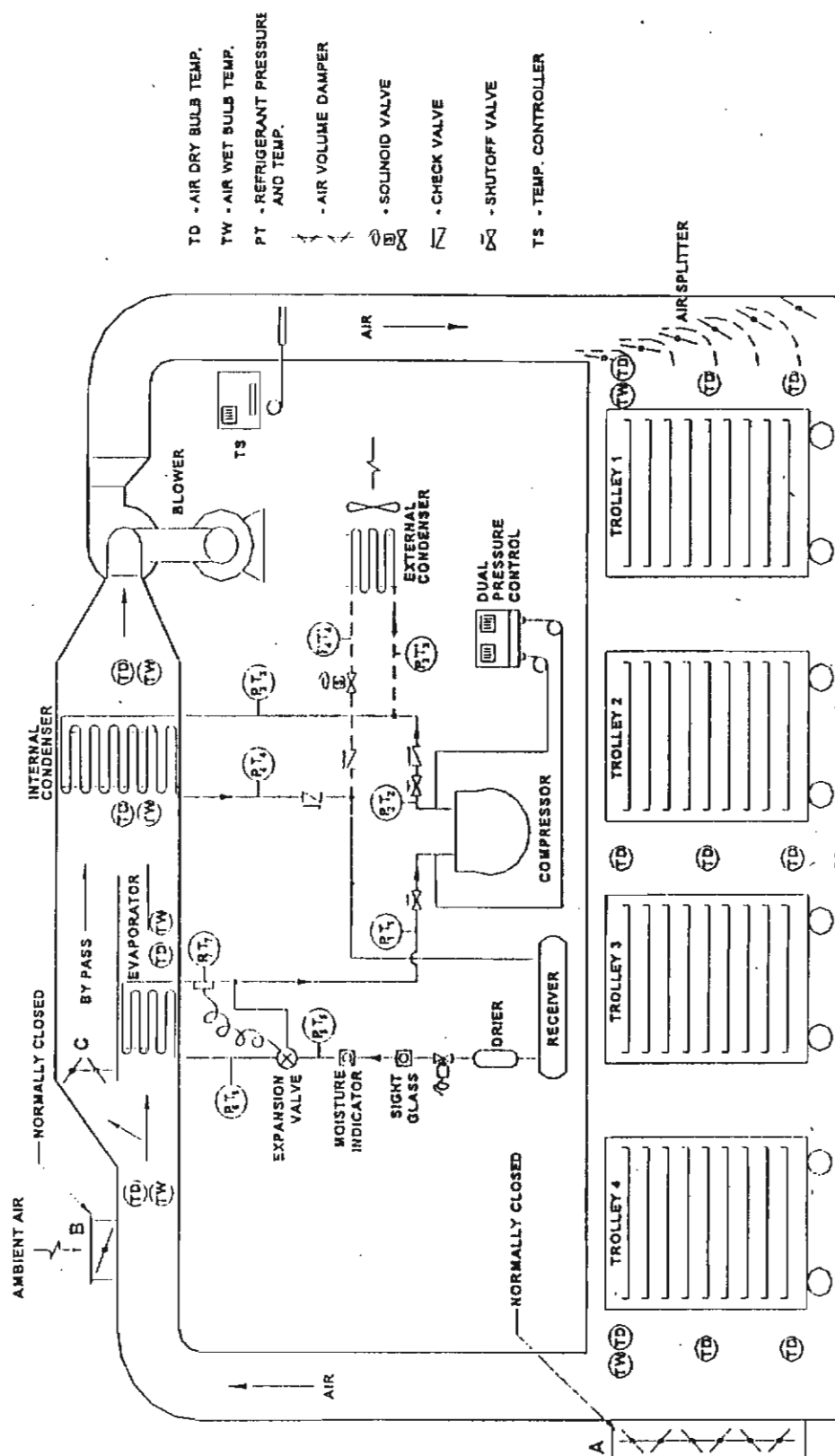


Figure 1. Schematic diagram of a heat pump dryer and locations of temperature and pressure sensors

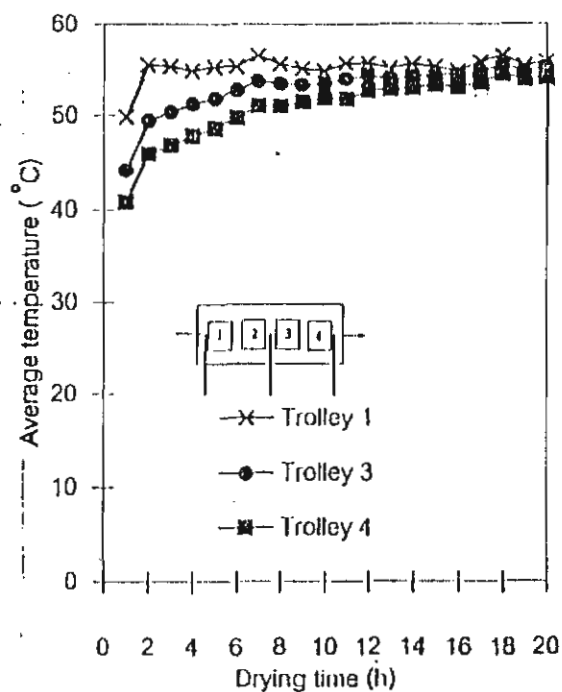


Figure 2. Variations of average air temperature along position of trolleys with time (3rd test, 1st stage).

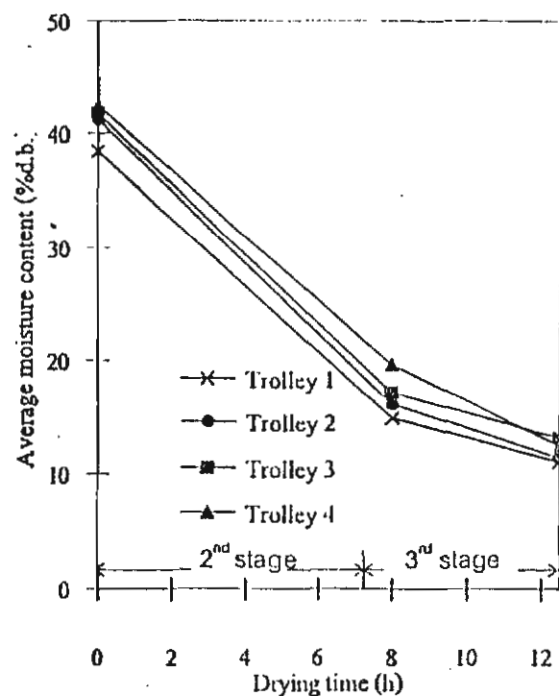


Figure 3. Variations of average moisture content along position of trolleys with time (3rd test, 2nd & 3rd stages).

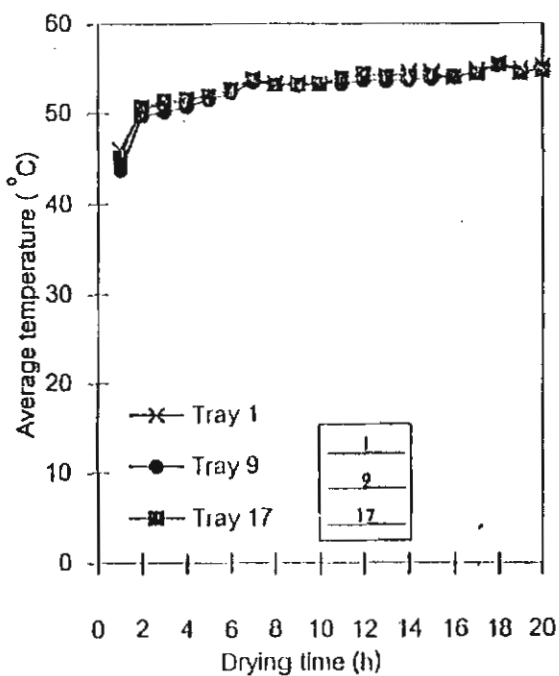


Figure 4. Variations of average air temperature of all trolleys along position of trays with time (3rd test, 1st stage).

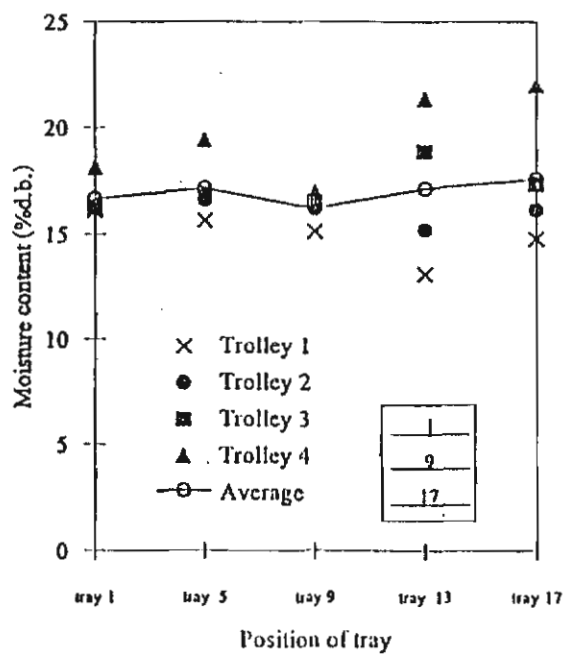


Figure 5. Effect of position of trays on the average moisture content (3rd test, 2nd stage).

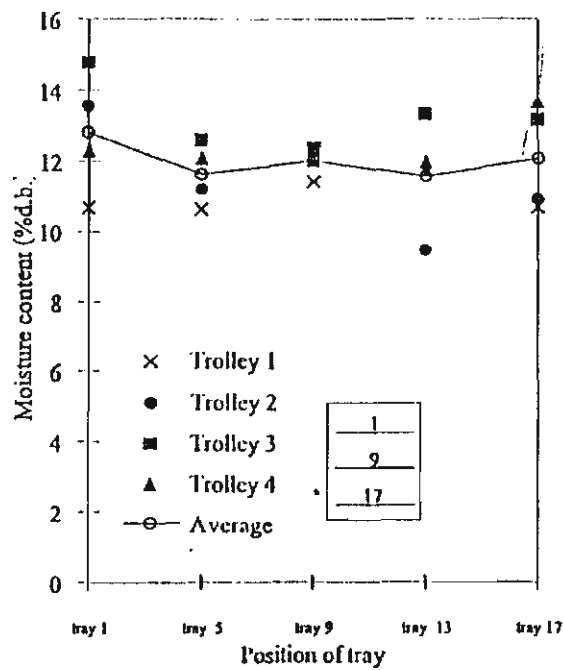


Figure 6. Effect of position of trays on the average moisture content (3rd test, 3rd stage).

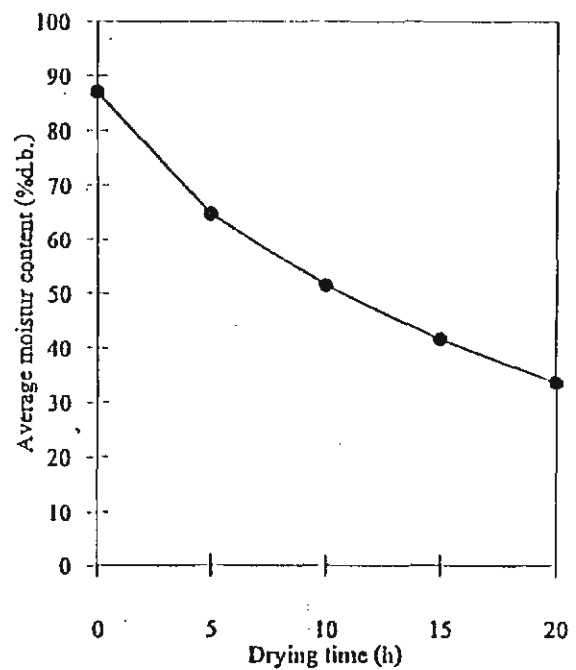


Figure 7. Variations of average moisture content with time (3rd test, 1st stage).

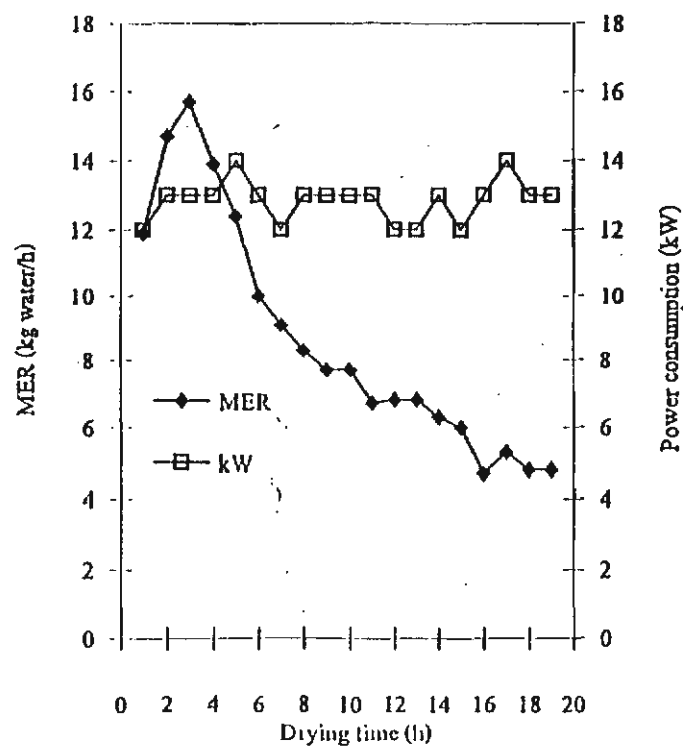


Figure 8. Variations of MER and power consumption with time (3rd test, 1st stage).

กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบพระคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย ที่ให้ทุนสนับสนุนโครงการวิจัย บริษัทโรซ์เอ็นเจเนียร์ริง ซัพพลาย จำกัด ที่ให้ความช่วยเหลือในด้านสร้างเครื่อง และโรงงานหลวงอาหารสำเร็จรูปที่ 4 อำเภอโนนดินแดง จ. บุรีรัมย์ ที่ให้ความร่วมมือระหว่างภาคทดสอบ

เอกสารอ้างอิง

1. Clements, S., Jia, X. and Jolly, P., 1993, "Experimental Verification of a Heat Pump Assisted Continuous Dryer Simulation Model," *International Journal of Energy Research*, Vol. 17, pp. 19-28.
2. Prasertsan, S. and Saen-saby, P., 1990, "Heat Pump Drying of Agricultural Materials," *Drying Technology-An International Journal*, Vol. 18, No. 1&2, pp. 235-250.
3. Pondyala, V.R., Devotta, S. and Patwardhan, V.S., 1990, "Heat Pump Assisted Dryer, part 2 : Experimental Study," *International Journal of Energy Research*, Vol. 14, pp. 493-507.
4. Rosal, S.J., Neves, L.C. and Klockbusch, T.G., 1992, "Thermodynamic and Energetic Evaluation of a Heat Pump Applied to the Drying Vegetables," *Drying Technology-An International Journal*, Vol. 10, pp. 1475-1484.
5. Young, G.S., Birchall, S. and Mason, R.L., 1995, "Heat Pump Drying of Food Products-Prediction of Performance and Energy Efficiency," *In Proc. Fourth ASEAN Conference on Energy Technology*, Bangkok, August 28-29, pp. 240-247.
6. Strommen, I. and Kramer, K., 1994, "New Applications of Heat Pumps in Drying Processes," *Drying Technology-An International Journal*, Vol. 12, No. 4, pp. 889-901.

การอบแห้งผักและผลไม้ด้วยปั๊มความร้อน

ศิวะ อังกรวิริยะ¹ และ สมชาติ โสภณธนฤทธิ์²

บทคัดย่อ

บทความนี้มีวัตถุประสงค์ เพื่อศึกษาชนิดผักและผลไม้ที่มีศักยภาพในการทำแห้ง ตลอดจนศึกษาข้อมูลการออกแบบระบบปั๊มความร้อนที่นำมาใช้เป็นแหล่งพลังงานความร้อนและลดความชื้นอากาศสำหรับการอบแห้ง โดยพิจารณาสารทำงาน R-22, R-123, R-124, R-134a, และ R-152a โดยมีพารามิเตอร์สำหรับการออกแบบที่สำคัญคืออัตราส่วนการอัด อุณหภูมิควบแน่น อุณหภูมิแตกต่างรวม และสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันทางทฤษฎี นอกจากนี้ยังได้ทำการศึกษาหาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการอัด, สัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันทางทฤษฎี กับอุณหภูมิแตกต่างรวมที่อุณหภูมิควบแน่น 70 °C และ 85 °C

Drying of Vegetables and Fruits by Heat Pumps

Siva Achariyaviriya and Somchart Soponronnarit

Abstract

The objectives of this study are to investigate some vegetables and fruits which have drying potential and to determine theoretically some design parameters for dryer using heat pump systems operating on R-22, R-123, R-124, R-134a, and R-152a. The essential design parameters are the compression ratio (CR), the condensing temperature (T_{CO}), the gross temperature lift ($T_{CO}-T_{EV}$), and the theoretical Rankine coefficient of performance (COP_R). The relationship between compression ratio, the theoretical Rankine coefficient of performance, and the gross temperature lift for this group of working fluids for condensing temperature 70 °C and 85 °C were determined

¹ นักศึกษาปริญญาเอก คณะพลังงานและวัสดุ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, กรุงเทพมหานคร

² ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, กรุงเทพมหานคร

บทนำ

ประเทศไทยเป็นประเทศเกษตรกรรมมีการปลูกผักและผลไม้มานานานชนิด ผักและผลไม้บางชนิดมีศักยภาพในการทำแห้งเพื่อเพิ่มคุณค่า และเป็นที่นิยมของผู้บริโภคทั้งภายในประเทศและต่างประเทศ ผักและผลไม้อบแห้งเป็นผลิตภัณฑ์ที่ได้รับการส่งเสริมในช่วงไม่กี่ปีที่ผ่านมา นับว่าเป็นผลิตภัณฑ์ค่อนข้างใหม่เมื่อเทียบกับอุตสาหกรรมผักและผลไม้กระป๋อง ปัจจุบันนี้ตลาดต่างประเทศมีความต้องการผักและผลไม้สูงขึ้น หากได้รับการส่งเสริม และพัฒนาด้านการอบแห้งผักและผลไม้ ก็จะมีประโยชน์ต่อเกษตรกรโดยตรง เนื่องจากปัญหาของเกษตรกรคือ เมื่อมีผลผลิตออกมาจำหน่ายมากๆ ราคาจะถูก การแปรรูปผักและผลไม้ นอกจากจะบรรจุกระป๋องแล้วยังสามารถนำมาอบแห้งเพื่อเก็บไว้รอการบริโภค หรือเพื่อเป็นส่วนประกอบในการทำอาหารสำเร็จรูปอื่นๆ

การผลิตผักและผลไม้อบแห้งในอดีตใช้วิธีตากแดด ซึ่งเป็นอุตสาหกรรมในครัวเรือนและเป็นการถนอมอาหารไว้ใช้ตลอดปี ตัวอย่างเช่น หัวหอม กระเทียม และพริกต่างๆ เป็นต้น ปัจจุบันมีความต้องการผักและผลไม้อบแห้งเพื่อใช้เป็นเครื่องปรุงรสในอุตสาหกรรมอาหารสำเร็จรูปมาก หรือเป็นส่วนประกอบในเครื่องแกงผงแห้ง และอื่นๆ จึงมีความจำเป็นต้องใช้เครื่องอบแห้งเพื่อทำแห้งผักและผลไม้ต่างๆ มากขึ้น

ปัญหาสำคัญอย่างหนึ่งของการทำแห้งคือ คุณภาพของผลิตภัณฑ์ไม่ได้คุณภาพ เช่น สีคล้ำ เหนียว เป็นต้น ดังนั้นจึงเป็นจุดเริ่มต้นของการนำเครื่องอบแห้งที่มีความร้อนมาใช้ในการอบแห้ง สภาวะของลมร้อนที่ใช้ในการทำแห้งของระบบที่มีความร้อนนี้ มีความชื้นในลมร้อนต่ำ จึงไม่จำเป็นต้องอบแห้งที่อุณหภูมิสูงมากนัก ซึ่งอุณหภูมิลมร้อนสูงเป็นสาเหตุที่ทำให้สี และผิวไม่ได้คุณภาพตามความต้องการของตลาด ข้อดีอีกประการหนึ่งสำหรับการอบแห้งโดยใช้ระบบที่มีความร้อน คืออาจสามารถช่วยลดการใช้พลังงานได้อีกด้วย เครื่องอบแห้งโดยใช้ระบบที่มีความร้อนมีสารทำงานเป็นสื่อกลางที่ส่งผ่านความร้อนให้กับห้องอบแห้ง ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่จะต้องศึกษาการเลือกสารทำงานให้เหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิที่ทำการอบแห้ง ตลอดจนต้องคำนึงถึงคุณสมบัติ และคุณลักษณะของสารทำงานด้วย

บทความวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษานิตของผักและผลไม้ที่มีศักยภาพในการทำแห้งกรรมวิธีการผลิตผักและผลไม้อบแห้ง และเพื่อศึกษาให้ทราบถึงชนิดของสารทำงานที่เหมาะสมสำหรับการอบแห้งโดยใช้มีความร้อนสำหรับช่วงอุณหภูมิลมร้อนต่างๆ ผลที่ได้จากการศึกษาจะเป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาเครื่องอบแห้งโดยใช้ระบบที่มีความร้อน ตลอดจนทราบถึงข้อมูลทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำงานเพื่อนำไปเป็นข้อมูลเบื้องต้นสำหรับการออกแบบระบบที่มีความร้อนทั่วไป

ผักและผลไม้อบแห้ง

ผักที่นำมาทำการอบแห้งที่มีศักยภาพได้แก่ หัวหอม ต้นหอม หัวกระเทียม พริก ชিং เห็ด กระหล่ำปี ผักอบแห้งบางชนิดนำส่งจำหน่ายต่างประเทศ เช่น พริกแห้ง ซึ่งมีมูลค่าส่งออก(พ.ศ. 2539) 176.3 ล้านบาท^[1] และมีผักอบแห้งบางชนิดจำหน่ายภายในประเทศ เช่น หอมแบ่ง กระหล่ำปลีซอย หัวหอมซอย ซึ่งใช้เป็นส่วนประกอบ หรือปรุงรสในบะหมี่ ก๋วยเตี๋ยวสำเร็จรูป ส่วนกรรมวิธีการผลิตผักอบแห้งแบ่งได้ออกเป็น 2 ลักษณะคือ คงสภาพเดิม เช่น พริกทั้งเม็ด ชিংทั้งแ่ง และมีการลดขนาดก่อนทำแห้ง เช่น หอมแบ่ง กระหล่ำปลีซอย ผลิตภัณฑ์ผักแห้งในลักษณะแรกอาจตากแดดหรือใช้เครื่องอบแห้งก็ได้ ส่วนผลิตภัณฑ์ในลักษณะหลังใช้เป็นส่วนประกอบอาหารโดยตรง และมักจะผลิตในระดับอุตสาหกรรม จึงใช้เครื่องอบแห้งเพื่อควบคุมสภาวะการอบ มีกรรมวิธีในการผลิตคือ ล้างทำความสะอาด อาจมีการแช่ในสารละลายโซเดียมคลอไรด์ 0.1% เพื่อช่วยป้องกันการเปลี่ยนสีเนื่องจากความร้อน ตัดหรือหั่นตามแบบและขนาดที่ต้องการ แล้วอบที่อุณหภูมิช่วง 60-70 °C จนแห้ง (กรมส่งเสริมอุตสาหกรรมการเกษตร)^[2]

สำหรับผลไม้ที่มีศักยภาพสูงในการทำแห้งได้แก่ ลำไย สับปะรด จากข้อมูลปริมาณและมูลค่าสินค้าส่งออกของผลไม้แห้ง^[3] พบว่ามีแนวโน้มการส่งออกสูงขึ้นทุกปี โดยเฉพาะอย่างยิ่งในปี พ.ศ. 2539 ลำไยแห้งมีมูลค่าส่งออก 1046.1 ล้านบาท ซึ่งมีปริมาณสูงกว่าปี พ.ศ. 2538 ถึง 5 เท่า ส่วนกรรมวิธีการผลิตผลไม้อบแห้งแบ่งได้ออกเป็น 2 ลักษณะคือ ผลไม้อบแห้งที่มีการปรุงแต่งรสหวานโดยการแช่ในน้ำเชื่อมก่อนทำแห้ง ผลไม้ที่นิยมผลิตในลักษณะนี้คือ สับปะรด มะละกอ มะม่วง ขนุน มะพร้าวและฝรั่ง เป็นต้น ผลไม้อบแห้งอีกลักษณะหนึ่งคือ ผลไม้ที่ไม่มีการปรุงแต่งรส เช่น ลำไย ลิ้นจี่ และผลไม้ที่มีการปรุงแต่งรสเพียงเล็กน้อยเช่น กัลย

ผลไม้อบแห้งปรุงแต่งรสหวานทุกชนิดทำมาจากผลไม้ทั้งดิบทั้งสุก มีวิธีทำเช่นเดียวกัน คือ ปอกเปลือก สับปะรดหั่นเป็นแว่นตามขวางของผลไม้ มะละกอหั่นตามยาวของผล มะม่วงหั่นเป็นชิ้นตามยาวของผล และขนุนผ่าซีกทั้งชิ้น อาจมีการแช่ในสารละลายแคลเซียมคลอไรด์ให้เนื้อผลไม้แข็ง ไม่เละง่าย ลวกน้ำร้อนเพื่อทำลายเอนไซม์และทำลายผนังเซลล์ของเนื้อผลไม้ทำให้การดูดซึมน้ำตาลและการคายน้ำเกิดขึ้นได้เร็ว แช่ชิ้นผลไม้ในสารละลายน้ำตาลความเข้มข้น 30 ถึง 40 บริกซ์ ซ้ำมึน เติมความเข้มข้นของสารละลายน้ำตาลวันละ 10 บริกซ์ จนถึง 70 บริกซ์ หรือได้ความหวานตามความต้องการ จากนั้นนำเอาชิ้นผลไม้ไปอบแห้งในตู้อบลมร้อนอุณหภูมิไม่เกิน 65 °C อาจมีการเคลือบผิวผลไม้ด้วยน้ำตาลทรายละเอียด

ผลไม้อบแห้งไม่ปรุงแต่งรสหวานที่นิยมนำมาทำแห้ง คือ กัลยน้ำว่า โดยทำจากกัลยที่มีความสุกหอมเพื่อให้รสหวานโดยธรรมชาติ ในอดีตใช้การตากแดดแต่ปัจจุบันมีการใช้ตู้อบลมร้อนอุณหภูมิที่แนะนำคือ 60 °C อบนาน 24 ชั่วโมง ทับให้แน่นแล้วอบต่ออีก 24 ชั่วโมง ทับให้แบนอีกครั้งหนึ่งแล้วอบต่อจนแห้ง ผู้ผลิตบางรายนิยมรุ่มกัลยในสารละลายน้ำผึ้งก่อนการอบครั้งสุดท้าย เพื่อให้มีกลิ่นรสน้ำผึ้ง

ผลิตภัณฑ์อบแห้งที่มีมูลค่าส่งออกสูงสุดคือ ลำไยอบแห้งแต่เดิมมาการอบแห้งลำไยใช้วิธีการตากแดด ซึ่งพบว่าใช้เวลานานและไม่แน่นอนขึ้นอยู่กับสภาพอากาศ มีการสูญเสียสูงและไม่ถูกสุขอนามัย ต่อมาจึงมีการนำเครื่องอบลำไยมาใช้ โดยลำไยอบแห้งมี 3 ชนิด คือ ลำไยอบแห้งทั้งเปลือก(ทั้งลูก) ลำไยอบแห้ง

เฉพาะเนื้อ และลำไยอบแห้งทั้งเปลือกคว้านเมล็ดออก อัตราส่วนของลำไยสดเฉพาะเนื้อต่อลำไยแห้งประมาณ 10:1 และประมาณ 10:3 สำหรับอบทั้งลูก ลำไยอบแห้งสามารถเก็บไว้ได้ประมาณ 2 ปี ขั้นตอนการอบลำไยทั้งเปลือกคือ นำลำไยที่คัดขนาดและพันธุ์แล้วมาใส่เครื่องอบแห้ง ใช้อุณหภูมิประมาณ 60 °C ถึง 80 °C ใช้เวลาประมาณ 34-48 ชั่วโมงซึ่งขึ้นอยู่กับพันธุ์ของลำไย และจะมีการใช้กัมมะถันรมควันโดยใช้สัดส่วน 0.5 % ของน้ำหนักลำไยเพื่อป้องกันเชื้อราและแมลง ส่วนขั้นตอนการอบลำไยเฉพาะเนื้อ คือ นำลำไยมาแกะเปลือกและคว้านเมล็ดออก แล้วนำไปแช่สารละลายโปตัสเซียมเมตาไบซัลไฟด์ 0.3 % ประมาณ 10 นาที แล้วจึงนำไปตากแห้งแล้วเข้าเครื่องอบแห้ง ใช้อุณหภูมิประมาณ 60 °C ถึง 80 °C ใช้เวลาประมาณ 8-15 ชั่วโมง ซึ่งขึ้นอยู่กับพันธุ์ของลำไย สำหรับการอบแห้งลำไยทั้งเปลือกคว้านเมล็ดออก นำลำไยมาคว้านเมล็ดออก แล้วนำไปรมควันกัมมะถัน จากนั้นจึงนำไปอบแห้งเหมือนกับการอบลำไยทั้งลูก (พนอรรัตน์ สิทธิปราณี)⁽⁴⁾

ในการอบแห้งผักและผลไม้บางชนิดยังประสบปัญหาด้านคุณภาพ ตัวอย่างเช่น สับปะรดแปรรูปใช้น้ำตาล บางประเทศมีความต้องการเปอร์เซ็นต์น้ำตาลในสับปะรดต่ำ ซึ่งปัญหาคือ ถ้าปริมาณน้ำตาลในสับปะรดต่ำเมื่ออบแห้งจะมีการหดตัวสูง ทำให้ไม่ได้คุณภาพตามความต้องการของตลาด สาเหตุที่มีการหดตัวสูงน่าจะมาจากการทำแห้งที่อุณหภูมิสูงนั่นเอง

ปั๊มความร้อน

ระบบปั๊มความร้อนมีศักยภาพในการที่นำมาใช้เป็นแหล่งพลังงานความร้อนและลดความชื้นของอากาศที่ชื้นอบแห้ง ระบบปั๊มความร้อนมีศักยภาพในการประหยัดพลังงานสูงและเป็นระบบเดียวที่สามารถเพิ่มอุณหภูมิของความร้อนทั้งให้มีระดับอุณหภูมิที่สูงขึ้นได้ ระบบปั๊มความร้อนประกอบด้วยเครื่องควบแน่น (Condenser) เครื่องทำระเหย (evaporator) คอมเพรสเซอร์ (Compressor) วาล์วขยายตัว (expansion valve) และสารทำงาน (Working fluids) การออกแบบระบบปั๊มความร้อนจะต้องมีความรู้เกี่ยวกับคุณสมบัติทางฟิสิกส์ เทอร์โมไดนามิกส์ เคมี และอื่นๆ ของสารทำงาน ตลอดจนความเหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิที่นำไปใช้งานของสารทำงานแต่ละชนิด

สารทำงาน

ก่อนที่จะรู้จักใช้สารประเภท chlorofluorocarbons (CFCs) ในปี ค.ศ. 1930 สารทำงานที่นิยมใช้คือ อากาศ แอมโมเนีย ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ และคาร์บอนไดออกไซด์ หลังจากนั้นสารทำงาน halogenated hydrocarbons ก็ถูกพัฒนามาใช้งานอย่างกว้างขวาง สารประเภท chlorofluorocarbons (CFCs) hydrochlorofluorocarbons (HCFCs) และ hydrofluorocarbons (HFCs) คือ สาร halogenated hydrocarbons ทั้งสิ้นหรือเรียกง่ายๆ ว่า halocarbons ซึ่งสามารถจำแนกเป็น 5 กลุ่ม ดังนี้

1. Chlorofluorocarbons (CFCs) และสารผสม CFCs สาร CFCs ประกอบด้วย คาร์บอน (C) คลอรีน (Cl) และฟลูออไรด์ (F) สารเหล่านี้ถูกคิดค้นเมื่อ ค.ศ. 1930 ซึ่งมีคุณลักษณะพิเศษคือ ไม่เป็นพิษ ไม่ทำให้ระคายเคือง และไม่ติดไฟ ซึ่งใช้กันอย่างแพร่หลายในอดีต ปัจจุบันนี้สารทำงานเหล่านี้ได้ถูกยกเลิกการผลิตไป

ตามพิธีสารมอนทรีออลตั้งแต่วันที่ 1 มกราคม พ.ศ. 2539 (Jan 1, 1996) เนื่องจากเป็นสารที่มีศักยภาพในการทำลายโอโซน (Ozone Depletion Potential, ODP) สูงและยังเป็นสารที่มีศักยภาพทำให้อุณหภูมิบรรยากาศโลก (Global Warming Potential, GWP) สูงขึ้นด้วย (Wang)^[5]

2. *Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)* สาร HCFCs ประกอบด้วย ไฮโดรเจน(H) คลอรีน(Cl) ฟลูออไรด์(F) และคาร์บอน(C) สารเหล่านี้มีค่า ODP และ GWP ต่ำกว่าสาร CFCs มาก ซึ่งสาร HCFCs นี้เป็นที่นิยมใช้อยู่ในปัจจุบัน อย่างไรก็ตามสาร HCFCs เหล่านี้ถูกจำกัดการผลิตตามพิธีสารมอนทรีออล เช่นกัน

3. *Hydrofluorocarbons (HFCs)* สาร HFCs ประกอบด้วย ไฮโดรเจน(H) ฟลูออไรด์(F) และคาร์บอน(C) สารนี้ไม่มีส่วนประกอบของอะตอมคลอรีน ดังนั้นค่าของ ODP จึงเป็นศูนย์ ขณะนี้สาร HFCs จึงได้รับการสนใจที่จะพัฒนาเพื่อนำมาทดแทนสาร CFCs และ HCFCs

4. *Inorganic compounds* สารเหล่านี้ยังคงใช้ในระบบทำความเย็น ค่าของ ODP เป็นศูนย์และยังมีคุณลักษณะตามความต้องการอยู่ ถึงแม้ว่า สาร inorganic บางชนิดจะเป็นพิษและติดไฟง่ายก็ตาม

5. *Halon (BFCs)* สาร Halon ประกอบด้วย โบรอน(B) ฟลูออไรด์(F) และคาร์บอน(C) ซึ่งสารประเภทนี้ถูกยกเลิกการผลิตไปตั้งแต่วันที่ 1 มกราคม พ.ศ. 2539 (Jan 1, 1996)

พิธีสารมอนทรีออล (Montreal Protocol)

เนื่องจากการที่มนุษย์ใช้สารที่มีตัวทำลายชั้นโอโซนโดยปราศจากการควบคุมและค้นคว้าวิจัยเพื่อป้องกันการทำลายชั้นโอโซน ตัวการสำคัญที่ทำให้โอโซนถูกทำลาย ได้แก่ สาร CFCs และสาร Halon โดยมีการนำไปใช้ในอุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศ เครื่องทำความเย็น และอื่นๆ ในปี พ.ศ. 2528 (1985) นานาประเทศได้มาประชุมที่กรุงเวียนนา ประเทศออสเตรีย เพื่อร่วมกันจัดทำข้อตกลงว่าด้วยการป้องกันชั้นโอโซนขึ้น เรียกว่า อนุสัญญาเวียนนา ในปี พ.ศ. 2530 (1987) นานาประเทศได้มาประชุมกันอีกครั้งที่นครมอนทรีออล ประเทศแคนาดา ซึ่งจัดโดยโครงการสิ่งแวดล้อมแห่งสหประชาชาติ โดยที่ประชุมได้จัดทำพิธีสารมอนทรีออล หรือพิธีสารว่าด้วยการเลิกใช้สารทำลายชั้นโอโซน พิธีสารนี้มีผลบังคับใช้เมื่อวันที่ 1 มกราคม พ.ศ. 2532 (1989) โดยประเทศไทยร่วมลงนามในพิธีสารนี้เมื่อวันที่ 15 กันยายน พ.ศ. 2531 (1988) และให้สัตยาบันเมื่อวันที่ 7 กรกฎาคม พ.ศ. 2532 (1989)

ในปี พ.ศ. 2533 (1990) ได้มีการประชุมที่ลอนดอน ประเทศอังกฤษ เพื่อยกเลิกการผลิตและใช้สาร CFCs และสาร Halon ในประเทศที่พัฒนาแล้วภายในปี พ.ศ. 2543 (2000) และการประชุมครั้งล่าสุดที่กรุงโคเปนเฮเกน ประเทศเดนมาร์กเมื่อปี พ.ศ. 2535 (1992) เพื่อยกเลิกการผลิตและใช้สาร CFCs ให้เร็วขึ้นเป็นปี พ.ศ. 2539 (1996) นอกจากนี้การประชุมยังได้กำหนดการปรับปรุงการลดการผลิตของสาร HCFCs โดยจำกัดการผลิตใน พ.ศ. 2539 (1996) กำหนดให้ปริมาณการผลิตเท่ากับปี พ.ศ. 2532 (1989) และจะลดการผลิตลง 35 % ใน พ.ศ. 2547 (2004) ในปี พ.ศ. 2553 (2010) จะลดการผลิตลง 65 % อีก 5 ปีต่อมาคือ พ.ศ. 2558 (2015) จะลดการ

ผลิตลง 90 % หลังจากนั้นในปี พ.ศ. 2563 (2020) จะลดการผลิตลง 99.5 % และในที่สุดจะยกเลิกการผลิตในปี พ.ศ. 2573 (2030)(Fisher et al)^[6]

สำหรับประเทศไทยได้ร่วมลงนามเป็นภาคีสมาชิกของพิธีสารมอนทรีออล และประเทศไทยได้เริ่มปฏิบัติตามพันธกรณีของพิธีสารมอนทรีออลตั้งแต่วันที่ 5 ตุลาคม พ.ศ. 2532 โดยมีหน่วยงานหลักที่รับผิดชอบคือ กรมโรงงานอุตสาหกรรม กระทรวงอุตสาหกรรม ซึ่งได้ดำเนินการจัดทำแผนแห่งชาติว่าด้วยการลดและการเลิกใช้สารทำลายโอโซนในชั้นบรรยากาศ โดยกำหนดเลิกใช้สาร CFCs ในสินค้าใหม่ปี พ.ศ. 2541 และเลิกใช้สาร CFCs ในการซ่อมบำรุงปี พ.ศ. 2553 (สถาบันสิ่งแวดล้อมไทย)^[7]

แนวทางการเลือกสารทำงาน

การออกแบบปั๊มความร้อนเพื่อใช้งานที่มีช่วงอุณหภูมิแตกต่างกัน การเลือกสารทำงานให้เหมาะสมสำหรับใช้งานแต่ละช่วงของอุณหภูมิจึงมีความจำเป็น อุณหภูมิวิกฤต(critical temperature)ของสารทำงานเป็นตัวบ่งชี้ถึงข้อจำกัดของอุณหภูมิสูงสุดที่จะทำให้ไอของสารทำงานควบแน่นเพื่อที่จะถ่ายเทพลังงานความร้อนไปใช้งาน สารทำงานควรมีการควบแน่นที่อุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิวิกฤตอย่างเหมาะสม เพื่อให้ไม่มีปริมาณความร้อนแฝงสูงเพียงพอและความดันควบแน่นไม่สูงเกิน ระบบปั๊มความร้อนมีพารามิเตอร์ที่สำคัญสำหรับการออกแบบเบื้องต้นคือ 1. อัตราส่วนการอัด(compression ratio, CR) : 2. อุณหภูมิควบแน่น(condensing temperature, T_{CO}) : 3. อุณหภูมิแตกต่างรวม(gross temperature lift, $|T_{CO}-T_{EV}|$) เมื่อ T_{EV} คือ อุณหภูมิระเหย : 4. สัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดัน(Rankine coefficient of performance, COP_R) พารามิเตอร์ทั้ง 4 ตัวนี้มีความสัมพันธ์กันตามสมการที่ (1), (2) และ (3) คือ

$$\text{อัตราส่วนการอัด} = \frac{P_{CO}}{P_{EV}} \quad (1)$$

$$\text{อุณหภูมิแตกต่างรวม} = T_{CO} - T_{EV} \quad (2)$$

$$\text{สัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดัน} = \frac{Q_{CO}}{W} \quad (3)$$

โดยที่ P_{CO} คือ ความดันควบแน่นซึ่งเป็นฟังก์ชันกับอุณหภูมิควบแน่น(T_{CO}) : P_{EV} คือ ความดันระเหยซึ่งเป็นฟังก์ชันกับอุณหภูมิระเหย(T_{EV}) : Q_{CO} คือ ความร้อนที่ได้จากเครื่องควบแน่นซึ่งเป็นฟังก์ชันกับอุณหภูมิควบแน่น : W คือ งานซึ่งเป็นฟังก์ชันกับอุณหภูมิควบแน่นและอุณหภูมิระเหย

จากสมการทั้งสามข้างต้นจะเห็นว่าถ้ากำหนดพารามิเตอร์ 2 ตัว ก็จะสามารถคำนวณหาพารามิเตอร์อีก 2 ตัวที่เหลือได้ โดยการใช้สมการที่ (1), (2) และ (3) ประกอบกับคุณสมบัติของสารทำงานชนิดนั้นๆ ตัวอย่างเช่น ถ้ากำหนดอัตราส่วนการอัดและอุณหภูมิควบแน่น จะมีขั้นตอนการคำนวณหาอุณหภูมิแตกต่างรวม และสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันดังนี้ คือ นำอุณหภูมิควบแน่นไปหาความดันควบแน่นจากตารางคุณสมบัติของสารทำงาน แล้วนำมาคำนวณหาความดันระเหยโดยใช้สมการที่ (1) จากนั้นจึงนำไปหาอุณหภูมิระเหยจากตารางคุณสมบัติของสารทำงาน ต่อมาใช้สมการที่ (2) คำนวณหาอุณหภูมิแตกต่างรวม สำหรับ

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันคำนวณได้จากการใช้สมการที่ (3) โดยที่ความร้อนได้จากเครื่องควบแน่นคือการเปลี่ยนแปลงของเอนทาลปีที่อุณหภูมิควบแน่นคงที่ ซึ่งสามารถเปิดค่าได้จากตารางคุณสมบัติของสารทำงาน และงานคือการเปลี่ยนแปลงของเอนทาลปีของสารทำงานเมื่อเปลี่ยนจากอุณหภูมิระเหยไปเป็นอุณหภูมิควบแน่น โดยมีค่าเอนโทรปีคงที่ ซึ่งสามารถเปิดค่าได้จากตารางคุณสมบัติของสารทำงาน

จากการศึกษานี้ได้ทำการคำนวณเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการอัดกับอุณหภูมิแตกต่างกัน และความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันกับอุณหภูมิแตกต่างกันของสารทำงาน R-22, R-123, R-124, R-134a, และ R-152a ที่อุณหภูมิควบแน่น 70°C และ 85°C ได้ผลตามรูปที่ 1, 2, 3, และ 4

พิจารณารูปที่ 1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการอัดกับอุณหภูมิแตกต่างกันของสารทำงานต่างๆ ที่อุณหภูมิควบแน่น 70°C พบว่าอัตราส่วนการอัดสูงขึ้นเมื่ออุณหภูมิแตกต่างกันสูงขึ้น สารทำงาน R-22 มีอัตราส่วนการอัดต่ำที่สุด และอัตราส่วนการอัดจะต่ำกว่าสารทำงานอื่นๆ มากขึ้นเมื่ออุณหภูมิแตกต่างกันสูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตามสารทำงาน R-22 เป็นสารในกลุ่ม HCFC ซึ่งจะต้องถูกยกเลิกการผลิตในอนาคต สำหรับสารทำงาน R-134a และ R-152a จะมีอัตราส่วนการอัดใกล้เคียงกัน ซึ่งสูงกว่า R-22 เล็กน้อย แต่สาร R-152a เป็นสารที่ติดไฟได้จึงไม่นิยมใช้ สำหรับ R-123 อัตราส่วนการอัดสูงที่สุดและจะสูงมากขึ้นที่อุณหภูมิแตกต่างกันสูงขึ้น

พิจารณารูปที่ 2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันกับอุณหภูมิแตกต่างกันของสารทำงานต่างๆ ที่อุณหภูมิควบแน่น 70°C พบว่า สัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันลดลงเมื่ออุณหภูมิแตกต่างกันสูงขึ้น สารทำงาน R-123 ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันสูงที่สุด สำหรับสารทำงาน R-134a ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันสูงกว่า R-22 เล็กน้อยในช่วงอุณหภูมิแตกต่างกัน 10°C ถึง 30°C และจะให้ค่าใกล้เคียงกันในช่วง 30°C ถึง 40°C แต่ถ้าอุณหภูมิแตกต่างกันสูงกว่า 40°C ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันของสารทำงาน R-134a จะต่ำกว่า R-22 เล็กน้อย

พิจารณารูปที่ 3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการอัดกับอุณหภูมิแตกต่างกันของสารทำงานต่างๆ ที่อุณหภูมิควบแน่น 85°C พบว่า ให้ผลทำนองเดียวกันกับรูปที่ 1 และจากการพิจารณาเปรียบเทียบรูปที่ 1 กับรูปที่ 3 พบว่า อัตราส่วนการอัดลดลงเมื่ออุณหภูมิควบแน่นสูงขึ้น

พิจารณารูปที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันกับอุณหภูมิแตกต่างกันของสารทำงานต่างๆ ที่อุณหภูมิควบแน่น 85°C พบว่า ให้ผลทำนองเดียวกันกับรูปที่ 2 และจากการพิจารณาเปรียบเทียบรูปที่ 2 กับรูปที่ 4 พบว่า สารทำงาน R-22, R-134a และ R-152a ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะลดลงเมื่ออุณหภูมิควบแน่นสูงขึ้น แต่สารทำงาน R-123 ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงขึ้นเมื่ออุณหภูมิควบแน่นสูงขึ้น ที่เป็นเช่นนี้เพราะว่า อุณหภูมิวิกฤตของ R-22, R-134a และ R-152a มีค่าใกล้เคียงกัน (อุณหภูมิวิกฤตของ R-22, R-134a, และ R-152a คือ 96°C , 101°C , 113°C ตามลำดับ) ซึ่งเมื่อเพิ่มอุณหภูมิควบแน่นสูงขึ้นใกล้เคียงกับอุณหภูมิวิกฤต ทำให้การเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีที่เครื่องควบแน่นลดลง ซึ่งเป็นผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะลดลง แต่สารทำงาน R-123 มีอุณหภูมิวิกฤตเท่ากับ 185°C ซึ่งสูงกว่าสารทำงาน R-22, R-134a และ

R-152a มากซึ่งอุณหภูมิควบแน่นช่วง 70°C ถึง 85°C ห่างจากอุณหภูมิวิกฤตมาก ทำให้การเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีที่เครื่องควบแน่นเพิ่มขึ้นซึ่งเป็นผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มขึ้นด้วย

การอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน

การเลือกสารทำงานมาใช้ในเครื่องอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อน นอกจากจะต้องพิจารณาพารามิเตอร์สำหรับการออกแบบ คุณสมบัติ และคุณลักษณะของสารทำงานแล้ว ยังต้องพิจารณาถึงวงจรของลมร้อน อุณหภูมิของลมร้อน ผลิตภัณฑ์ที่ใช้ในการอบแห้ง และอื่นๆ ยกตัวอย่างเช่น ต้องการเลือกสารทำงานเพื่อใช้กับเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อน โดยมีวงจรลมร้อนเป็นระบบปิดดังรูปที่ 5 กำหนดให้ อุณหภูมิลมร้อนเท่ากับ 60°C ดังนั้นอุณหภูมิควบแน่นของสารทำงานต้องมากกว่า 60°C ถ้าประมาณอุณหภูมิที่แตกต่างระหว่างสารทำงานกับอุณหภูมิลมร้อนที่ผ่านเครื่องควบแน่นเท่ากับ 10°C เพราะฉะนั้นต้องกำหนดให้อุณหภูมิควบแน่นเท่ากับ 70°C และถ้ากำหนดให้ อัตราส่วนการอัดเท่ากับ 4 ก็จะสามารถหาค่าอุณหภูมิแตกต่างรวมได้จากรูปที่ 1 ซึ่งจะได้ค่าอุณหภูมิแตกต่างรวมของสารทำงาน R-22, R-123, R-124, R-134a, และ R-152a คือ 56.7, 44.0, 51.0, 52.4, และ 52.6°C ตามลำดับ ต่อจากนั้น สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันของสารทำงานต่างๆ ได้จากรูปที่ 2 โดยใช้ค่าอุณหภูมิแตกต่างรวมของสารทำงาน R-22, R-123, R-124, R-134a, และ R-152a อ่านค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันจากรูปที่ 2 ได้เท่ากับ 4.2, 6.4, 4.6, 4.4, และ 4.8 ตามลำดับ ต่อจากนั้นสามารถทำการหาค่าอุณหภูมิระเหยได้จากการคำนวณโดยใช้สมการที่ 2 ได้อุณหภูมิระเหยของสารทำงาน R-22, R-123, R-124, R-134a, และ R-152a เท่ากับ 13.3, 26.0, 19.0, 17.6, และ 17.4°C ตามลำดับ

พิจารณารูปที่ 6 แสดงกระบวนการต่างๆ บนแผนภูมิอากาศชื้นของวงจรลมร้อนของเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนระบบปิด (ดูรูปที่ 5) ตำแหน่ง 1 คือลมร้อนก่อนเข้าห้องอบแห้ง เมื่อผ่านกระบวนการอบแห้งมีการแลกเปลี่ยนความร้อนและมวลไปยังตำแหน่ง 2 ที่ซึ่งอุณหภูมิลมร้อนจะต่ำลง แต่ความชื้นสัมพัทธ์จะสูงขึ้นที่ตำแหน่ง 2 นี้ลมร้อนแยกออกเป็น 2 ส่วน โดยที่ส่วนแรกลมร้อนผ่านเครื่องทำระเหย ทำให้ลมร้อนเย็นลงจนถึงจุดน้ำค้างแล้วเกิดการควบแน่นของไอน้ำในลมร้อนและอุณหภูมิก็ต่ำลงจนถึงตำแหน่ง 3 จากนั้นเป็นกระบวนการผสมกระแสลมร้อนที่ออกจากเครื่องทำระเหยกับกระแสลมร้อนที่ออกจากห้องอบแห้งส่วนที่ 2 จากกระบวนการผสมลมร้อนสองกระแสจะได้ลมร้อนตำแหน่งที่ 4 จากนั้นลมร้อนผ่านเครื่องควบแน่นมีการแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้อุณหภูมิลมร้อนสูงขึ้นเป็นตำแหน่ง 1

ถ้าสมมติให้อุณหภูมิลมร้อนก่อนเข้าห้องอบแห้ง(ตำแหน่ง 1) มีอุณหภูมิ 60°C และออกจากห้องอบแห้ง(ตำแหน่งที่ 2) มีอุณหภูมิ 40°C จากแผนภูมิอากาศชื้นรูปที่ 6 พบว่าอุณหภูมิลมร้อนที่ออกจากเครื่องทำระเหย(ตำแหน่ง 3) จะต้องต่ำกว่าหรือเท่ากับ 23°C ถ้าประมาณอุณหภูมิที่แตกต่างระหว่างสารทำงานกับอุณหภูมิลมร้อนที่ผ่านเครื่องทำระเหยเท่ากับ 5°C ดังนั้นอุณหภูมิระเหยของสารทำงานจะต้องต่ำกว่า 18°C จึงจะเป็นไปได้ หากกำหนดอุณหภูมิควบแน่นเท่ากับ 70°C และอัตราส่วนการอัดเท่ากับ 4 จากข้อมูลที่คำนวณได้ข้างบนนี้สารทำงานที่ให้ค่าอุณหภูมิระเหยต่ำกว่า 18°C คือ สารทำงาน R-22, R-134a, และ R-152a เป็นต้น

บทสรุป

จากการศึกษาพบว่า ผักและผลไม้ที่มีศักยภาพในการทำแห้งมีอยู่หลายชนิด ผักและผลไม้อบแห้งที่มีมูลค่าส่งออกสูงได้แก่ ลำไยแห้ง สับปะรดแปรรูปใช้น้ำตาล นอกจากนี้ยังมีผักและผลไม้อบแห้งอื่นๆ เช่น กัลฉ่าย มะละกอบด มะม่วง ชุนุน มะพร้าว ฝรั่ง หัวหอม ต้นหอม หัวกระเทียม พริก ชিং เห็ด กระหล่ำปลี ซึ่งจำหน่ายทั้งภายในประเทศและต่างประเทศ

จากการศึกษาข้อมูลการออกแบบเครื่องอบแห้งที่มีความร้อนซึ่งมีพารามิเตอร์ที่สำคัญสำหรับการออกแบบคือ อัตราส่วนการอัด อุณหภูมิแตกต่างกันรวม และสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดัน และจากการศึกษาถึงความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์เหล่านี้ ประกอบกับคุณสมบัติทั่วไป สรุปได้ว่า สารทำงาน R-22, R-124, และ R-134a เหมาะสมในการใช้เป็นสารทำงานของเครื่องอบแห้งที่มีความร้อนที่มีอุณหภูมิความดันต่ำและปานกลาง สำหรับสารทำงาน R-123 เหมาะสมที่จะใช้เป็นสารทำงานของเครื่องอบแห้งที่มีความร้อนที่มีอุณหภูมิความดันสูงๆ

ข้อเสนอแนะ

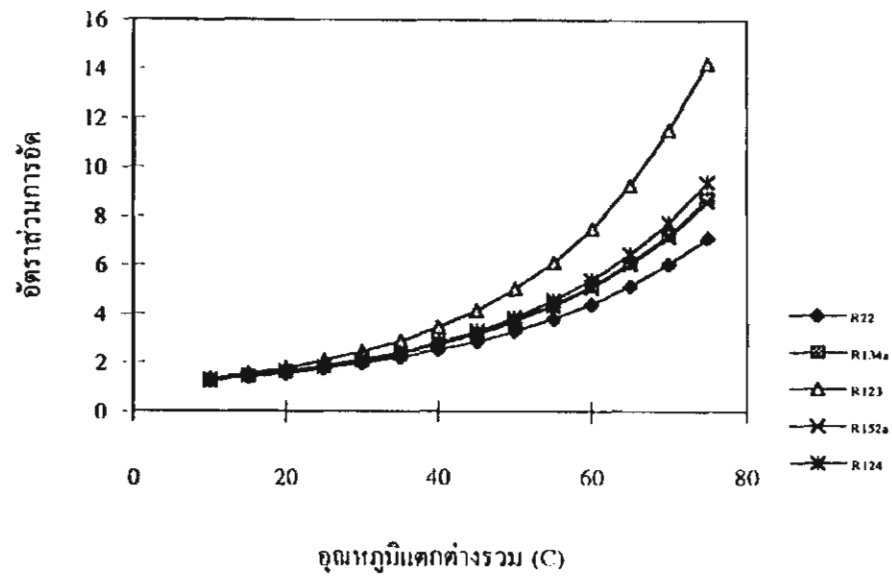
ควรทำการพัฒนาการอบแห้งโดยใช้ความร้อนเป็นแหล่งพลังงานความร้อนและลดความชื้นอากาศที่นำไปใช้อบแห้งเพื่อเพิ่มคุณภาพของผักและผลไม้อบแห้ง และควรศึกษาถึงศักยภาพของเครื่องอบแห้งที่มีความร้อน ที่มีวงจรความร้อนแบบต่างๆ โดยการจำลองแบบและการทดลอง

คำขอบคุณ

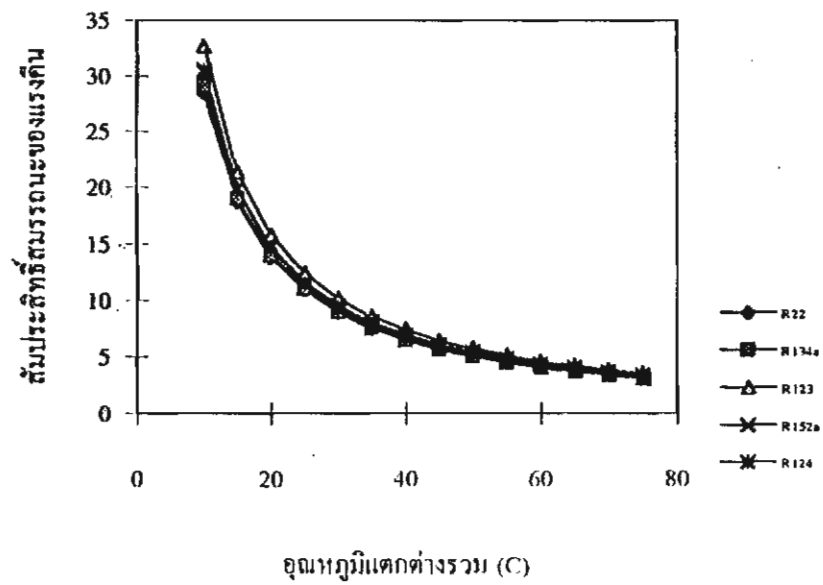
ผู้เขียนใคร่ขอแสดงความขอบคุณต่อสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยที่สนับสนุนกลุ่มวิจัยเทคโนโลยีการอบแห้ง สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

เอกสารอ้างอิง

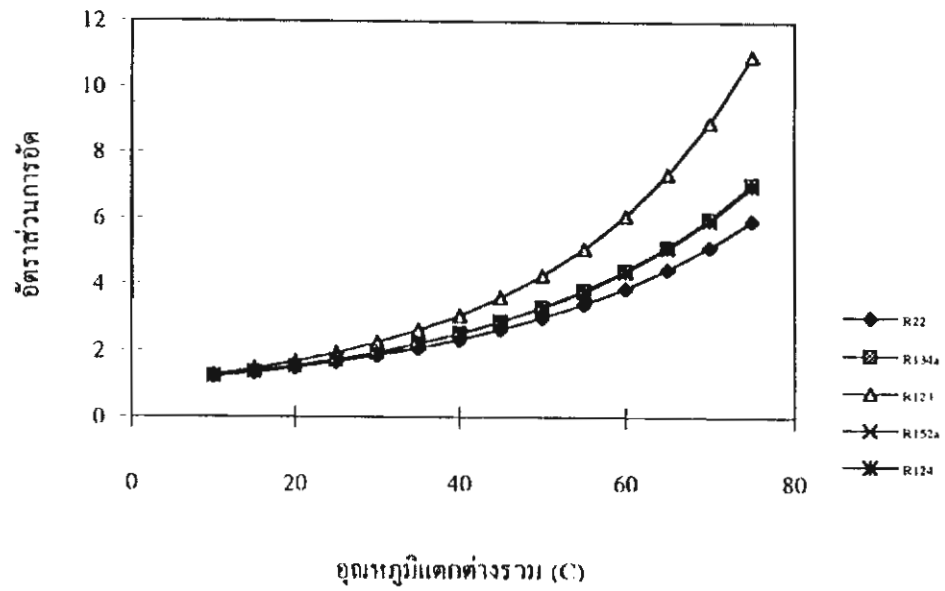
1. รายงานปริมาณและมูลค่าส่งออกผักอบแห้ง. กรมเศรษฐกิจการพาณิชย์. รวบรวมโดยฝ่ายวิเคราะห์ข้อมูลส่งเสริมการเกษตร, กองแผนงาน, กรมส่งเสริมการเกษตร, 2536-2539.
2. ชัดความสามารถทางเทคโนโลยีของอุตสาหกรรมอบแห้งไทยเปรียบเทียบกับคู่แข่งที่สำคัญ. รายงานความก้าวหน้าสถานภาพของอุตสาหกรรมอาหารอบแห้งในประเทศไทย. สำนักพัฒนาอุตสาหกรรมรายสาขา, ส่วนอุตสาหกรรมเกษตร, กรมส่งเสริมอุตสาหกรรม, กรุงเทพฯ, 2540
3. รายงานปริมาณและมูลค่าส่งออกผลไม้อบแห้ง. กรมเศรษฐกิจการพาณิชย์. รวบรวมโดยฝ่ายวิเคราะห์ข้อมูลส่งเสริมการเกษตร, กองแผนงาน, กรมส่งเสริมการเกษตร, 2536-2539.
4. พนอรัตน์ สิทธิปราณี. เส้นทางลงทุนลำไยอบแห้ง อุตสาหกรรมสาร. 2533, 8: 36-39.
5. Wang SK. Handbook of Air Conditioning and Refrigeration. McGraw-Hill, Inc, 1994 pp. 4.1-4.10.
6. Fischer SK, Hughes PJ, Fairchild PD, Kusik CL, Dieckmann JT, McMahon EM, and Hobday N. Energy and global warming impacts of CFC alternative technologies. Sponsored by the Alternative Fluorocarbons Environmental Acceptability Study (AFEAS), Washington, D.C , and U.S. Department of Energy, Washington, D.C.;1991.
7. รายงานสถานการณ์คุณภาพสิ่งแวดล้อม. สถาบันสิ่งแวดล้อมไทย, สำนักนโยบายและแผนสิ่งแวดล้อม, กระทรวงวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี, 2539. ส่วนที่ 1: 166-173.



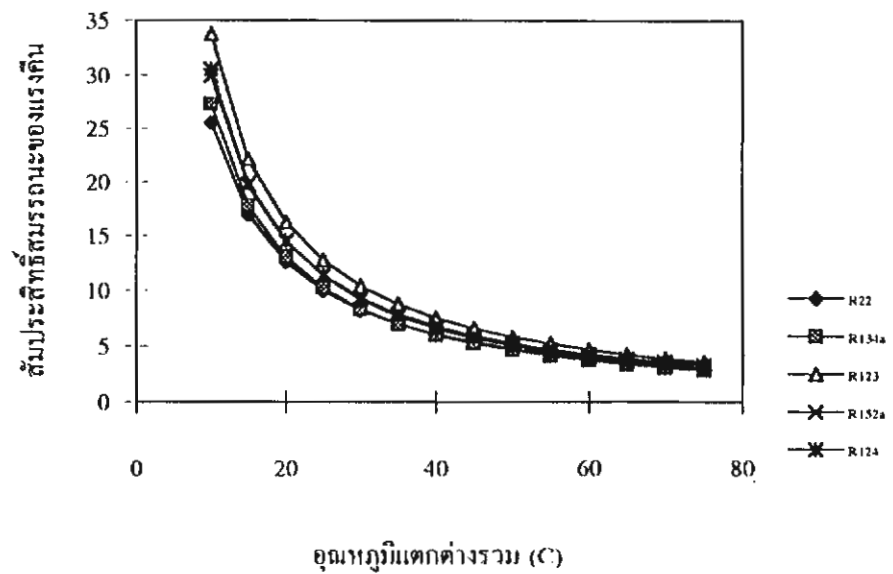
รูปที่ 1 กราฟระหว่างอัตราส่วนการอัดกับอุณหภูมิแตกต่างรวม
สำหรับสารทำงานต่างๆที่อุณหภูมิความเย็น 70 C



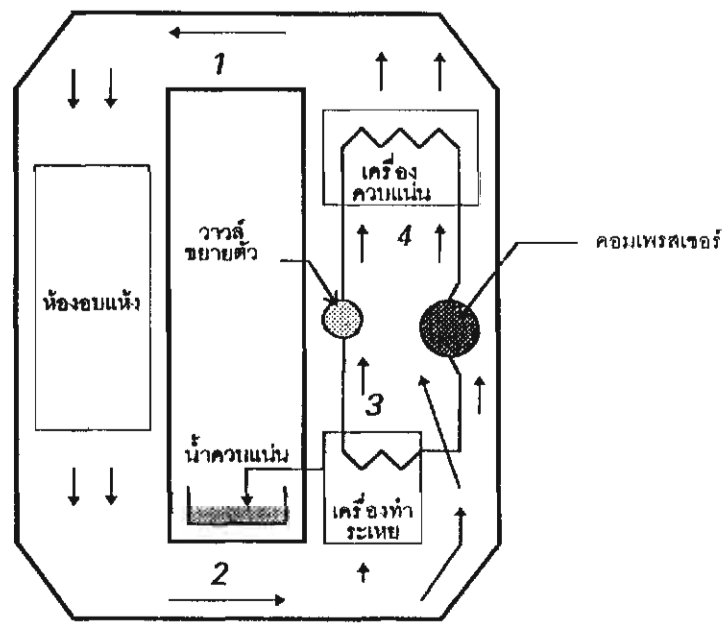
รูปที่ 2 กราฟระหว่างสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันกับอุณหภูมิแตกต่างรวม
สำหรับสารทำงานต่างๆที่อุณหภูมิความเย็น 70 C



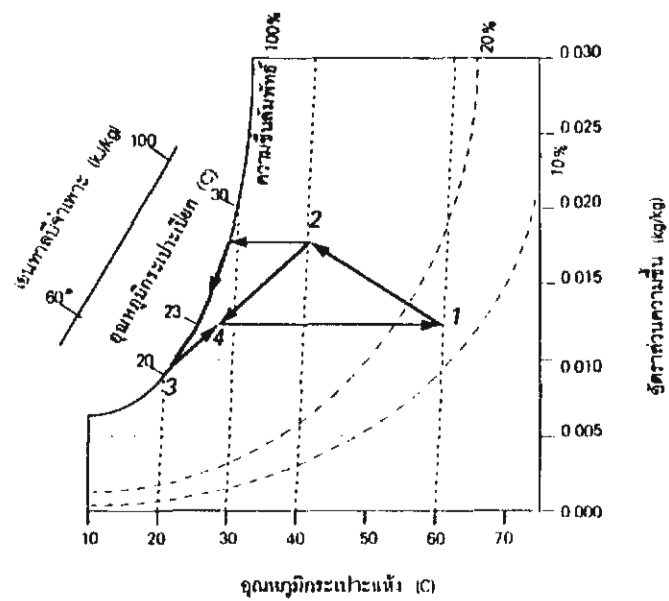
รูปที่ 3 กราฟระหว่างอัตราส่วนการอัดกับอุณหภูมิแตกต่างรวม
สำหรับสารทำงานต่างๆที่อุณหภูมิความดัน 85 °C



รูปที่ 4 กราฟระหว่างสัมประสิทธิ์สมรรถนะของแรงดันกับอุณหภูมิแตกต่างรวม
สำหรับสารทำงานต่างๆที่อุณหภูมิความดัน 85 °C



รูปที่ 5 เครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนระบบปิด



รูปที่ 6 แผนภูมิอากาศชื้นของวงจรความร้อนเครื่องอบแห้งปั๊มความร้อนระบบปิด