การพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับการอบแห้งผลไม้ โดยใช้ปั๊มความร้อน

Development of a Mathematical Model for Heat Pump Fruit Drying

วราภรณ์ รัตตานงพิสัตย์ [1] สมชาติ โสภณรณฤทธิ์ [1] และ ธนิต สวัสดิ์เสวี [1]

Waraporn Rattanongpisat Somchart Soponronnarit and Thanit Swasdisevi

ABSTRACT

A mathematical model for papaya glace′ drying using heat pump has been developed. It comprises of drying rate equation, mass and energy balance equations, thermo-physical property of papaya glace′ equations and heat exchanger equations. Successive substitution method was used for finding the solution. It was found that the model was fairly accurate for predicting final moisture content, air temperature at various parts in the system and temperature of refrigerant especially at low moisture level of papaya glace′.

The mathematical model was then used to find out strategy for drying papaya glace′ with a specific air flow rate of 29.8 kg/h-kg dry papaya glace′. Simulated results showed that drying time and energy consumption decreased when the drying air temperature increased. In addition, the appropriate by-pass air ratio was in the range of 86-90 %.

Keywords : drying, mathematical model, fruit, heat pump

บทคัดย่อ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับการอบแห้งมะละกอแช่อิ่มโดยใช้ปั๊มความร้อนได้ถูกพัฒนาขึ้น โดยสมการที่ใช้ในแบบจำลองคือ สมการอัตราการอบแห้ง สมการสมดุลมวลและพลังงาน สมการคุณสมบัติทางกายภาพของมะละกอแช่อิ่ม และสมการการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิธีการคำนวณแบบการแทนค่าอย่างต่อเนื่องถูกนำมาใช้ในการหาคำตอบ จากการหาคำตอบโดยวิธีนี้พบว่าแบบจำลองสามารถทำนายค่าได้ค่อนข้างถูกต้อง ทั้งความชื้นสุดท้าย อุณหภูมิอากาศที่ตำแหน่งต่าง ๆ ในระบบ และอุณหภูมิของสารทำความเย็น โดยเฉพาะที่ความชื้นเริ่มต้นของมะละกอแช่อิ่มต่ำ

---

[1] คณะพลังงานและวัสดุ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

School of Energy and Materials, King Mongkut's Institute of Technology Thonburi, Suksawat 48 Rd., Bangkok 10140, Thailand.

จากการใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหาแนวทางการอบแห้ง เมื่อทำการอบแห้งที่อัตราการไหลจำเพาะของอากาศ 29.8 กิโลกรัมต่อชั่วโมง-กิโลกรัมมะละกอแช่อิ่มแห้ง จากผลการจำลองพบว่าเวลาที่ใช้ในการอบแห้งสั้นลงและค่าความสิ้นเปลืองพลังงานลดลงเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของอากาศอบแห้ง โดยสัดส่วนอากาศที่ไม่ผ่านเครื่องทำระเหยที่เหมาะสมอยู่ในช่วง 86 ถึง 90 เปอร์เซ็นต์

คำนำ

ปัจจุบันได้มีการนำกระบวนการอบแห้งมาใช้ลดความชื้นจากวัสดุโดยเฉพาะวัสดุทางการเกษตร ได้แก่ ผัก และผลไม้ เพื่อให้สามารถเก็บรักษาได้นานขึ้น โดยกระบวนการอบแห้งที่ใช้กันอยู่ทั่วไปได้แก่ การใช้ขดลวดไฟฟ้าเป็นแหล่งความร้อนทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้น ซึ่งกำจัดความชื้นออกจากวัสดุโดยใช้เพียงความร้อนสัมผัสเท่านั้น ขณะที่เมื่อเปรียบเทียบกับการอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนแล้วพบว่าวิธีการหลังเกิดประโยชน์มากกว่า เนื่องจากสามารถใช้ได้ทั้งความร้อนสัมผัส และความร้อนแฝงในส่วนของเครื่องทำระเหยที่เมื่อกำจัดความชื้นจากกระแสอากาศแล้วจะคายความร้อนแฝงกลับมาให้กับระบบอีกครั้ง นับว่ากระบวนการอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนมีความคุ้มค่าในการใช้พลังงาน

Britnell et al. (1994) ได้ศึกษาการอบแห้งขิง และ มันฝรั่งโดยใช้ปั๊มความร้อนเปรียบเทียบผลที่ได้กับการอบแห้งแบบโรตารีพบว่า การอบแห้งวัสดุทางการเกษตรโดยใช้ปั๊มความร้อนจะได้คุณภาพที่ดีกว่า ทั้งด้าน กลิ่น รสชาติ และ สีสัน Clement et al. (1993) ศึกษาการอบแห้งวัสดุประเภทยางแบบต่อเนื่องโดยใช้ปั๊มความร้อนเพื่อหาสมรรถนะของระบบ พบว่าเมื่อความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ผ่านเข้าเครื่องทำระเหยมีค่าสูงขึ้นจะส่งผลให้ COP มีค่าสูงตามด้วยโดยมีอัตราส่วนอากาศที่ไม่ผ่านเครื่องทำระเหยที่เหมาะสมคือ 60-70 เปอร์เซ็นต์ของอากาศทั้งหมดในระบบ Meyer and Greyvenstein (1992) ศึกษาด้านเศรษฐศาสตร์ของการอบแห้งเมล็ดพืชโดยใช้ปั๊มความร้อน เปรียบเทียบกับระบบอบแห้งที่ใช้ขดลวดความร้อนและใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงพบว่า การอบแห้งโดยใช้ปั๊มความร้อนในเวลา 1 ปี และ ทำงานอย่างอื่นควบคู่ไปด้วย เช่น ทำน้ำอุ่นเป็นต้น จะให้ผลตอบแทนคุ้มค่ากว่าการใช้ขดลวดความร้อนและน้ำมันดีเซล Soponronnarit et al. (1997) ได้ศึกษาแนวทางการอบแห้งที่เหมาะสม สำหรับมะละกอแช่อิ่มในอุโมงค์ และได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยมีสมมติฐานที่สำคัญคือ มีสมดุลทางความร้อนระหว่างอากาศชื้นและมะละกอแช่อิ่มโดยใช้สมการคำนวณการแพร่ความชื้นในวัสดุรูปทรงเหลี่ยมพบว่า อัตราการอบแห้งจากการคำนวณมีค่าสูงกว่าการทดลองเล็กน้อย

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อ พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับการอบแห้งมะละกอแช่อิ่มโดยใช้ปั๊มความร้อน ซึ่งใช้วิธีการคำนวณแบบการแทนค่าอย่างต่อเนื่องในการหาคำตอบ และศึกษาแนวทางการอบแห้ง จากการปรับค่าอัตราส่วนอากาศที่ไม่ผ่านเครื่องทำระเหยให้เหมาะสม โดยพิจารณาถึง เวลาที่ใช้ในการอบแห้ง และ ความสิ้นเปลืองพลังงาน

อุปกรณ์และวิธีการ

1. การพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

Soponronnarit et al. (1997) พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายการ อบแห้งมะละกอแช่อิ่มในอุโมงค์ โดยมีสมมติฐานคือมีสมดุลทางความร้อนระหว่างอากาศชื้นกับผลิตภัณฑ์ ในงานวิจัยได้นำแบบจำลองนี้มาพัฒนาเพื่อใช้ทำนายการอบแห้งมะละกอแช่อิ่มโดยใช้ปั๊มความร้อน มีสมมติฐานเพิ่มเติมคือ อุณหภูมิที่ผิวท่อเครื่องทำระเหยมีค่าเท่ากับอุณหภูมิสารทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย กำหนดค่า by-pass factor ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดของเครื่องทำระเหย อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เครื่องควบแน่นและเครื่องทำระเหยเป็นค่าเฉลี่ยระหว่างทางเข้าและทางออกของอุปกรณ์ทั้งสอง และความแตกต่างของอุณหภูมิเข้าและออกจาก recuperator มีค่าเท่ากับ 4 °C

1.1 <u>การคำนวณหาความชื้นของมะละกอแช่อิ่ม</u>

การคำนวณหาความชื้นของมะละกอแช่อิ่มจะใช้สมการแพร่ความชื้นในรูปทรงเหลี่ยม โดยมีรูปแบบดังนี้

$$MR(t) = (8/\pi^2)^3 \sum_{i=0}^{\infty}\sum_{j=0}^{\infty}\sum_{k=0}^{\infty}\left[\left(\frac{1}{(2i+1)^2}\right)\left(\frac{1}{(2j+1)^2}\right)\left(\frac{1}{(2k+1)^2}\right)\right] \exp\left[-\left(\frac{(2i+1)^2}{L_x^2}+\frac{(2j+1)^2}{L_y^2}+\frac{(2k+1)^2}{L_z^2}\right)\pi^2 Dt\right] \quad (1)$$

โดยที่ $MR(t) = (M(t)-M_{eq})/(M_{in}-M_{eq})$ (2)

โดยนำค่าสัมประสิทธิ์การแพร่ความชื้น (D) ของ ศิวะ และ สมชาติ (2533) มาใช้ทำนายอัตราการอบแห้ง สามารถเขียนได้ดังนี้

$$D = 0.000917 \exp[-2877.49/(T_{mix}+273)] \quad (3)$$

สมการ (3) ใช้ได้กับช่วงอุณหภูมิ 40-80 °C และความชื้นเริ่มต้นไม่เกิน 50 เปอร์เซ็นต์มาตรฐานแห้ง จากการศึกษาของ ศิวะ และ สมชาติ (2533) พบว่า ความชื้นสมดุลของมะละกอแช่อิ่มและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$M_{eq} = CM_{in}RH/[100*(1.01+CRH+2RH-CRH^2+RH^2)] \quad (4)$$

$$C = 163.15 \exp(-0.0647\, T_{mix}) \quad (5)$$

$$M_{in} = 3.1987 + 0.14077\,T_{mix} \quad (6)$$

สัญลักษณ์ต่าง ๆ ในสมการ (1) - (6) มีความหมายดังนี้

MR(t) คือ อัตราส่วนความชื้น, เศษส่วน

M(t) คือ ความชื้นเฉลี่ยที่เวลาใด ๆ , เศษส่วนมาตรฐานแห้ง

M_{in} คือ ความชื้นเฉลี่ยก่อนการอบแห้ง, เศษส่วนมาตรฐานแห้ง

M_{eq} คือ ความชื้นสมดุล, เศษส่วนมาตรฐานแห้ง

D คือ สัมประสิทธิ์การแพร่, m^2/h

RH คือ ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศอบแห้ง, เศษส่วน

T_{mix} คือ อุณหภูมิอากาศอบแห้ง, °C

t คือ เวลาการอบแห้ง, h

L คือ ขนาดเฉลี่ยของเม็ดอิ่ม, m

จากสมการที่ (1) สามารถหาความชื้นเฉลี่ยที่เปลี่ยนแปลงในช่วงเวลาน้อย ๆ โดยการหาอนุพันธ์ของสมการที่ (1) เทียบกับเวลา และใช้วิธี Runge-Kutta

1.2 <u>การคำนวณสภาวะอากาศขณะการอบแห้ง</u>

พิจารณาปริมาตรควบคุม CV1 ในFigure 1 จากหลักการทรงมวลได้ว่า ความชื้นของอากาศที่เปลี่ยนแปลงไปเท่ากับน้ำที่ระเหยออกจากเม็ดของเม็ดอิ่ม เมื่อจัดเทอมต่าง ๆ จะได้

$$W_f = (M_{in}-M_f)\,R + W_{mix} \quad (7)$$

โดยที่ $R = M_p / m_{mix}\Delta t$

จากหลักการทรงพลังงานจะได้ว่า การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของวัสดุอบแห้งเท่ากับผลรวมของความร้อนที่แลกเปลี่ยนระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อม เมื่อจัดเทอมต่าง ๆ จะได้

$$T_f = (C_a T_{mix}+W_{mix}(h_{fg}+C_v T_{mix})+RC_{pw}\Theta-W_f h_{fg}-Q_1)/(C_a+W_f C_v+RC_{pw}) \quad (8)$$

เมื่อ m คือ อัตราการไหลของมวลอากาศแห้ง, kg/h

h_{fg} คือ ความร้อนแฝงของการระเหย, kJ/kg

C คือ ความร้อนจำเพาะ, kJ/kg °C

Θ คือ อุณหภูมิของเม็ดของเม็ดอิ่มก่อนอบแห้ง, °C

Q_1 คือ ความร้อนที่สูญเสียระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อม, kJ/kg dry air

M_p คือ มวลแห้งของผลิตภัณฑ์, kg

T คือ อุณหภูมิ, °C

W คือ อัตราส่วนความชื้น, kg water/kg dry air

สัญลักษณ์กำกับล่าง

a คือ อากาศแห้ง

f คือ อากาศออกจากห้องอบแห้ง

pw คือ มะละกอแช่อิ่ม

v คือ ไอน้ำ

mix คือ อากาศผสมก่อนเข้าห้องอบแห้ง

1.3 <u>การคำนวณอุณหภูมิของอากาศผสมและการนำอากาศมาใช้ใหม่</u>

พิจารณาปริมาตรควบคุม CV4 ใน Figure 1 จากหลักการทรงมวลของน้ำในลมร้อนก่อนอบแห้งเท่ากับผลรวมของมวลของน้ำในอากาศที่ผ่านการลดความชื้นจากเครื่องทำระเหยกับมวลของน้ำในอากาศร้อนที่เวียนกลับมาใช้ใหม่ เมื่อจัดเทอมแล้วจะได้

$$W_{mix} = RCW_f + (1-RC)W_{evo} \quad (9)$$

เมื่อ $RC = m_{bp}/m_{mix}$

W_{evo} คือ อัตราส่วนความชื้นของอากาศขาออกจากเครื่องทำระเหย, kg water/kg dry air

จากหลักการทรงพลังงานจะได้ว่า เอนธัลปีของกระแสอากาศขาเข้าเท่ากับเอนธัลปีของกระแสอากาศขาออกจากปริมาตรควบคุมเมื่อไม่คิดการสูญเสียความร้อนระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อม จัดเทอมแล้วสามารถเขียนได้ดังนี้

$$T_{cai} = \{RC\,[C_a T_f + W_f(h_{fg} + C_v T_f)] + (1-RC)[T_{reo}(C_a + W_{evo}C_v) + W_{evo}h_{fg}] - W_{mix}h_{fg}\}/(C_a + W_{mix}C_v) \quad (10)$$

เมื่อ T_{reo} คือ อุณหภูมิของอากาศขาออก recuperator, °C

T_{cai} คือ อุณหภูมิของอากาศขาเข้าเครื่องควบแน่น, °C

1.4 <u>การคำนวณสัดส่วนความชื้นและอุณหภูมิของอากาศขาออกจากเครื่องทำระเหย</u>

พิจารณาปริมาตรควบคุม CV6 ใน Figure 1 จากหลักการทรงมวลของน้ำในลมร้อนหลังออกจากเครื่องทำระเหยมีค่าเท่ากับผลรวมของมวลของน้ำในอากาศหลังผ่านห้องอบแห้งที่สัมผัสกับขดท่อและอากาศที่ไม่สัมผัสกับขดท่อของเครื่องทำระเหย จัดเทอมแล้วจะได้

$$W_{evo} = BFW_f + (1-BF)W_{er} \quad (11)$$

จากหลักการทรงพลังงานจะได้ว่าเอนธัลปีของอากาศชื้นเท่ากับผลบวกของเอนธัลปีของอากาศแห้งและเอนธัลปีของไอน้ำในอากาศ สามารถแสดงสมการเพื่อหาผลรวมของเอนธัลปีของกระแสอากาศแห้งเพื่อคำนวณอุณหภูมิอากาศขาออกได้ดังนี้

$$T_{co} = BFT_{ci} + (1-BF)T_e \quad (12)$$

เมื่อ BF คือ สัดส่วนของอากาศที่ไม่สัมผัสขดท่อสารทำความเย็นมีค่าเท่ากับ 30 %

T_{ci} คือ อุณหภูมิขาเข้าเครื่องทำระเหย,°C

T_{co} คือ อุณหภูมิขาออกเครื่องทำระเหย , °C

T_e คือ อุณหภูมิสารทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย,°C

W_{ci} คือ อัตราส่วนความชื้นอิ่มตัวของอากาศที่ผิวท่อเครื่องทำระเหย, kg water/kg dry air

1.5 ความสิ้นเปลืองไฟฟ้า

พิจารณาปริมาตรควบคุม CV2 ใน Figure 1 จากหลักการทรงพลังงานจะได้ว่า อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนธัลปีของกระแสอากาศเท่ากับกำลังงานเพลาที่ขับเคลื่อนหัดลมหักมสดงได้ดังนี้

$$W_s = m_{mix}(C_a + W_{mix}C_v)(T_{mix} - T_{cao}) \quad (13)$$

เมื่อ T_{cao} คือ อุณหภูมิของอากาศขาออกจากเครื่องควบแน่น, °C

W_s คือ กำลังงานเพลาขับหัดลม, kJ/h

1.6 การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

พิจารณาปริมาตรควบคุม CV3 ใน Figure 1 จากหลักการทรงพลังงานได้ว่าอัตราการเปลี่ยนแปลงเอนธัลปีของกระแสอากาศเท่ากับความร้อนที่เพิ่มขึ้นด้วยเครื่องควบแน่น เมื่อไม่คิดการสูญเสียความร้อนระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อม จะได้

$$Q_{in,cond} = m_{mix}(C_a + W_{mix}C_v)(T_{cao} - T_{cai}) \quad (14)$$

เมื่อ T_{cai} คือ อุณหภูมิของอากาศขาเข้าเครื่องควบแน่น, °C

พิจารณาปริมาตรควบคุม CV5 จาก Figure 1 จากหลักการทรงพลังงานได้ว่า อัตราการเปลี่ยนแปลงเอนธัลปีของกระแสอากาศเท่ากับความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (recuperator or air to air heat exchanger) ทำได้

สายร้อน $Q_{re} = m_p(C_a + W_f C_v)(T_f - T_{ci})$ (15)

สายเย็น $T_{reo} = [Q_{re} / m_p(C_a + W_{evo}C_v)] + T_{co}$ (16)

เมื่อ Q_{re} คือ ความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำได้ , kJ/h

T_{reo} คือ อุณหภูมิขาออก recuperator, °C

T_{ci} คือ อุณหภูมิขาเข้าเครื่องทำระเหย, °C

T_{co} คือ อุณหภูมิขาออกเครื่องทำระเหย, °C

m_p คือ อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านเครื่องทำระเหย, kg/h

จากสมมติฐานที่ใช้คำนวณว่า ความแตกต่างของอุณหภูมิเข้าและออกจาก recuperator มีค่าเท่ากับ 4 °C

$$T_{ci} = T_f - 4 \quad (17)$$

1.7 <u>การคำนวณอุณหภูมิสารทำความเย็น</u>

โดยใช้สมการการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อสารตัวกลางมีการเปลี่ยนเฟส

เครื่องควบแน่น : $T_c = [T_{cai} - T_{cao}\exp((T_{cao} - T_{cai})UA_c/Q_{in,cond})] /[1-\exp((T_{cao} - T_{cai})UA_c/Q_{in,cond})]$ (18)

เครื่องทำระเหย : $T_e = [T_{ei} - T_{eo}\exp((T_{ei} - T_{eo})UA_e/Q_{ev})] /[1-\exp((T_{ei} - T_{eo})UA_e/Q_{ev})]$ (19)

เมื่อ T_c คือ อุณหภูมิสารทำความเย็นที่เครื่องควบแน่น, °C

T_e คือ อุณหภูมิสารทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย, °C

1.8 <u>การคำนวณในส่วนอุปกรณ์ปั๊มความร้อน</u>

โดยกำหนดให้สมรรถนะการทำงานของเครื่องอัด และสมรรถนะการทำงานของเครื่องทำระเหยมีความสัมพันธ์กับอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย และอุณหภูมิการกลั่นตัวของสารทำความเย็นที่เครื่องควบแน่น กำหนดความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์อยู่ในรูปโพลีโนมิยล

$$P = A_1+A_2T_e+A_3T_e^2+A_4T_c+A_5T_c^2+A_6T_eT_c+A_7T_e^2T_e+A_8T_eT_c^2+A_9T_e^2T_c^2 \quad (20)$$

$$Q_{ev} = B_1+B_2T_e+B_3T_e^2+B_4T_c+B_5T_c^2+B_6T_eT_c+B_7T_e^2T_e+B_8T_eT_c^2+B_9T_e^2T_c^2 \quad (21)$$

โดย ค่าคงที่ A และ B หาได้จากบริษัทผู้ผลิต

2.ขั้นตอนการคำนวณ

การคำนวณเริ่มต้นโดยสมมติค่า W_f และกำหนดค่า by-pass factor เพื่อคำนวณหาค่า W_{evo} จากสมการ (11) แล้วนำค่า W_{evo} ที่ได้ไปคำนวณหา W_{mix} จากสมการ (9) นำค่า T_{mix} ที่ทราบแล้วไปคำนวณหาค่า RH แล้วคำนวณค่า M_{eq} จากสมการ (4) จากนั้นคำนวณค่า M_f จากอนุพันธ์ที่เทียบกับเวลาของสมการ (1) คำนวณหาค่า W_f ใหม่จากสมการ (7) และคำนวณหาค่า T_f จากสมการ (8) นำค่า T_{mix} และค่า W_f ใหม่ไปคำนวณหาค่าความชื้นสัมพัทธ์ลมร้อนที่ออกจากเครื่องอบแห้ง (RH_f) แล้วตรวจสอบค่า RH_f ถ้าค่า RH_f ไม่เป็นจริง ($RH_f > 1$) จะไปคำนวณ Subprogram for moisture condensation แต่ถ้า $RH_f < 1$ ก็นำค่า T_e ,T_c ที่สมมติไปคำนวณ P จากสมการ (20) และคำนวณ Q_{ev} จากสมการ (21) แล้วคำนวณ Q_c จากนั้นนำค่า W_f สมมติและค่า W_{evo} ไปคำนวณหาค่า T_{ci} , T_{eo} , T_{cai} , T_{cao} , Q_{incond}, Q_{re} และ T_{reo} จากสมการที่ (17), (12), (10), (13), (14), (15) และ (16) ตามลำดับ แล้วคำนวณค่า T_c, T_e ใหม่จากสมการ (18) และ (19) ตามลำดับ ตรวจสอบค่า W_f, T_c และ T_e ถ้าผลต่างระหว่าง W_f ใหม่กับ W_f ที่สมมติมากกว่าค่าที่ยอมรับได้ (0.00001) และผลต่าง T_c, T_e ใหม่กับ T_c, T_e ที่สมมุติมีค่ามากกว่าค่าที่ยอมรับได้ (0.1) ก็กลับไปคำนวณใหม่ โดยใช้ค่า W_f, T_c และ T_e ใหม่แทนค่าที่สมมติ แต่ถ้าน้อยกว่าก็ไปคำนวณขั้นต่อไปคือ คำนวณการสิ้นเปลืองพลังงานที่พัดลมหลัก และพลังงานที่ป้อน

ให้กับเครื่องอัด แล้วจึงตรวจสอบความชื้นสุดท้ายของมะละกอแช่อิ่มว่าน้อยกว่าค่าความชื้นสุดท้ายที่กำหนดหรือไม่ ถ้ามากกว่าค่าที่กำหนดไว้ก็จะกลับไปคำนวณตั้งแต่ข้อ 1.ลงมาใหม่ ถ้ามีค่าน้อยกว่าหรือเท่ากับค่าที่กำหนดไว้ก็จบการคำนวณ (แสดง block diagram การคำนวณใน Figure 2 และ แสดง Computer simulation flow chart การคำนวณใน Figure 3)

ผลและวิจารณ์

1. การเปรียบเทียบอัตราการอบแห้งจากการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

จากการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการคำนวณโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลจากการทดลองที่อุณหภูมิ 50 °C ขนาดชิ้น 1.1x1.2x1.3 ลูกบาศก์เซนติเมตร ความชื้นเริ่มต้น 38.3 %db. ให้มีความชื้นสุดท้าย 23 %db. อัตราส่วนอากาศที่ไม่ผ่านเครื่องทำระเหย 63 % สามารถนำไปเขียนกราฟได้ตาม Figure 4 พบว่าค่าความชื้นเฉลี่ยของมะละกอแช่อิ่มที่ได้จากการคำนวณมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลอง

ส่วนค่าอุณหภูมิของอากาศที่ตำแหน่งต่าง ๆ เมื่อนำไปเขียนกราฟจะได้ดัง Figure 5 พบว่าอุณหภูมิของอากาศขาเข้าและขาออกจากอุปกรณ์ต่าง ๆ คือ เครื่องควบแน่น เครื่องทำระเหย และ recuperator ที่ได้จากแบบจำลองมีค่าใกล้เคียงกับการทดลอง ทางด้านอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เครื่องทำระเหยและที่เครื่องควบแน่นสามารถนำไปเขียนกราฟได้ดัง Figure 6 พบว่าค่าที่ได้จากแบบจำลองจะอยู่ในเกณฑ์เฉลี่ยของค่าจากผลการทดลอง

2. การหาสภาวะการอบแห้งจากการใช้แบบจำลอง

การหาสภาวะการอบแห้งจะพิจารณาจากค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ และค่าความชื้นสุดท้าย จากการคำนวณเพื่อหาอัตราส่วนอากาศที่ไม่ผ่านเครื่องทำระเหยที่เหมาะสม ซึ่งทำให้มีความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะต่ำสุด โดยใช้สภาวะการอบแห้งเดียวกันกับ Figure3 แต่เปลี่ยนปริมาณมะละกอแช่อิ่มไป 3 ค่า คือ 56.5 , 80.1 และ 101.1 กิโลกรัม นำค่าที่ได้จากการคำนวณไปเขียนกราฟจะได้ดัง Figure 7 - 9 ตามลำดับ พบว่าอัตราส่วนอากาศที่ไม่ผ่านเครื่องทำระเหยที่เหมาะสมอยู่ที่ 90, 88 และ 86 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ซึ่งให้ผลตรงตามทฤษฎี เนื่องจากเมื่อทำการอบแห้งมะละกอแช่อิ่มปริมาณมากขึ้นย่อมหมายถึงภาระในการกำจัดความชื้นมีค่ามากตามด้วย ส่งผลให้อัตราส่วนอากาศที่ผ่านเครื่องทำระเหยมีค่าสูงขึ้นเพื่อที่จะสามารถกำจัดความชื้นออกจากกระแสอากาศได้มาก เพื่อทำให้อากาศมีความแห้งเพียงพอต่อการนำมาอบแห้งใหม่ เมื่อสัดส่วนอากาศที่ไม่ผ่านเครื่องทำระเหยมีค่าสูงหรือต่ำกว่าค่าที่กล่าวมาข้างต้นไม่ทำให้ประหยัดพลังงานหรือใช้เวลาการอบแห้งต่ำลง เพราะเมื่อสัดส่วนอากาศที่ไม่ผ่านเครื่องทำระเหยมีค่าลดลง หมายถึงปริมาณอากาศที่ไปผ่านเครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้นทำให้เครื่องทำระเหยรับภาระมากขึ้น การกำจัดความชื้นออกจากอากาศทำได้ไม่ดี ดังนั้นเมื่อนำมาผสมเพื่อใช้เป็นอากาศอบแห้งจึงมีความชื้นสูง ทำให้ต้องใช้เวลาอบแห้งนาน ส่งผลให้มีค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะสูงขึ้น ในทางตรงกันข้ามเมื่อปรับสัดส่วนอากาศที่ไม่ผ่านเครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น ทำให้มีค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะสูงเช่นเดียวกัน เพราะอากาศที่ไปผ่านเครื่องทำระเหยมีปริมาณน้อยการกำจัดความชื้นออกจากอากาศก็มีค่าน้อยตามขณะเดียวกันอากาศที่ผ่านเครื่องทำระเหยก็ไม่ได้สัมผัสกับผิวท่อทั้ง

หมดยังมีอากาศบางส่วนที่ไม่ได้สัมผัสท่อด้วย ทำให้การกำจัดความชื้นออกจากอากาศทำไม่ได้ทั้งหมด แม้ว่าปริมาณอากาศที่ผ่านเครื่องทำระเหยจะน้อยก็ตาม ผลที่ตามมาคือ เมื่อนำไปผสมกับปริมาณอากาศส่วนใหญ่ที่ไม่ได้ผ่านเครื่องทำระเหยซึ่งมีความชื้นสูงจะทำให้ใช้เวลาการอบแห้งยาวนานขึ้น จึงมีค่าความสิ้นเปลืองพลังงานสูง

จากการคำนวณโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหาค่าอุณหภูมิที่เหมาะสมในการอบแห้งเมื่อมะละกอแช่อิ่มมีขนาด 1.2x1.3x1.1 ลูกบาศก์เซนติเมตร พบว่า เมื่ออุณหภูมิอบแห้งมีค่าสูงขึ้นเวลาในการอบแห้งจะสั้นลง และค่าความสิ้นเปลืองพลังงานจะมีค่าต่ำลงด้วย ทั้งนี้เนื่องจากเมื่อใช้อุณหภูมิอบแห้งที่มีค่าสูงจะส่งผลให้อากาศอบแห้งมีความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ ทำให้สภาวะอากาศอบแห้งที่ไปผ่านมะละกอแช่อิ่มมีสภาพค่อนข้างแห้งสามารถดึงดูดความชื้นจากผลิตภัณฑ์ได้ดี จึงสามารถลดความชื้นของมะละกอแช่อิ่มได้เร็ว และมีความสิ้นเปลืองพลังงานต่ำโดยอุณหภูมิที่เหมาะสมอยู่ที่ 50 องศาเซลเซียส ดังแสดงใน Figure 10

สรุป

1. จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการอบแห้งมะละกอแช่อิ่มโดยใช้ปั๊มความร้อนสามารถทำนายการอบแห้งได้ดี ในช่วงที่ความชื้นเริ่มต้นของมะละกอแช่อิ่มมีค่าค่อนข้างต่ำ นอกจากนี้ยังสามารถทำนายอุณหภูมิของอากาศที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของระบบได้ค่อนข้างดี

2. ในการอบแห้งนั้นควรคำนึงถึงเวลาที่ใช้ในการอบแห้งและความสิ้นเปลืองพลังงาน ซึ่งจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์พบว่า แนวโน้มของการปรับค่าอัตราส่วนอากาศที่ไม่ผ่านเครื่องทำระเหยที่เหมาะสม ซึ่งทำให้ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะต่ำสุดนั้นจะขึ้นอยู่กับปริมาณของมะละกอแช่อิ่มที่ใช้ในการอบแห้ง ถ้าจำนวนมะละกอแช่อิ่มที่ใช้อบแห้งมากขึ้น จะส่งผลให้สัดส่วนอากาศที่ไม่ผ่านเครื่องทำระเหย (by-pass air) มีค่าลดลง โดยค่าที่เหมาะสมอยู่ในช่วง 86-90 %

กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนใคร่ขอขอบคุณ สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย ที่ให้การสนับสนุนกลุ่มวิจัยเทคโนโลยีการอบแห้ง ในการดำเนินการวิจัยด้านการอบแห้งผลไม้โดยใช้ปั๊มความร้อน

เอกสารอ้างอิง

Britnell, P., Birchall, S., Fitz-Payne, S., Young, G., Mason, R. and Wood, A. 1994. The application of heat pump dryers in the Australian food industry. 897-904.

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.

Meyer, J.P. and Greyvenstein, G.P.1992. The drying of grain with heat pump in south africa: A techno-economic analysis. International Journal of Energy Research. 14: 397-406.

Stoecker, W.F. 1989. Design of thermal systems 3 rd ed. McGraw-Hill. 565 p.

Soponronnarit, S., Nathakaranakule, A., Noosuk, P. and Yoovidhya, T. 1997. Strategies for Papaya Glace′ Drying in Tunnel. Drying Technology.15(1): 151-168.

ศิวะ อัจฉริยวิริยะ และ สมชาติ โสภณรณฤทธิ์. 2533. การศึกษาพารามิเตอร์สำหรับวิเคราะห์การอบแห้งมะละกอแช่อิ่ม, วารสารเกษตรศาสตร์ (วิทยาศาสตร์) 24: 196-207.

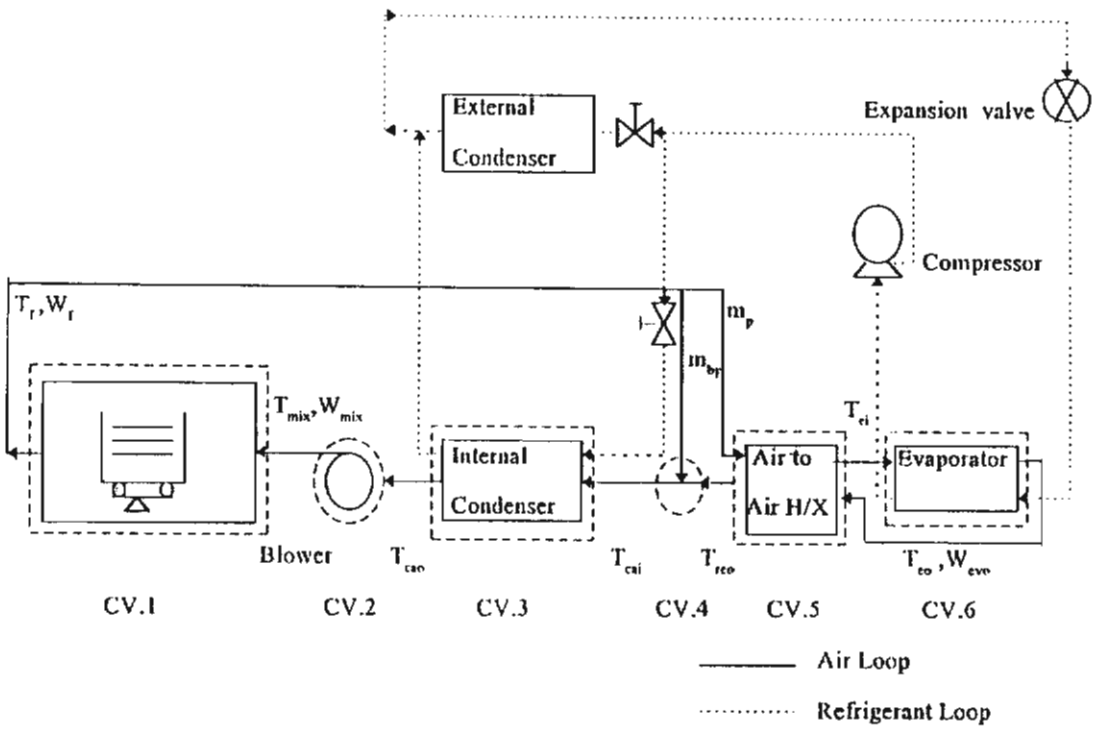


Figure 1 Control volumes of the heat pump drying system

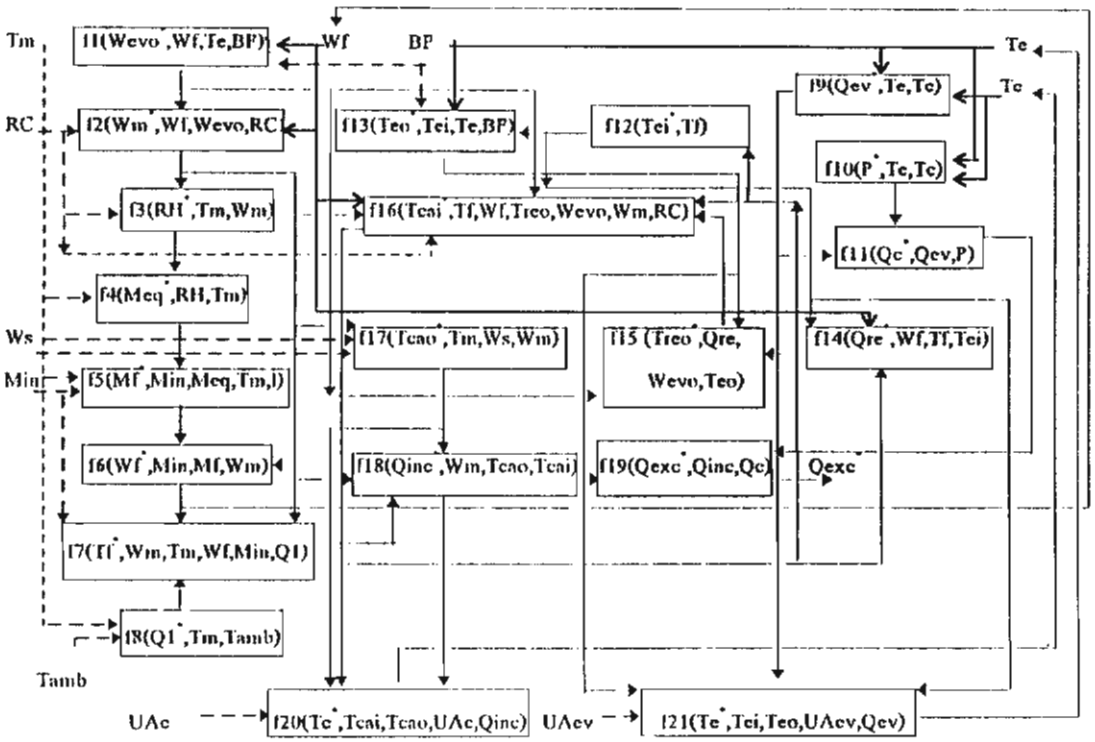


Figure 2 Block diagram of calculation

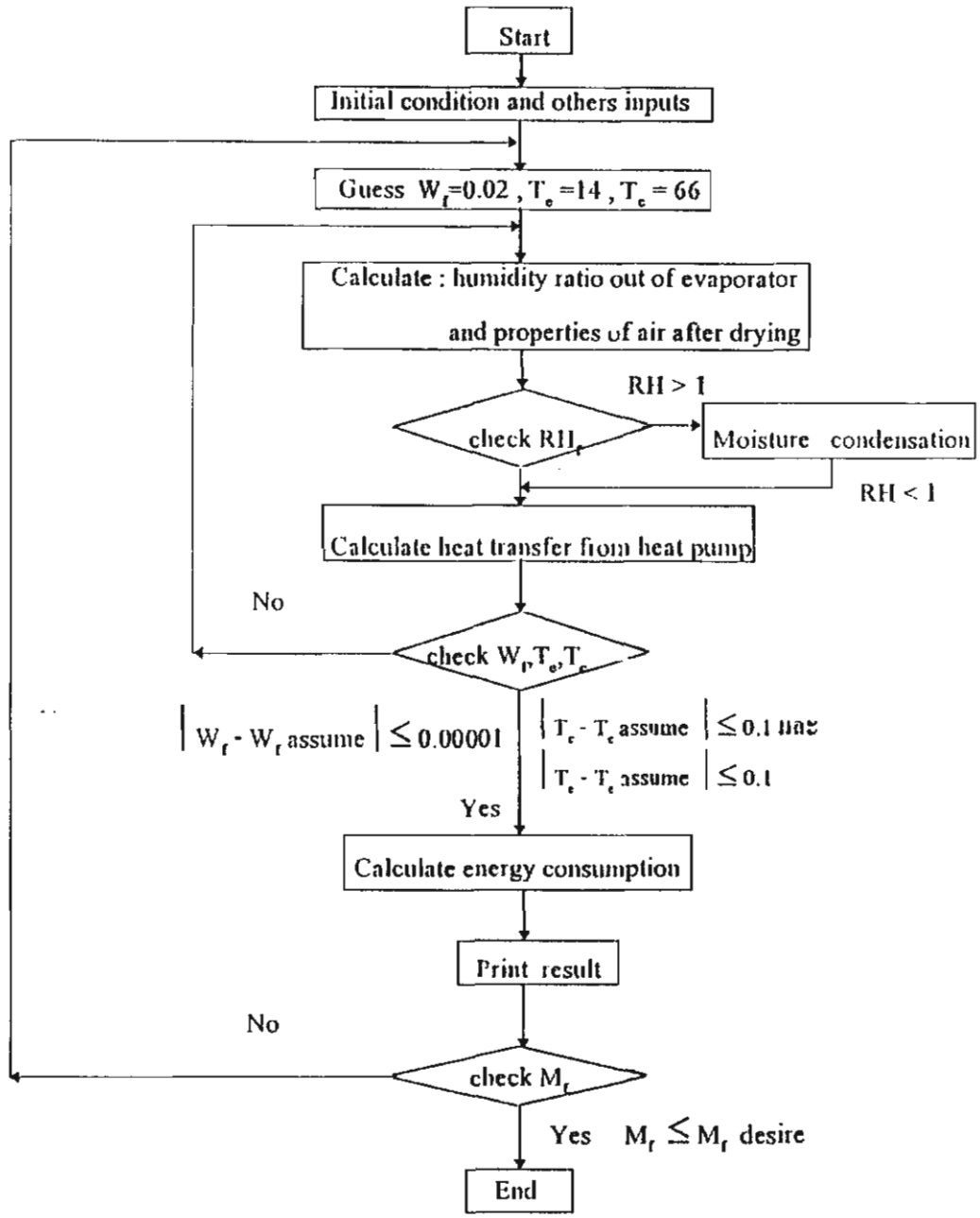


Figure 3 Computer simulation flow chart

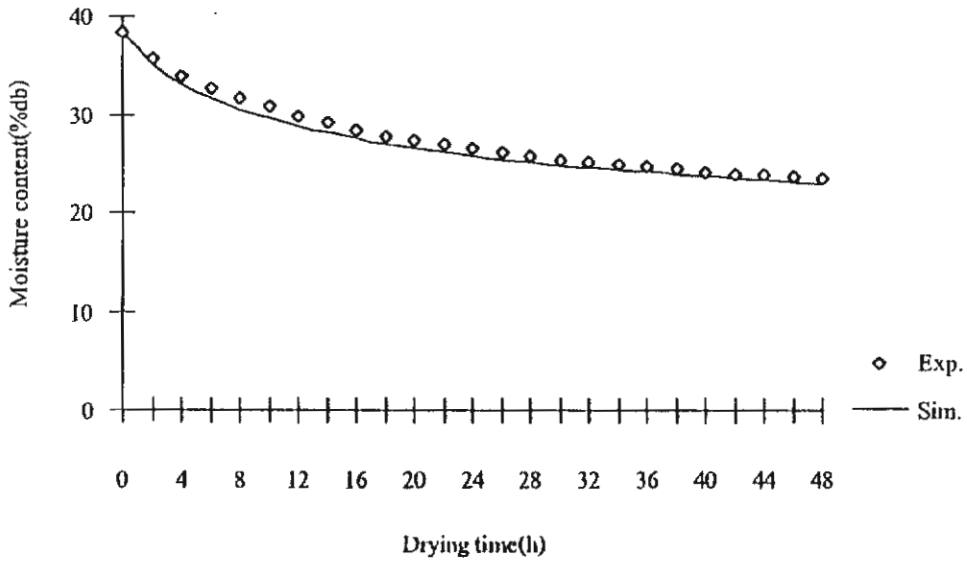


Figure 4 Evolution of simluated and experimental moisture content [Test 3/2]
[By-pass air ratio = 63%, Temperature = 50 °C, Specific air flow rate =29.83 kg/h-kg dry papaya glace']

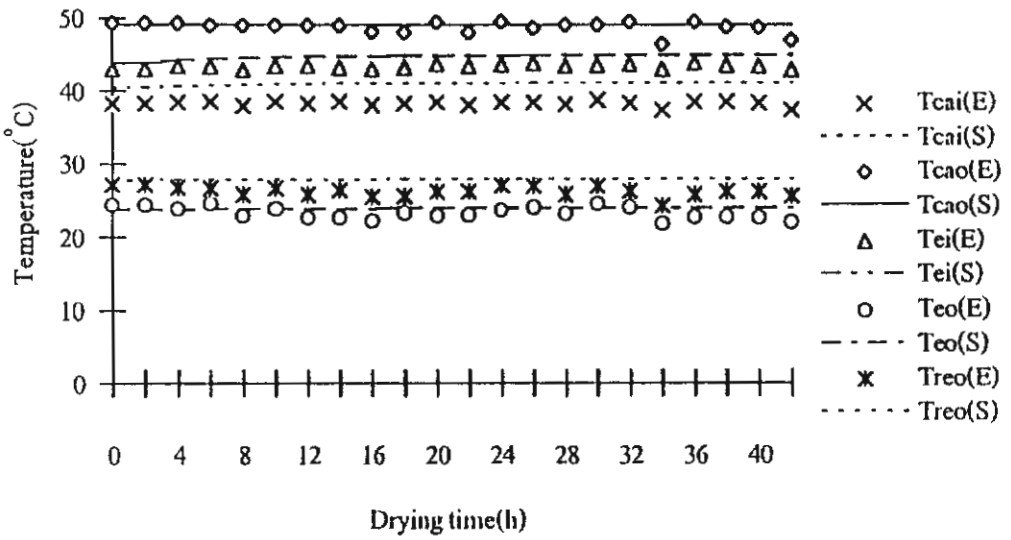


Figure 5 Evolution of air temperature at varios parts in system [Test 3/2]
[By-pass air ratio = 63%, Temperature = 50 °C, Specific air flow rate =29.83 kg/h-kg dry papaya glace']

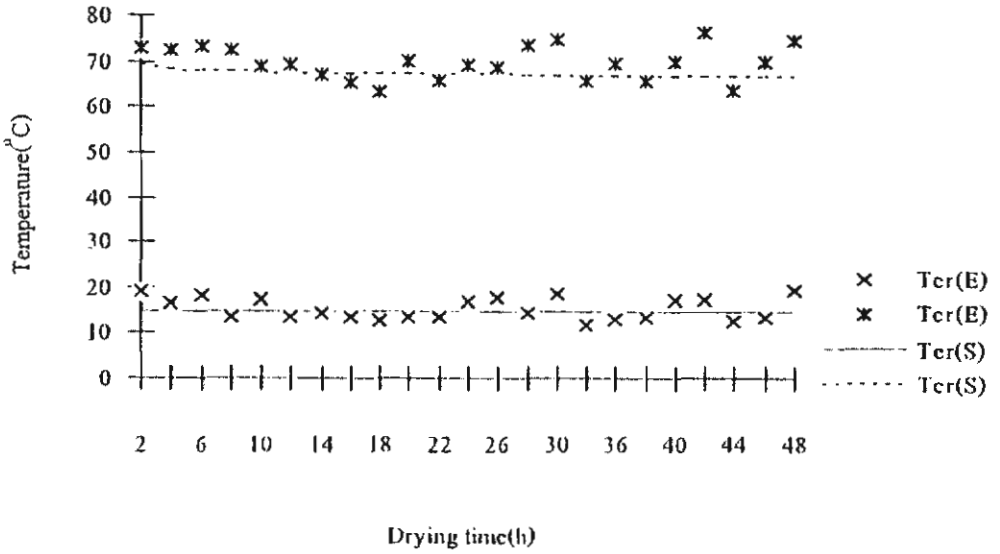


Figure 6 Temperature of refrigerant at condenser and evaporator [Test 3/2]
[By-pass air ratio = 63%, Temperature = 50 °C, Specific air flow rate =29.83 kg/h-kg dry papaya glace']

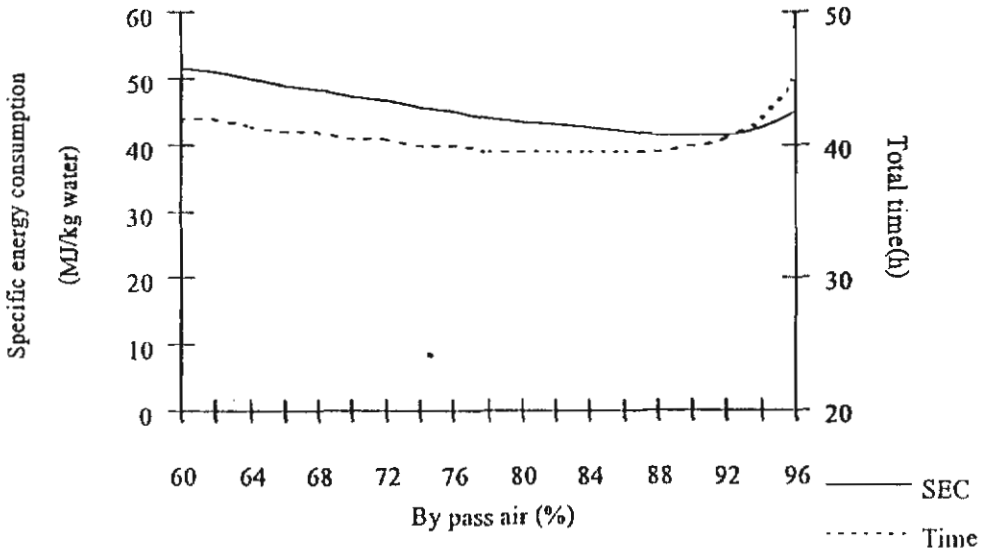


Figure 7 Effect of by-pass air ratio on specific energy consumption, papaya glace' 56.5 kg
[Temperature = 50 °C, size = 1.1x1.2x1.3 cm^3, initial moiture content = 38.3 %db.
Final moiture content = 23.6 %db.]

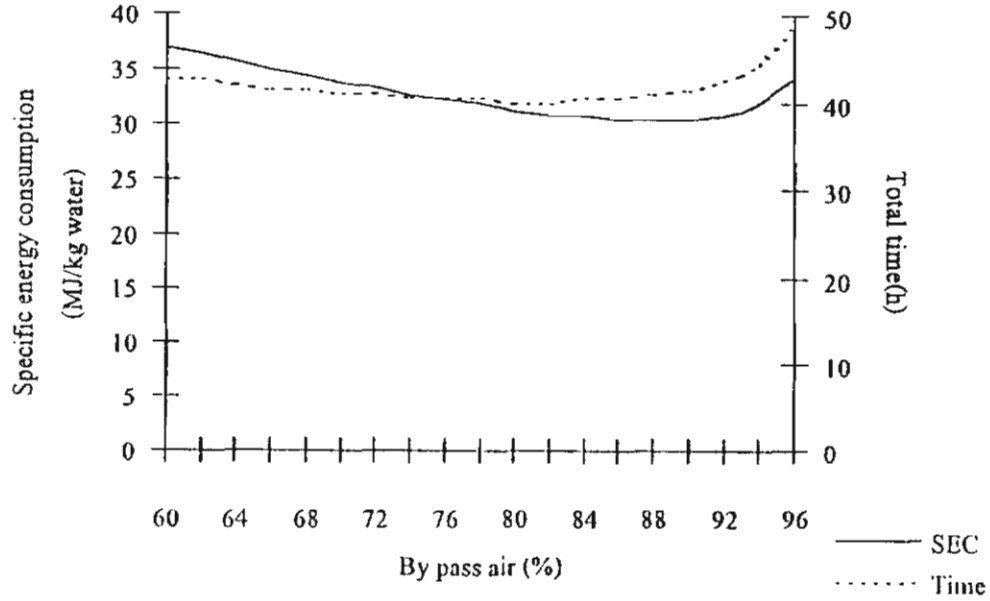


Figure 8 Effect of by-pass air ratio on specific energy consumption, papaya glace' 80.1 kg
[Temperature = 50 °C, size = 1.1x1.2x1.3 cm^3, initial moiture content = 38.3 %db.
Final moiture content = 23.6 %db.]

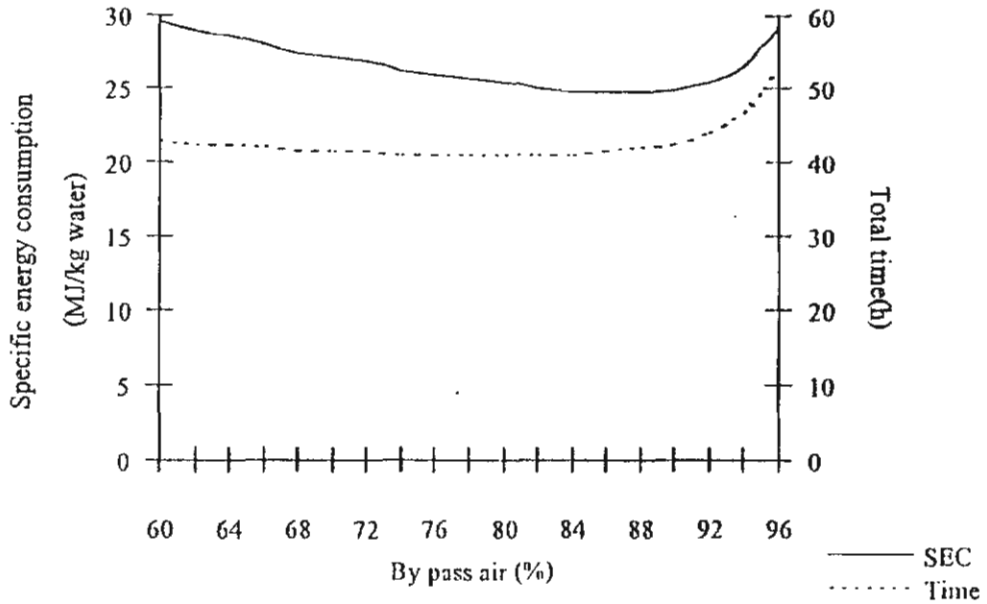


Figure 9 Effect of by-pass air ratio on specific energy consumption, papaya glace' 101.1 kg
[Temperature = 50 °C, size = 1.1x1.2x1.3 cm^3, initial moiture content = 38.3 %db.
Final moiture content = 23.6 %db.]

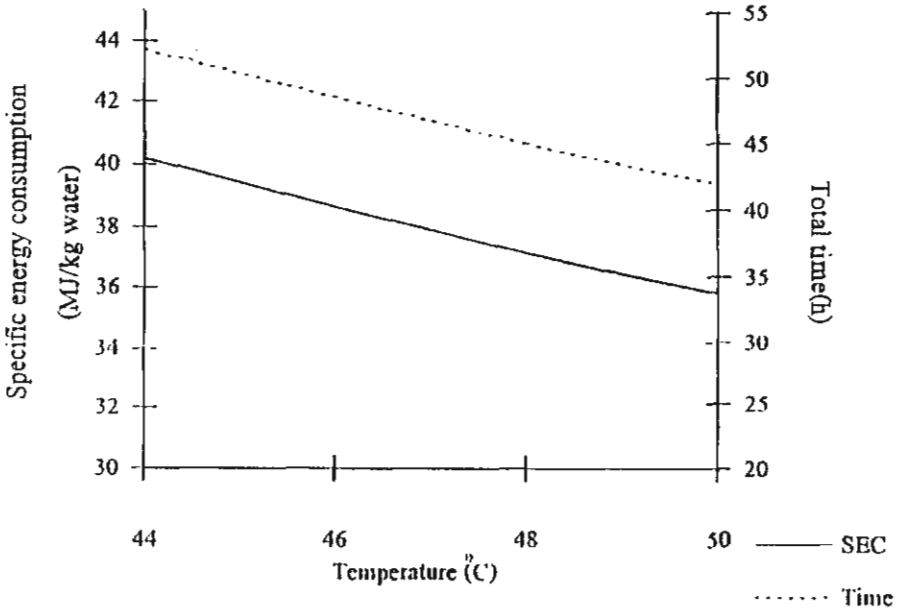


Figure 10 Effect of drying air temperature on specific energy consumption

[Temperature = 50 °C, size = 1.1x1.2x1.3 cm^3, initial moiture content = 38.3 %db.

Final moiture content = 23.6 %db.,By-pass air ratio = 30%]

Development of a Mathematical Model for Heat Pump Fruit Drying

Somchart Soponronnarit,* Thanit Swasdisevi*
and Waraporn Rattanongpisat **
* School of Energy and Materials ** Graduate Student
King Mongkut's Institute of Technology Thonburi
Suksawat 48 Road, Bangkok 10140
THAILAND

ABSTRACT

A mathematical model for papaya glace' drying using heat pump has been developed. It comprises of drying rate equation, mass and energy balance equations, thermo-physical property of papaya glace' equations and heat exchanger equations. Successive substitution method was used for finding the solution. It was found that the model was fairly accurate for predicting final moisture content, air temperature at various parts in the system and temperature of refrigerant especially at low moisture level of papaya glace'.

The mathematical model was then used to find out strategy for drying papaya glace' with a specific air flow rate of 29.8 kg/h-kg dry papaya glace'. Simulated results showed that drying time and energy consumption decreased when the drying air temperature increased. In addition, the appropriate by-pass air ratio was in the range of 86-90 %.

1. INTRODUCTION

Britnell et al.[1] studied drying of ginger and potato by using heat pump. They found that quality of agricultural product, dried by heat pump, in terms of smell, taste and color was better than those dried by rotary drying. Clement et al. [2] studied continuous drying of rubber using heat pump. They found that COP increased with air relative humidity and suitable by pass air ratio was 60-70 %. Meyer and Greyvenstein[3] studied economic grain drying using heat pump. They found that heat pump drying which operated along with other purpose such as heating water was more economical than drying using electric hot wire and diesel fuel. Soponronnarit et al. [4] studied suitable strategy for papaya glace' drying in thermal tunnel and developed a mathematical model. Main assumption of the model was heat equilibrium between

moist air and papaya glace'. Simulation result showed that the simulated drying rate was slightly higher than the experimental one.

The objective of this research is to develop a mathematical model for papaya glace' drying using heat pump. Successive substitution method was used for finding solution. Strategy of drying was studied by adjusting the suitable by pass air ratio with consideration of drying time and energy consumption.

2. MATERIALS AND METHODS

2.1 Development of mathematical model

Soponronnarit et al. [4] developed a mathematical model for predicting papaya glace' drying in tunnel. Assumption of the model was thermal equilibrium between moist air and product. In this research, the model was further developed for predicting papaya glace' drying using heat pump. The additional assumption was that temperature at the surface of evaporator tube equaled to refrigerant temperature in the evaporator and by pass factor depended on type of evaporator. Refrigerant temperature at condenser and evaporator was the average value between inlet and outlet temperature of both equipments. Temperature difference at inlet and outlet of recuperator was 4°C.

2.1.1 Calculation of papaya glace' moisture content

Diffusion equation of cubic material was used to calculate papaya glace' moisture content. The equation is as follows:

$$MR(t) = (8/\pi^2)^3 \sum_{i=0}^{\infty}\sum_{j=0}^{\infty}\sum_{k=0}^{\infty}\left[\left(\frac{1}{(2i+1)^2}\right)\left(\frac{1}{(2j+1)^2}\right)\left(\frac{1}{(2k+1)^2}\right)\right] \exp\left[-\left(\frac{(2i+1)^2}{L_x^2}+\frac{(2j+1)^2}{L_y^2}+\frac{(2k+1)^2}{L_z^2}\right)\pi^2 Dt\right] \quad (1)$$

where $MR(t) = (M(t)-M_{eq})/(M_{in}-M_{eq})$ (2)

Diffusion coefficient of Achariyaviriya and Soponronnarit [5] was used for predicting drying rate. It is written as the following:

$$D = 0.000917 \exp[-2877.49/(T_{mix}+273)] \quad (3)$$

Equation (3) can be used for temperature of 40-80 °C and initial moisture content not higher than 50 % dry basis. Achariyaviriya and Soponronnarit [5] found that equilibrium moisture content of papaya glace' and air relative humidity can be calculated as follows:

$$M_{eq} = CM_{in}RH/[100*(1.01+CRH+2RH-CRH^2+RH^2)] \quad (4)$$

$$C = 163.15 \exp(-0.0647\, T_{mix}) \quad (5)$$

$$M_{in} = 3.1987 + 0.14077\, T_{mix} \quad (6)$$

where

MR(t) = moisture ratio, fraction
M(t) = average moisture content of papaya glace' at any time, decimal dry basis
M_{in} = average moisture content of papaya glace' before drying, decimal dry basis
M_{eq} = equilibrium moisture content of papaya glace' , decimal dry basis
D = diffusion coefficient, m^2/h
RH = relative humidity of drying air, fraction
T_{mix} = drying air temperature, °C
t = drying time, h
L = dimension of papaya glace' , m

From equation (1), average moisture content changing at any time can be calculated from differential of equation(1) to time, using Runge-Kutta method.

2.1.2 Calculation of air condition after drying

Considering CV. 1 in Fig.1., from conservation of mass principle, it is found that air moisture change is equal to evaporated water from papaya glace'. From this equation, W_f can be determined.

$$W_f = (M_{in}-M_f)\, R + W_{mix} \quad (7)$$

where $R = M_p / m_{mix}\Delta t$

From conservation of energy principle, it shows that enthalpy change of air flow including change of internal energy in drying material is equal to total heat transfer between system and environment. From this equation, T_f can be determined.

$$T_f = (C_a T_{mix}+W_{mix}(h_{fg}+C_v T_{mix})+RC_{pw}\theta-W_l h_{fg}-Q_l)/(C_a+W_l C_v+RC_{pw}) \quad (8)$$

where

m = dry air mass flow rate, kg/h

h_{fg} = latent of vaporization, kJ/kg
C = specific heat, kJ/kg °C
θ = papaya glace' temperature before drying, °C
Q_l = heat transfer between system and environment, kJ/kg dry air
M_p = dry mass of product, kg
M_f = average moisture content of papaya glace' after drying, decimal dry basis
T = temperature, °C
W = humidity ratio, kg water/kg dry air

subscripts

a = dry air
f = outlet air from drying chamber
pw = papaya glace'
v = steam
mix = mixed air before entering to drying chamber

2.1.3 Calculation of mixed air temperature and recycled air

Considering CV. 4 in Fig 1., from conservation of mass principle, it is found that mass of water in hot air before drying is equal to total mass of water in reduced moisture air from evaporator and mass of water in recycled hot air. From this equation, W_{mix} can be determined.

$$W_{mix} = RCW_f + (1-RC)W_{evo} \quad (9)$$

where RC = m_{bp}/m_{mix}
W_{evo} = humidity ratio of air leaving from evaporator, kg water/kg dry air

From conservation of energy principle, enthalpy of air flow entering to CV. 4 is equal to enthalpy of air flow leaving from CV. 4 when heat loss between system and environment is neglected. From this equation, T_{cai} can be determined.

$$T_{cai}=\{RC\,[C_aT_f+W_f(h_{fg}+C_vT_f)]+(1-RC)[T_{reo}(C_a+W_{evo}C_v)+W_{evo}h_{fg}]-W_{mix}h_{fg}\}/(C_a+W_{mix}C_v) \quad (10)$$

where T_{reo} = outlet air temperature of recuperator , °C
T_{cai} = inlet air temperature of condenser, °C

2.1.4 Calculation of humidity ratio and outlet air temperature of evaporator

Considering CV. 6 in Fig. 1., it is assumed that humidity ratio and temperature of the outlet air of evaporator can be calculated by the following equations :

$$W_{evo} = BFW_f + (1-BF)W_{er} \quad (11)$$

$$T_{co} = BFT_{ei} + (1\text{-}BF)T_e \quad (12)$$

where BF = fraction of air which does not touch refrigerant coil tube with value of 30 %
T_{ei} = inlet air temperature of evaporator, °C
T_{eo} = outlet air temperature of evaporator, °C
T_e = refrigerant temperature at evaporator, °C
W_{er} = saturated humidity ratio at evaporator surface, kg water/kg dry air

2.1.5 Electricity consumption

Considering CV. 2 in Fig. 1., from conservation of energy principle, it is found that enthalpy change rate of air flow is equal to shaft power of main blower which can be written as follows :

$$W_s = m_{mix}(C_a+W_{mix}C_v)(T_{mix}- T_{cao}) \quad (13)$$

where T_{cao} = outlet temperature of condenser, °C
W_s = shaft power of blower, kJ/h

2.1.6 Heat transfer of heat exchanger

Considering CV. 3 in Fig. 1., from conservation of energy principle, it is found that rate of heat rejected by condenser is equal to enthalpy change rate of air flow, when heat loss between environment and system is neglected.

$$Q_{in,cond} = m_{mix}(C_a + W_{mix}C_v)(T_{cao} - T_{cai}) \quad (14)$$

where T_{cai} = inlet air temperature of condenser, °C
$Q_{in,cond}$ = heat received from internal condenser, kJ/h

From conservation of energy principle in CV. 5, rate of heat exchanged at recuperator or air to air heat exchanger is equal to enthalpy change rate of air flow.

Hot current $Q_{re} = m_p(C_a + W_fC_v)(T_f-T_{ei}) \quad (15)$
Cold current $T_{reo} = [Q_{re} / m_p(C_a+W_{evo}C_v)] + T_{co} \quad (16)$

where Q_{re} = heat exchange, kJ/h
T_{reo} = outlet air temperature of recuperator, °C
T_{ei} = inlet air temperature of evaporator °C
T_{eo} = outlet air temperature of evaporator, °C
m_p = air flow rate via evaporator, kg/h

Assumption of calculation is that the difference between inlet and outlet temperature is 4 °C , i.e.

$$T_{ei} = T_f - 4 \quad (17)$$

2.1.7 Calculation of refrigerant temperature

Heat transfer equation at heat exchanger with phase change of media substance can be expressed as follows :

At condenser :

$$T_c = [T_{cai} - T_{cao}\exp((T_{cao} - T_{cai})UA_c/Q_{in,cond})]/[1-\exp((T_{cao} - T_{cai})UA_c/Q_{in,cond})] \quad (18)$$

At evaporator :

$$T_e = [T_{ei} - T_{eo}\exp((T_{ei} - T_{eo})UA_e/Q_{ev})]/[1-\exp((T_{ei} - T_{eo})UA_e/Q_{ev})] \quad (19)$$

2.1.8 Calculation of heat pump equipment

Assumption of calculation is that the performance of compressor and evaporator are related to refrigerant temperature at evaporator and condenser. Mathematical function in terms of polynomial is as follows:

$$P = A_1+A_2T_e+A_3T_e^2+A_4T_c+A_5T_c^2+A_6T_eT_c+A_7T_e^2T_c+A_8T_eT_c^2+A_9T_e^2T_c^2 \quad (20)$$

$$Q_{ev} = B_1+B_2T_e+B_3T_e^2+B_4T_c+B_5T_c^2+B_6T_eT_c+B_7T_e^2T_c+B_8T_eT_c^2+B_9T_e^2T_c^2 \quad (21)$$

where A and B are constant from manufacturing company.

2.2 Calculation Procedure

To start, W_f is assumed and by pass factor is set according to the design of evaporator for calculating W_{evo} value from equation (11). W_{evo} is used to calculate W_{mix} from equation (9), and then value of T_{mix} is used to calculate RH value and M_{eq} value is calculated from equation (4). Then M_f value is calculated from derivative of equation (1) to time. New value of W_f is calculated from equation (7) and T_f is calculated from equation (8). T_{mix} and new W_f are used to calculate relative humidity of hot air leaving from dryer(RH_f) and then RH_f is checked. If RH_f is not acceptable ($RH_f>1$), subprogram for moisture condensation will be calculated. But if RH_f is acceptable ($RH_f<1$), assumed T_e and T_c are used to calculate P and Q_{ev} from equations (20) and (21) respectively. Then Q_c is calculated. Assumed W_f value and W_{evo} value are used to find T_{ei}, T_{eo}, T_{cai}, T_{cao}, Q_{incond}, Q_{re} and T_{reo} from equations (17), (12), (10), (13), (14), (15) and (16) respectively. The new values of T_c and T_e are calculated from equations (18) and equation (19) respectively. W_f, T_c, and T_e values are checked. If different value between new W_f and assumed W_f is more than acceptable value(0.00001) and the different value between new T_c, T_e and assumed T_c, T_e are more than acceptable value(0.1), recalculation by using new value of W_f, T_c and T_e in place of assumed value will be conducted. If those values are less than acceptable value, the following calculation will

be done : Energy consumption of main blower and compressor are calculated. Then final moisture content of papaya glace' is checked whether it is less than determined value or not. If it is less than or equal to determined value, program will be stopped.(Fig. 2. shows block diagram of calculation and Fig. 3 shows computer simulation flow chart.)

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1 Comparison between experimental drying rate and drying rate from mathematical model

From comparison between results of calculation from mathematical model and experimental results at temperature of 50 °C with papaya glace' dimension of 1.1 x 1.2 x 1.3 cm^3, initial moisture content of 38.3 % dry basis, final moisture content of 23 % dry basis and by pass air ratio of 63 % as shown in Fig. 4., it was found that average moisture content of papaya glace' from calculation was nearly the same as those from experiment. Air temperature at various points as shown in Fig. 5. showed that inlet and outlet air temperature of any equipment such as condenser, evaporator and recuperator calculated by mathematical model was close to experimental data. Refrigerant temperature at evaporator and condenser as shown in Fig. 6. showed that simulated value with mathematical model was in average value of experimental results.

3.2 Using a mathematical model for finding appropriate drying condition

Appropriate drying conditions were investigated by using the developed mathematical model. Suitable by pass air ratio was calculated by using criteria of minimum specific energy consumption and near minimum drying time as shown in Fig. 3. The quantity of papaya glace' was varied in three values as follows: 56.5 kg, 80.1 kg and 101.1 kg. Figs. 7-9. show the results of simulation at various quantity of papaya glace'. From these figures, it was found that the suitable by pass air ratio was 90%, 88% and 86% with quantity of papaya glace' of 56.5 kg, 80.1 kg and 101.1 kg respectively. At these conditions, specific energy consumption or drying time is at the minimum values.

Simulation result with varying drying air temperature showed that drying time and specific energy consumption decreased when drying air temperature increased. It was because high drying temperature caused low relative humidity of drying air. Therefore, moisture content of papaya glace' decreased quickly and resulted in low energy consumption . Suitable drying temperature in the range of study was 50 °C as shown in Fig. 10.

4. CONCLUSION

Mathematical model of papaya glace' drying using heat pump provided good prediction for drying at low initial moisture content. The model also provided good prediction for air temperature at various points in the system. Drying time and energy

consumption should be considered in drying. From mathematical model, it was found that adjustment tendency of suitable by pass air ratio which yielded minimum specific energy consumption was depended on quantity of papaya glace' to be dried. If quantity of papaya glace' was large, by pass air ratio decreased. The suitable by pass air ratio in this study was in range of 86-90 %.

5. ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to thank the Thailand Research Fund for their support to heat pump fruit drying research work.

6. REFERENCES

1. Britnell, P., Birchall, S., Fitz-Payne, S., Young, G., Mason, R. and Wood, A. The application of heat pump dryers in the Australian food industry. 897- 904.
2. 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.
3. Meyer, J.P. and Greyvenstein, G.P.1992. The drying of grain with heat pump in South Africa : A techno-economic analysis. International Journal of Energy Research. 14: 397-406.
4. Soponronnarit, S., Nathakaranakule, A., Noosuk, P. and Yoovidhya, T. 1997. Strategies for papaya glace' drying in tunnel. Drying Technology.15(1): 151-168.
5. Achariyaviriya, S. and Soponronnarit, S. 1990. Studies of parameters for the analysis of papaya glace' drying. The Kasetsart Journal (Natural Sciences) 24 (2), 196-207.

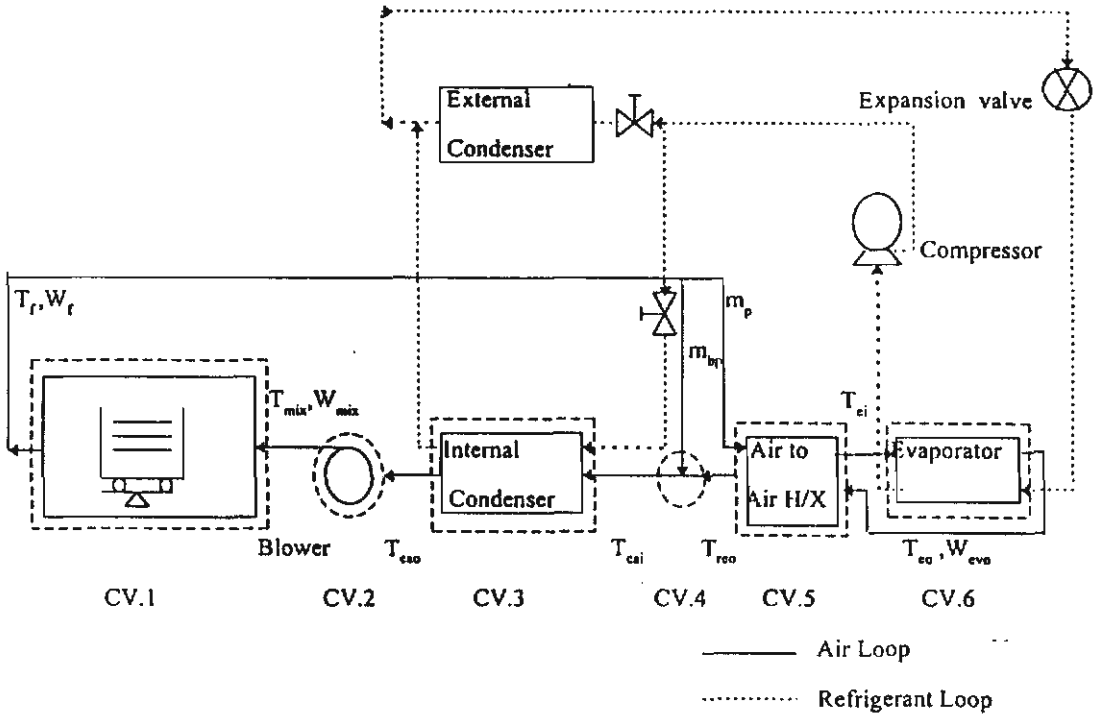


Fig. 1. Control volumes of the heat pump drying system

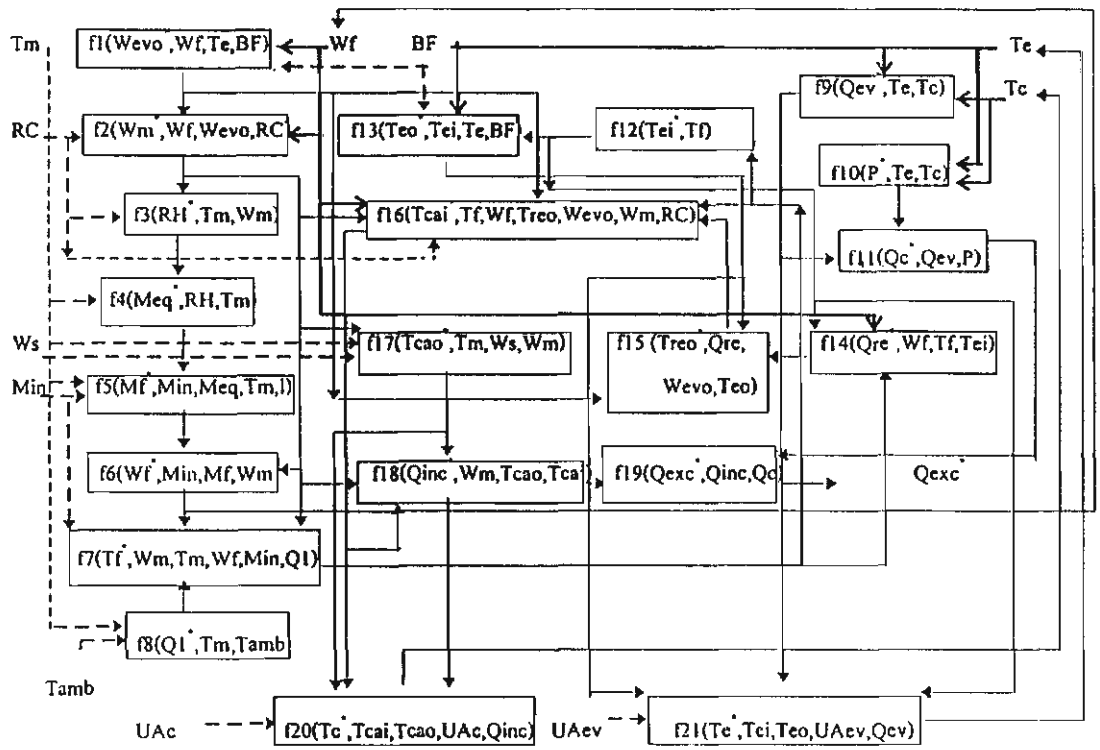


Fig. 2. Block diagram of calculation

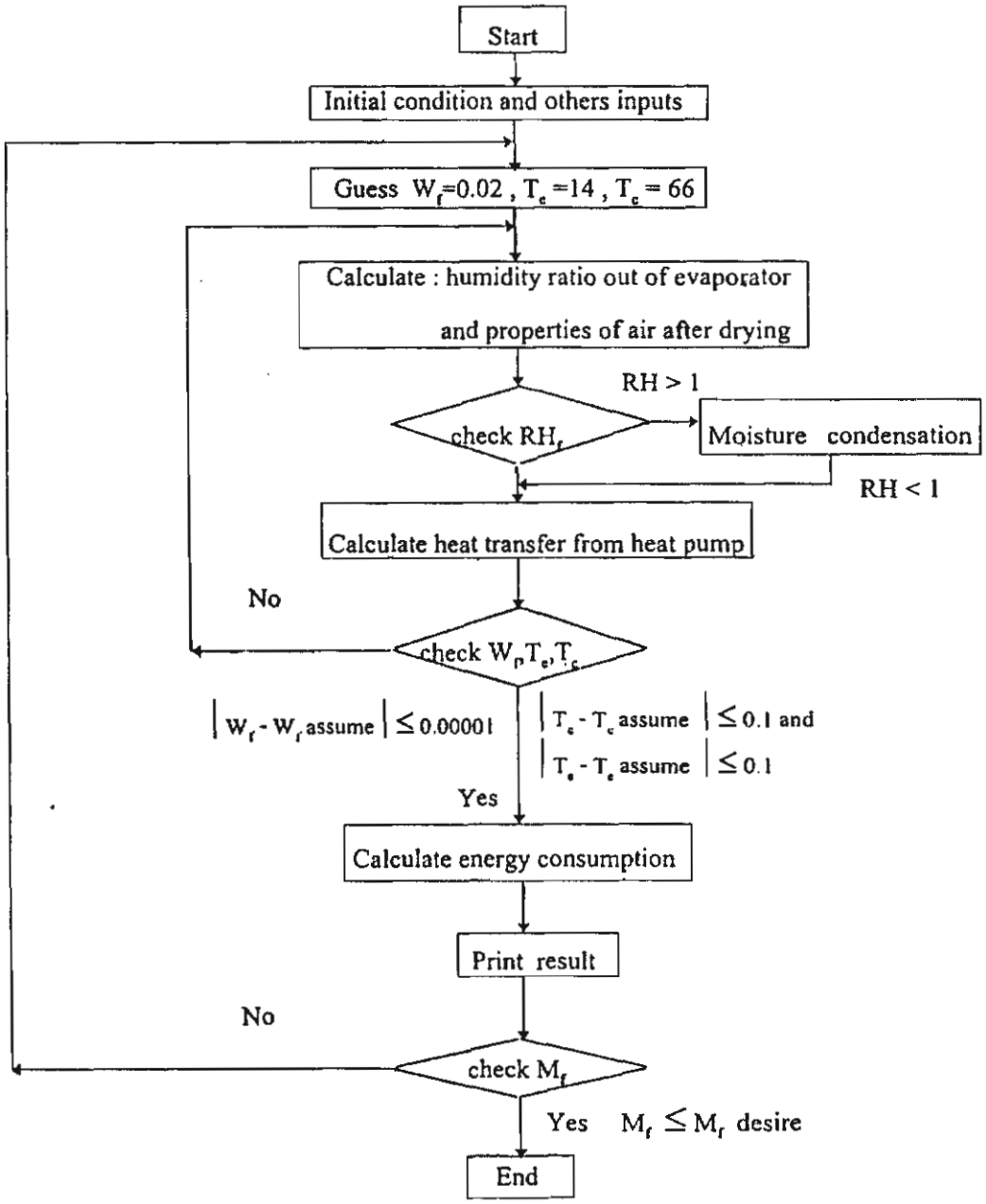


Fig. 3. Computer simulation flow chart

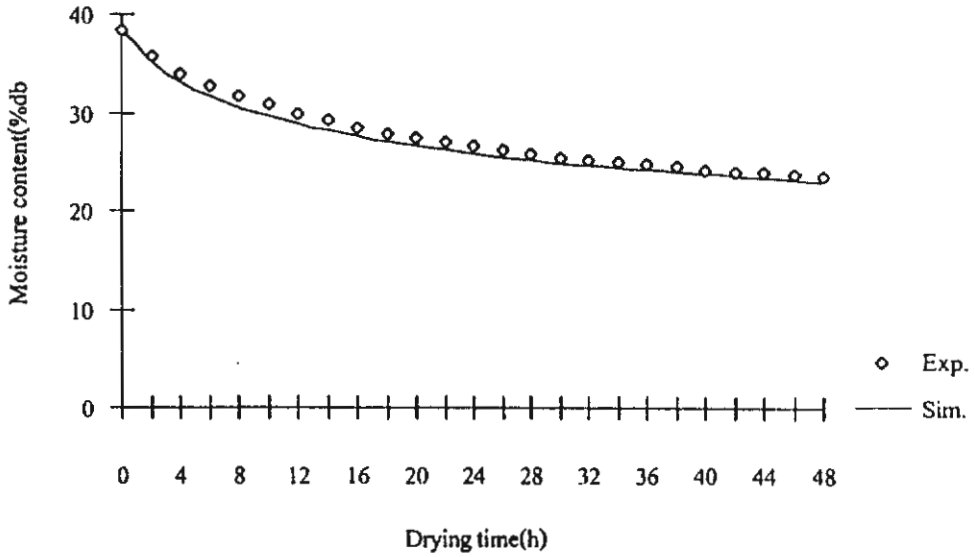


Fig. 4. Evolution of simulated and experimental moisture content [Test 3/2]
[By-pass air ratio = 63%, Temperature = 50 °C, Specific air flow rate =29.83 kg/h-kg dry papaya glace']

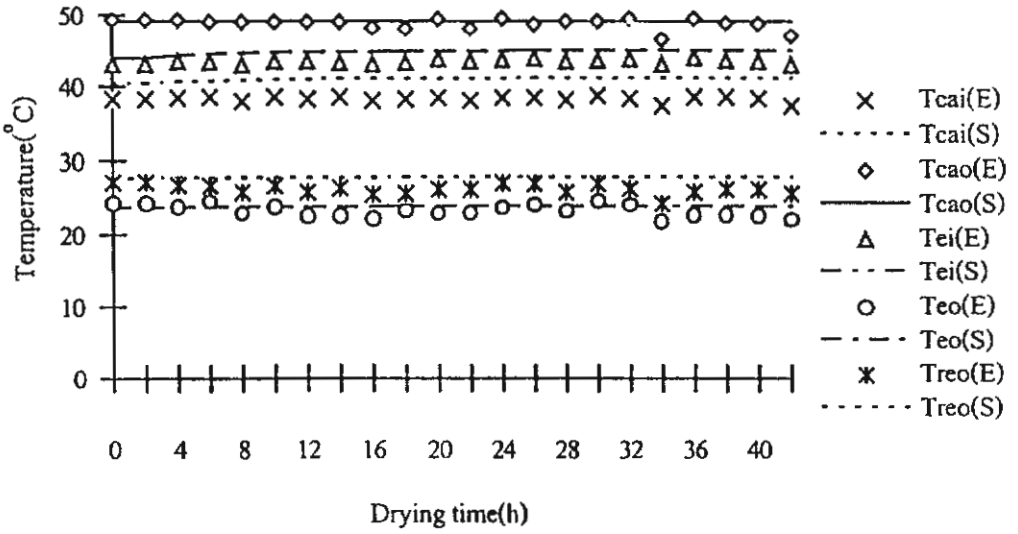


Fig. 5. Evolution of air temperature at various parts in system [Test 3/2]
[By-pass air ratio = 63%, Temperature = 50 °C, Specific air flow rate =29.83 kg/h-kg dry papaya glace']

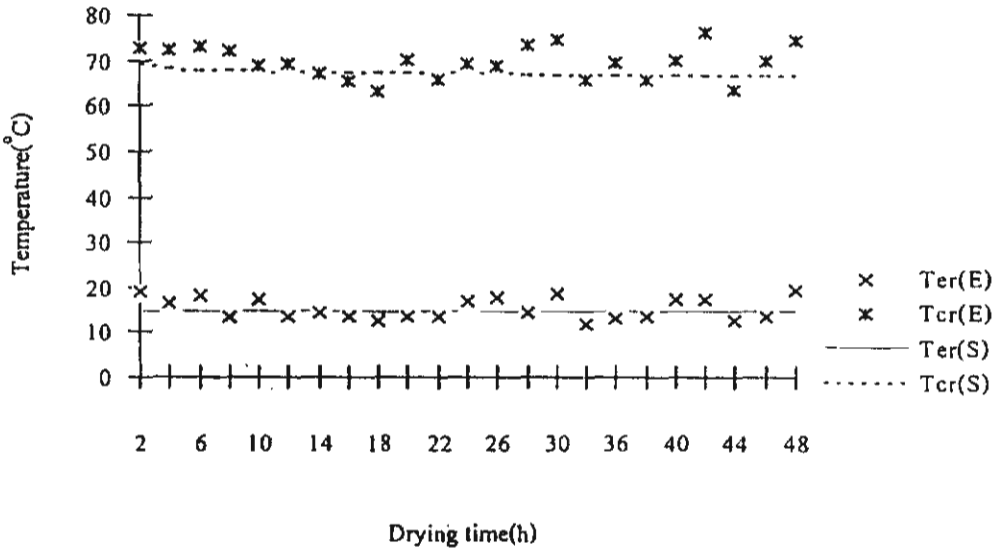


Fig. 6. Temperature of refrigerant at condenser and evaporator [Test 3/2]
[By-pass air ratio = 63%, Temperature = 50 °C, Specific air flow rate =29.83 kg/h-kg dry papaya glace']

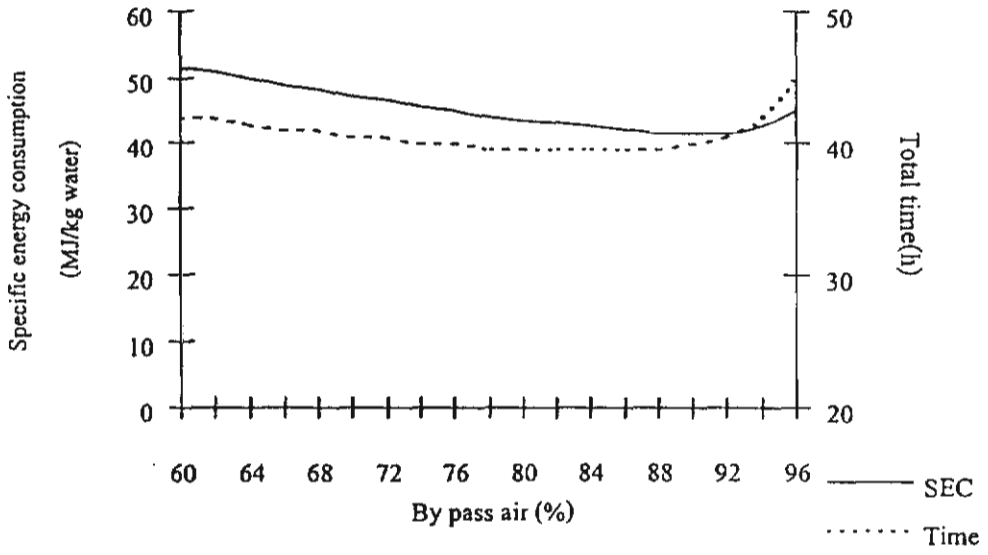


Fig. 7. Effect of by-pass air ratio on specific energy consumption, papaya glace' 56.5 kg
[Temperature = 50°C, size = 1.1x1.2x1.3 cm^3, initial moisture content = 38.3% dry basis, final moisture content = 23.6 %dry basis]

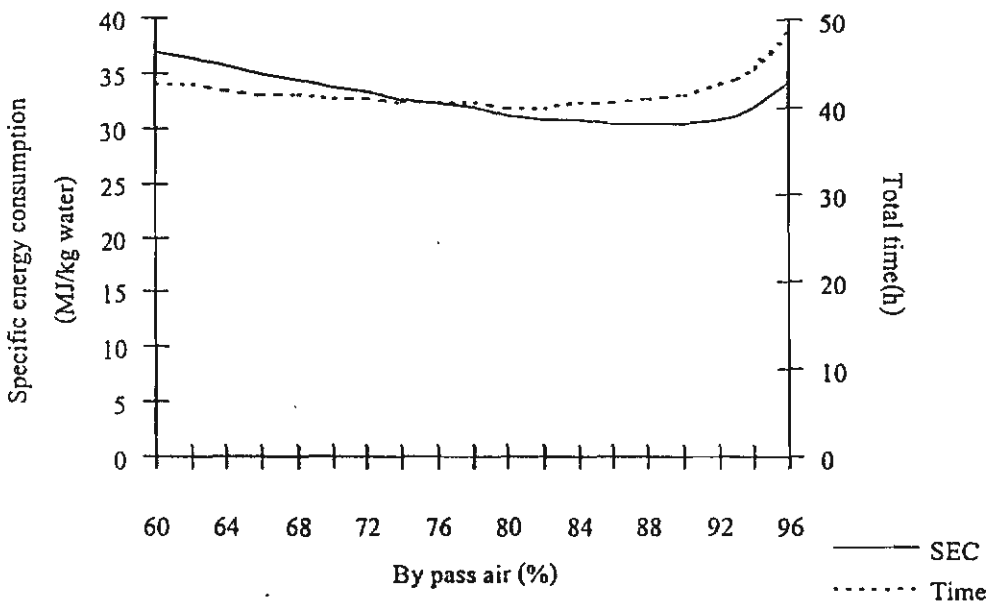


Fig. 8. Effect of by-pass air ratio on specific energy consumption, papaya glace' 80.1 kg [Temperature = 50 °C, size = 1.1x1.2x1.3 cm^3, initial moisture content = 38.3 % dry basis, final moisture content = 23.6 % dry basis]

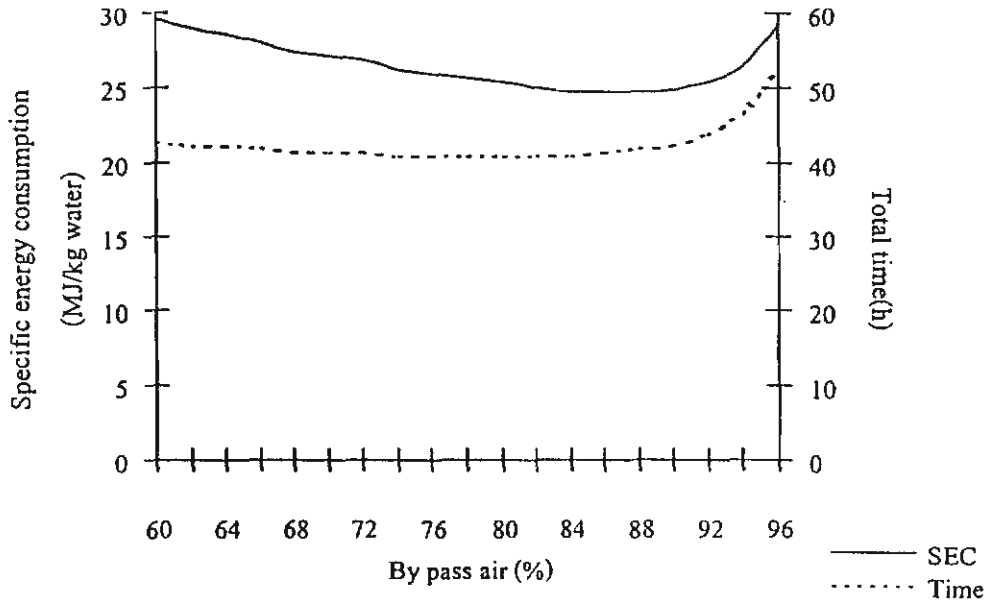


Fig. 9. Effect of by-pass air ratio on specific energy consumption, papaya glace' 101.1 kg [Temperature = 50 °C, size = 1.1x1.2x1.3 cm^3, initial moisture content = 38.3 % dry basis, final moisture content = 23.6 % dry basis]

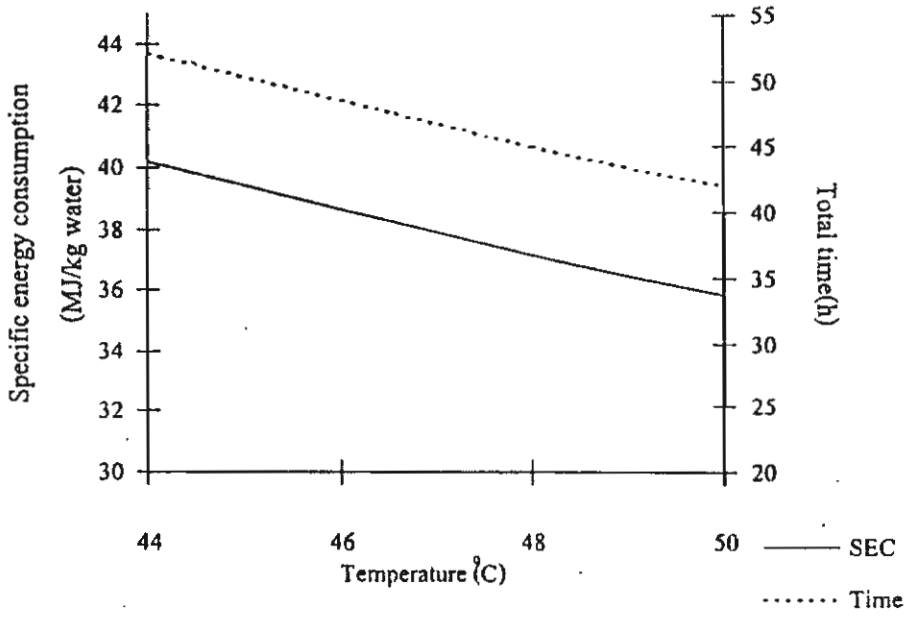


Fig. 10. Effect of drying air temperature on specific energy consumption [Temperature = 50 °C, size = 1.1x1.2x1.3 cm^3, initial moisture content = 38.3 % dry basis final moisture content = 23.6 % dry basis, By-pass air ratio = 30%]

Seed Drying Using a Heat Pump

Somchart Soponronnarit, Somboon Wetchacama, and Tanin Kanphukdee

School of Energy and Materials, King Mongkut's University of Technology Thonburi
Suksawat 48 Rd., Bangkok 10140, Thailand

ABSTRACT

The objectives of this research were to design, construct and test a heat pump dryer for paddy seed working with a mixed flow (LSU type) dryer. In this study, paddy seed was dried in an open air-loop from initial moisture content of 13.50 - 22.15 %w.b. to final moisture content about 12 %w.b., inlet drying air temperature was 43 °C, specific air flow rate was 9 m^3/min-m^3 paddy and evaporator bypass air ratio was 0 %, 30 % and 50 % . The effects of evaporator bypass air ratio on specific energy consumption, COP_{hp}, SMER, and MER were investigated. Experimental results showed that COP_{hp} and SMER increased to maximum at evaporator bypass air ratio of 0 % and decreased with increasing bypass air ratio. Quality of paddy seed was very good with mean germination of sun drying and heat pump drying of 98 % and 97 % and mean vigour of sun drying and heat pump drying of 96 % and 95 % respectively. From cost evaluation of paddy seed drying with an initial moisture content of 22.15 %w.b. and final moisture content of 12.45 %w.b., it was found that total cost of seed drying was 2.81 baht/kg water evap. (US$ 1 = 40 baht) of which 0.63 was energy cost, 0.41 was maintenance cost and 1.77 was fixed cost.

Keywords: Grain drying / Seed / Heat pump

INTRODUCTION

Seed production should be managed to maintain good quality of original seed that is good in germination and vigour [1]. Drying process is one of seed producing processes

with high energy consumption cost. Heat pump drying is becoming popular in several countries because of high energy efficiency. Moreover, water is condensed and separated from air thus results in dry and low temperature air which is good for producing low moisture content product with good quality such as paddy seed. Some research works on heat pump drying development are as follows:

Yathip *et al.* [2] studied feasibility of drying by using heat pump. A near-equilibrium mathematical drying model was employed to find the optimum condition of drying. The variables considered were specific air flow rate, drying temperature, ambient air relative humidity, initial moisture content of paddy and height of paddy bed. The calculation studied were specific air flow rate from 10 to 20 m^3/min-m^3 paddy, drying air temperature from 36 to 50 °C, ambient air temperature of 30 °C, relative humidity variation of 70 % and 80 %, initial moisture content of paddy from 18 to 24 %w.b. and height of paddy bed variation of 0.5 and 1 m. The simulated results showed that specific air flow rate and drying air temperature affected drying rate. At condition of low specific air flow rate and high temperature, energy consumption was low. Energy consumption increased with height of paddy bed. The best condition of drying was drying air temperature maintained at 49 °C, specific air flow rate of 12 m^3/min-m^3 paddy, paddy bed height of 0.5 m, ambient air temperature and relative humidity of 30 °C and 70 % respectively. In drying for 2160 hours per year, drying cost in reducing moisture content from 24 to 14 %w.b. was 61.50 baht/ton of paddy.

Sartori [3] studied soybean seed drying in a cross-flow drying chamber to find the variables which affected soybean seed quality. The variables considered were relative drying air humidity, initial moisture content, and drying air and soybean velocities. Soybean qualities were evaluated in both of before and after drying as follows: germination, vigour and breakage. Results from experiment showed that with low ambient air relative humidity and high initial moisture content, quality of soybean seed decreased significantly. The best conditions of drying were air relative humidity of 23 %, initial moisture content of soybean of 18 %w.b., air velocity of 2 m/s and soybean velocity of 1.8 $x10^{-3}$ m/s.

Meyer and Greyvenstein [4] studied technique and economic analysis of seed drying using a heat pump and compared to electrical heater and diesel fuel systems. It was found that if operating time was less than 3 months, rate of return of heater and fuel systems was higher than that of heat pump. This was due to high initial investment cost of heat pump

system. To make a heat pump system more economical, the heat pump should be used for multi-purposes such as for drying and water heating.

Clements *et al.*[5] studied continuous drying with heat pump using a mathematical model to find the effect of variables on specific moisture extraction rate (SMER) and coefficient of performance (COP). The variables considered were relative humidity of drying air, air flow rate and evaporator bypass air ratio. The results showed that SMER and COP increased with air relative humidity. Proper bypass air ratio should be 60-70 %.

Jia *et al.* [6] studied performance of continuous drying using heat pump. Results showed that the system performance could increase by 20 % as evaporator bypass air was recycled. If exhausted air reduced about 10 %, SMER and product quantity could increase by about 15 % and 50 % respectively.

From the past research, it showed that suitable evaporator bypass air ratio was 60-70 %. The variables which affected seed quality were initial moisture content, drying air relative humidity, which affected germination quality, and specific air flow rate, which affected energy consumption. Economic analysis showed that initial investment of heat pump drying system was high but the system would be worth for long term operation. The objectives of this research were to design, construct and test a prototype of a heat pump dryer for paddy seed.

MATERIALS AND METHODS

The schematic diagrams of the experimental heat pump dryer and the heat pump unit were shown in Figures 1 and 2 respectively. It consisted of a 18 kW evaporator, 20 kW internal and external condensers, a 3.7 kW two piston compressor, a 5 kW electrical heater, a 1.5 kW forward curved blade centrifugal fan and a mixed-flow columnar drying cabinet (with 4 ton capacity of paddy). Working fluid was R-22. Air flow was open-loop. Circulation rate of paddy seed in the drying cabinet was controlled by setting time for fixed seed bed for 20 minutes alternated with flowed bed for 4 minutes.

Temperatures of air loop and working fluid loop were measured by chromel-Alumel type K thermocouple connected to a data logger with an accuracy of ± 1 °C. Bourdon gauge was used to measure pressure in the working fluid loop. At inlet air duct, air

velocity was measured by a hot wire anemometer with an accuracy of ± 5 m/s and air flow rate was adjusted by a frequency inverter. The quantity of condensed water from the evaporator was measured by a load cell every hour. As energy used in the system was electrical energy, energy consumption was then measured by using a kilowatt-hour meter and a clamp-on meter.

There were 15 experiments in this research but only four were selected for presentation. In each experiment, air temperature was controlled at 43 °C, air flow rate and paddy quantity were 63 m^3/min and 4,000 kg respectively. Bypass air ratio was varied at 0 %, 30 % and 50 % in order to study the effect on specific energy consumption. Coefficient of performance of heat pump (COP_{hp}) was defined as the ratio of heat delivered at the condenser to energy input at the compressor, and SMER was defined as water removed from product divided by total energy input.

During drying process, paddy seed of 300-400 grams was taken every hour. Moisture content was determined by using air oven method. After a certain storage time, germination and vigour of paddy seed dried by heat pump was tested according to the method used by the Seed Reproducing Center in Surin Province and compared to that obtained from sun drying.

RESULTS AND DISCUSSION

Results of paddy seed drying from the four experiments were shown in Table 1. Moisture content after drying could be decreased to 11.50 %w.b. It was difficult to obtain this moisture level when normal air heating was used (compared to conventional seed dryers operated nearby).

Experimental results showed that COP_{hp} and SMER increased to maximum at evaporator bypass air ratio of 0 % and decreased with increasing bypass air ratio (30 % and 50 %). At zero evaporator bypass air ratio, high flow rate of air passing through the evaporator caused the thermostatic expansion valve open more thus resulted in high flow rate of working fluid entering the evaporator. Consequently, both heat receiving from the evaporator and heat supplying to the internal condenser increased thus reduced energy consumption.

Moisture extraction rate (MER) decreased when adjusting bypass air ratio to 0 % and increased when adjusting bypass air ratio to 30 and 50 %. It was because the temperature of air which flowed through evaporator at bypass air ratio of 30 and 50 % was less than that of 0 %. Drying rate was always higher than MER. It could be concluded that open-loop heat pump drying was suitable for paddy seed drying.

The paddy seed used in this research was Kao-Dokmali 105. After drying, paddy sample was stored for approximately 8 weeks before germination and vigour tests, and compared to paddy obtained from sun drying. Results from seed quality testing were shown in Table 2. Quality of paddy seed was very good with mean germination of sun drying and heat pump drying of 98 % and 97 % and mean vigour of sun drying and heat pump drying of 96 % and 95 % respectively.

Total fabrication cost of the prototype of heat pump dryer was 323,407 baht of which 248,775 was material cost and 74,638 was labour cost. In case of the operating time of 24 hours per day and 90 days per year, initial moisture content 22.15 %w.b. and final moisture content 12.15 %w.b., total cost of drying was 2.81 baht per kilogram water evaporated of which 0.63 was energy cost, 0.41 was maintenance cost and 1.77 was fixed cost.

CONCLUSION

Important results of paddy seed drying using a prototype of heat pump working with a mixed flow (LSU type) dryer (capacity of 4 tons of paddy seed) with air flow rate of 63 m^3/min under temperature and relative humidity of ambient air in ranges of 27-30 °C and 66-73 % respectively could be drawn as follows:

1. Open-loop system was suitable for paddy seed heat pump drying.

2. The appropriate evaporator bypass air ratio was 0 %, which produced maximum values of COP_{hp} and SMER.

3. The quality of paddy seed in terms of germination and vigour obtained from heat pump drying was very good.

4. Total cost of drying was 2.81 baht per kilogram water evaporated of which 0.63 was electricity cost, 0.41 was maintenance cost and 1.77 was fixed cost.

ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to thank the Thailand Research Fund for their financial support, Rice Engineering Supply Co. Ltd. for help in construction of the heat pump dryer, and to thank Seed Reproducing Center in Surin province for help in installing and testing the heat pump dryer and help in testing seed quality.

REFERENCES

1. Duangpatha, J. 1986. Seed Technology, Agricultural Book Group, Bangkok. 210 p. (in Thai).

2. Yathip, B., Soponronnarit, S. and Nathakarakule, A. 1995. Feasibility study of paddy drying and cooling using heat pump. Engineering Journal : Research and Development, 6(1), 1-12.

3. Sartori, D.J.M. 1992. Drying of seed in cross-flow moving bed. Drying Technology,14, 1524-1533.

4. Meyer, J.P. and Greyvenstein, G.P. 1992. The drying of grain with heat pump in South Africa : A techno-economic analysis. International Journal of Energy Research, 14, 397-406.

5. Clements, D., Jia, X. and Jolly, P. 1993. Experimental verification of a heat pump assisted continuous dryer simulation model. International Journal of Energy Research, 17(1), 19-28.

6. Jia, X., Jolly, P. and Clements, S., 1990. Heat pump assisted continuous drying, part 2. (simulation results). International Journal of Energy Research, 14(1), 771-782.

Table 1 Experimental results of paddy seed drying

Descriptions	Test nos.			
	1	2	3	4
Ambient conditions				
Average temperature, °C	27	27	30	30
Average relative humidity, %	70	73	66	67
Conditions of paddy seed				
Average moisture content before drying, %w.b.	22.15	13.50	13.50	13.50
Average moisture content after drying, %w.b.	12.45	11.50	11.50	11.50
Initial weight, kg	4000	4000	4000	4000
Drying air conditions				
Average temperature, °C	41	43	44	42
Average relative humidity, %	24	22	21	21
Specific air flow rate, m^3/min-m^3paddy	9	9	9	9
Rate of paddy circulation, ton/h	1.60	1.60	1.60	1.60
Drying time, h	23	10	10	10
Evaporator bypass air ratio, %	50	50	30	0
Performance of heat pump				
Drying rate, kg water evap./h	19.27	9.04	9.04	9.04
MER, kg water condensed/h	8.43	8.23	6.98	6.31
SMER, kg water evap./kW-h	1.95	1.03	1.20	1.27
COP_{hp}	4.18	4.39	4.79	5.18
Specific energy consumption, MJ/kg water evap.	1.85	3.51	2.99	2.83

Remark: MER is moisture extraction rate from evaporator
SMER is specific moisture extraction rate
COP_{hp} is coefficient of performance of heat pump

Table 2 Paddy seed qualities

Test nos.	Germination		Vigour	
	Sun drying	Heat pump drying	Sun drying	Heat pump drying
1	99	96	97	92
2	96	97	95	96
3	97	97	96	93
4	100	96	97	99
Average	98	97	96	95

Standard	>85	>80	>80	>80

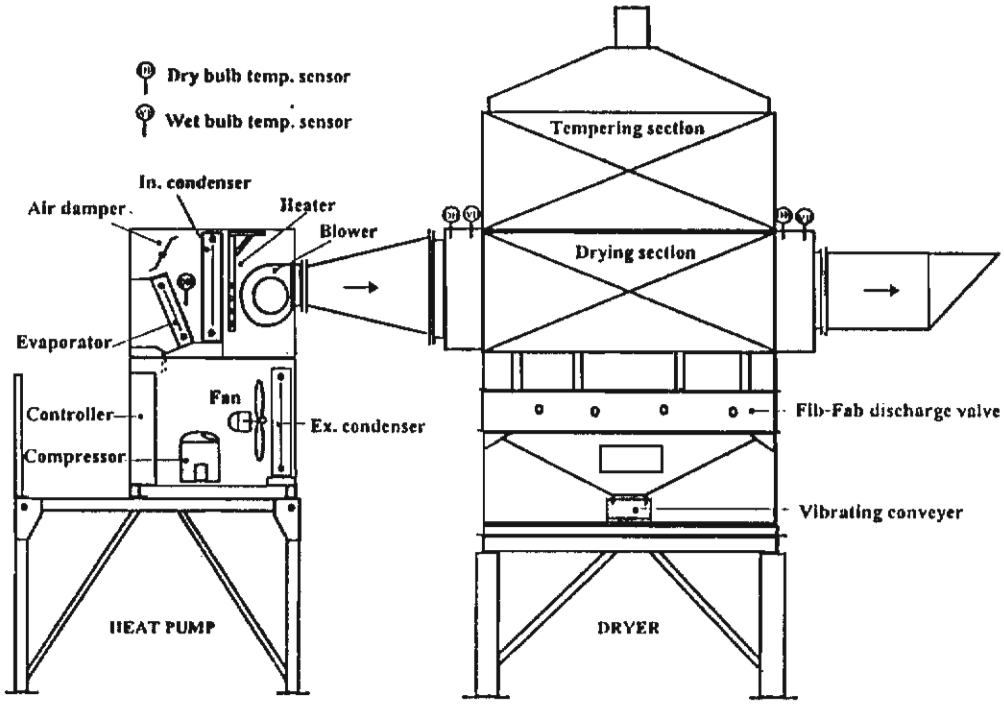


Figure 1 Schematic diagram of heat pump dryer

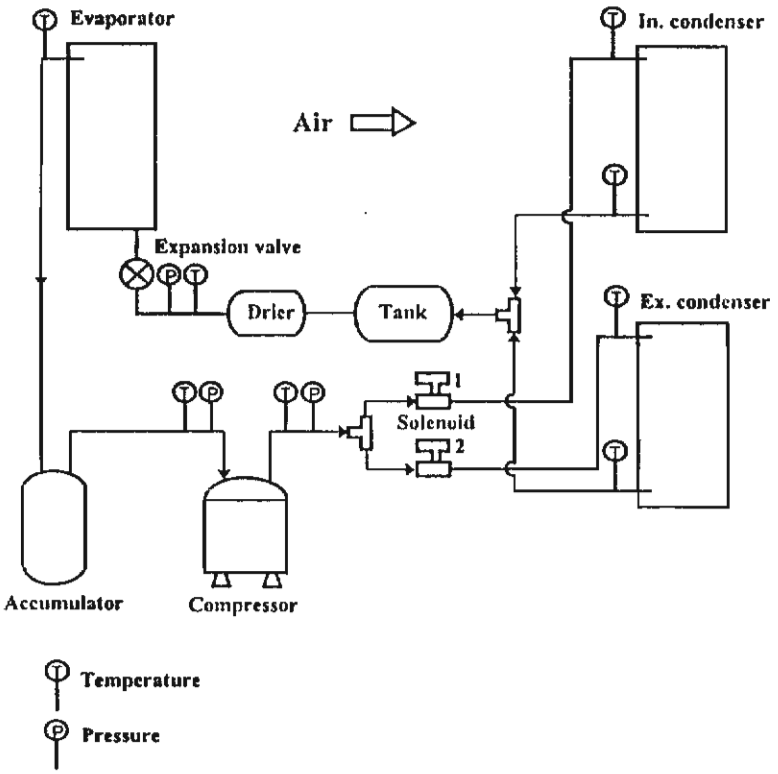
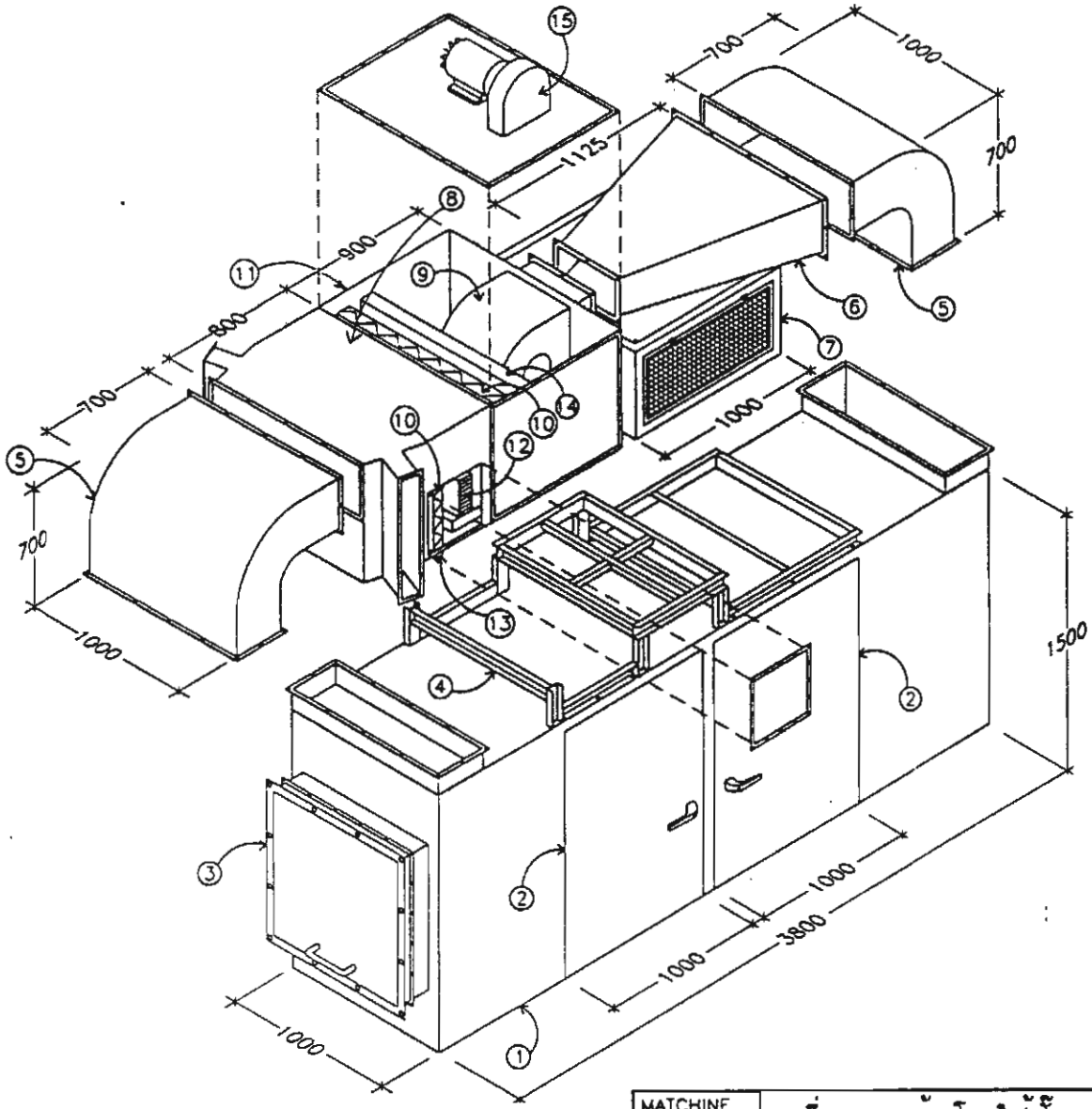


Figure 2 Schematic diagram of heat pump unit

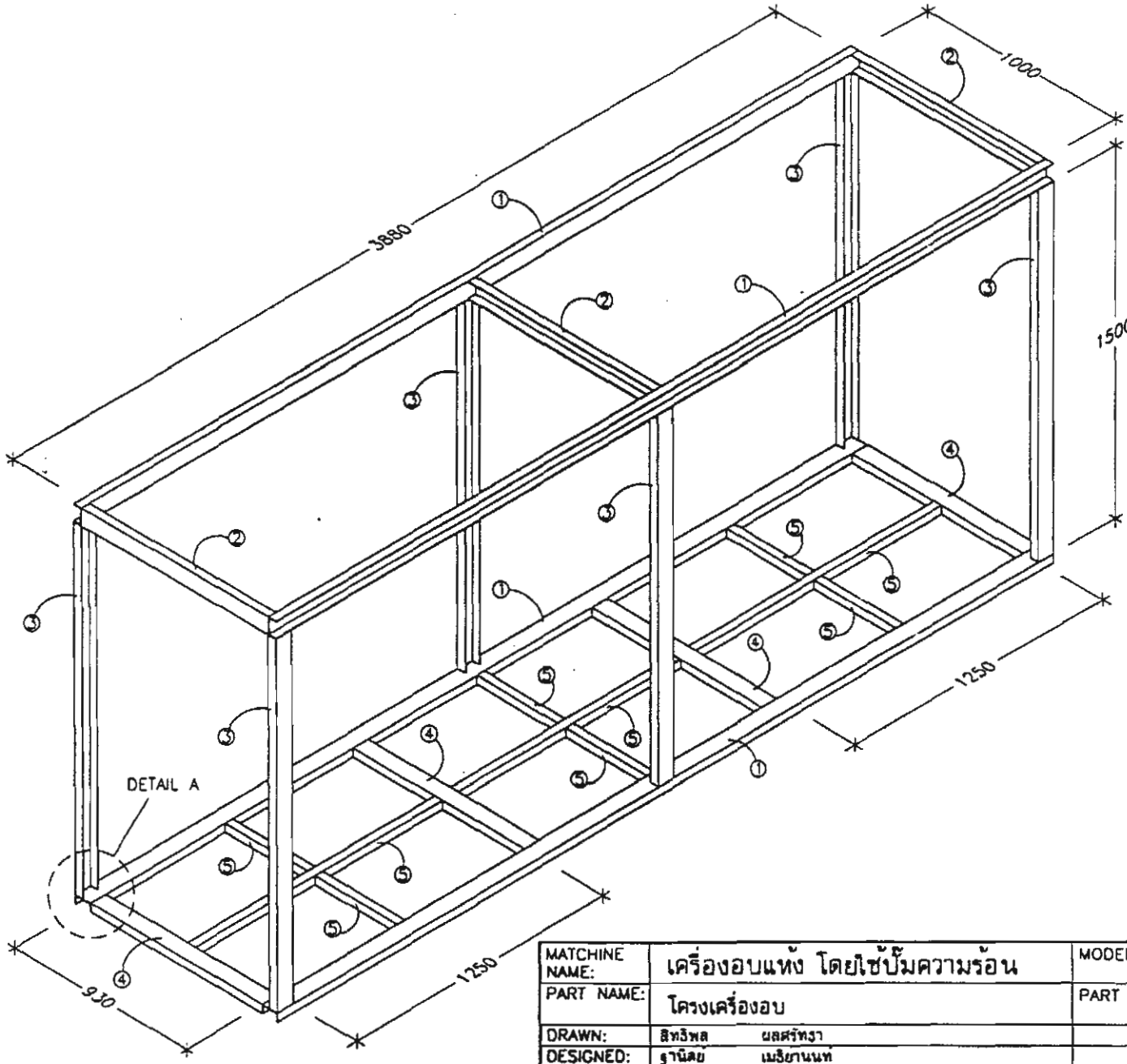
คณะกรรมการตรวจรับพัสดุ



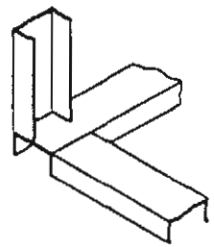
No.	DESCRIPTION	MATERIAL	TYPE	QTY
15	มอเตอร์			
14	คอนเดนเซอร์ภายใน			
13	ถาดรองน้ำ			
12	ชุดอีวาโปเรเตอร์			
11	กล่องติดตั้ง คอนเดนเซอร์ภายใน และ พัดลม			
10	ฟิลเตอร์			
9	พัดลม			
8	กล่องติดตั้งอีวาโปเรเตอร์			
7	กล่องติดตั้งชุด คอมเพรสเซอร์, คอนเดนเซอร์ และ พัดลมชุดนอก			
6	ท่อขยายทางออกพัดลม			
5	ท่อโค้งส่งลม			
4	ฐานโครงชุดปั๊มความร้อน			
3	ทางออกลมระบายทิ้ง			
2	ประตู			
1	ตู้อบ			

MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.
PART NAME:	ชนาดเครื่องอบแห้ง และอุปกรณ์หลักทั้งหมด	PART No.	MATERIAL:
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		FILE:
DESIGNED:	ฐานิดย เมธียานนท์		DWG.No.: HDP-01
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์		No.
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE NTS / SIZE / SHEET

REVISION:
DATE: 16/02/96

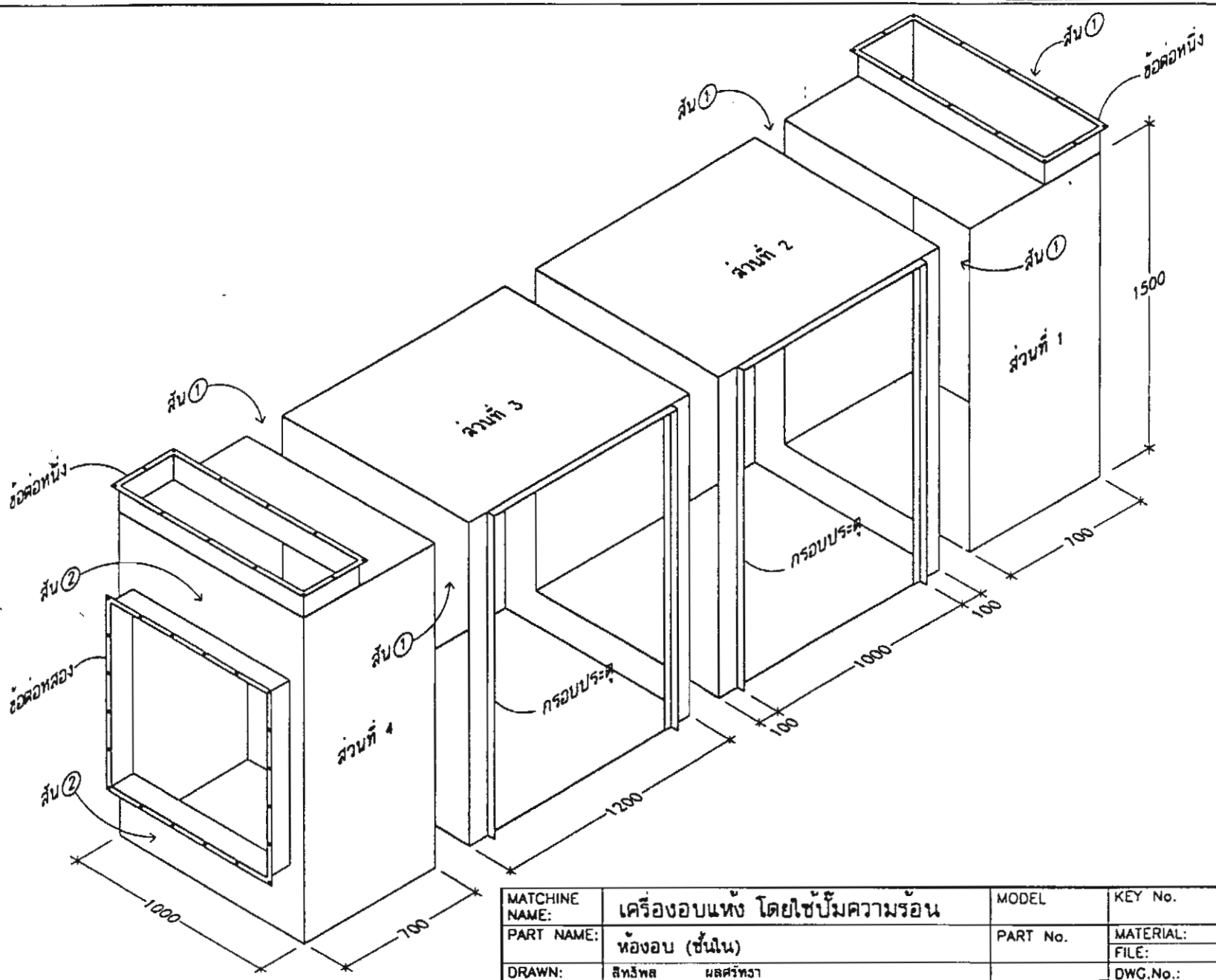


① เหล็กรางน้ำ 3"x1½" หนา 2 mm. จำนวน 4
② เหล็กรางน้ำ 3"x1½" หนา 2 mm. จำนวน 3
③ เหล็กรางน้ำ 3"x1½" หนา 2 mm. จำนวน 6
④ เหล็กรางน้ำ 3"x1½" หนา 2 mm. จำนวน 4
⑤ เหล็กฉาก 1½"x1½" หนา 2 mm.

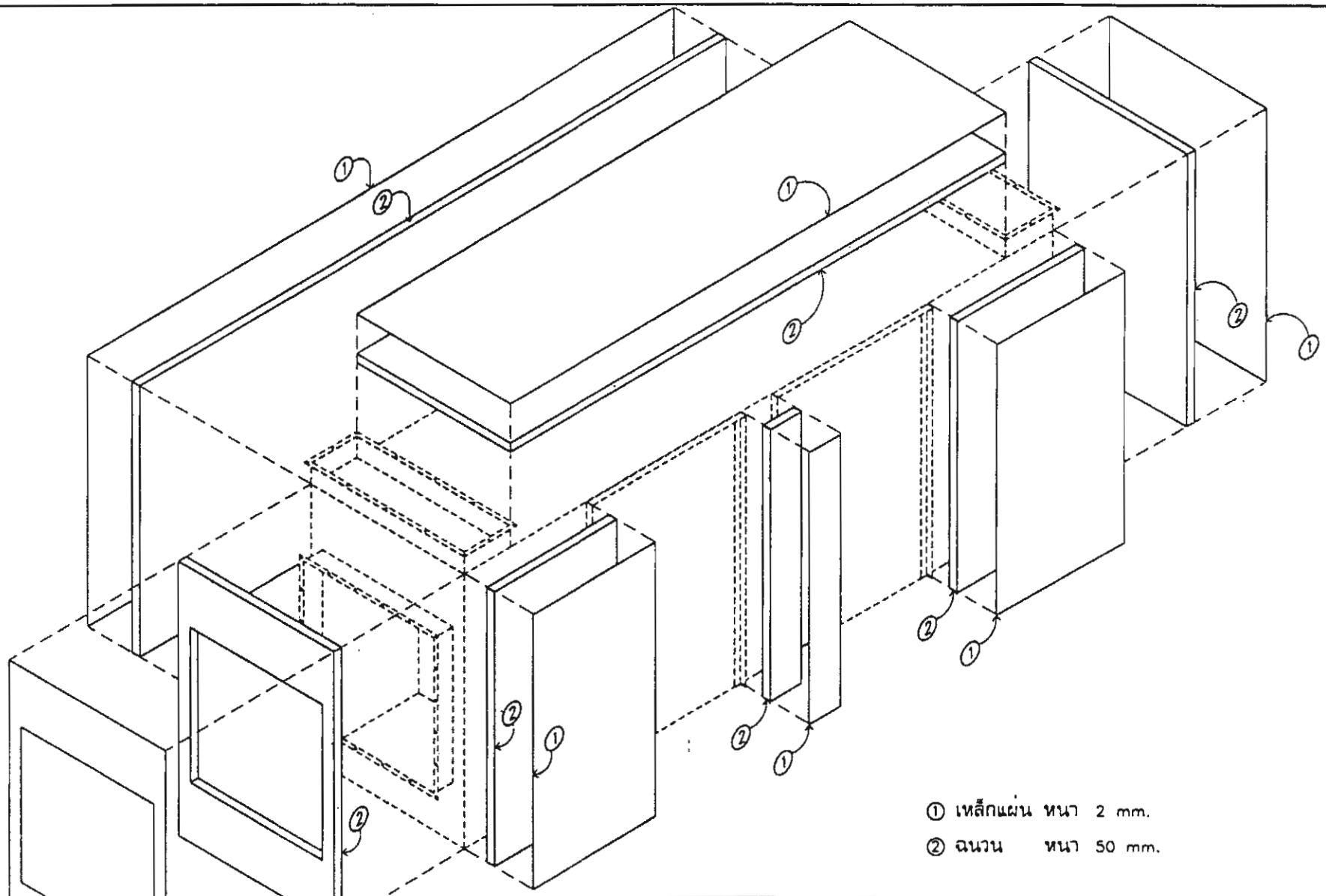


DETAIL A

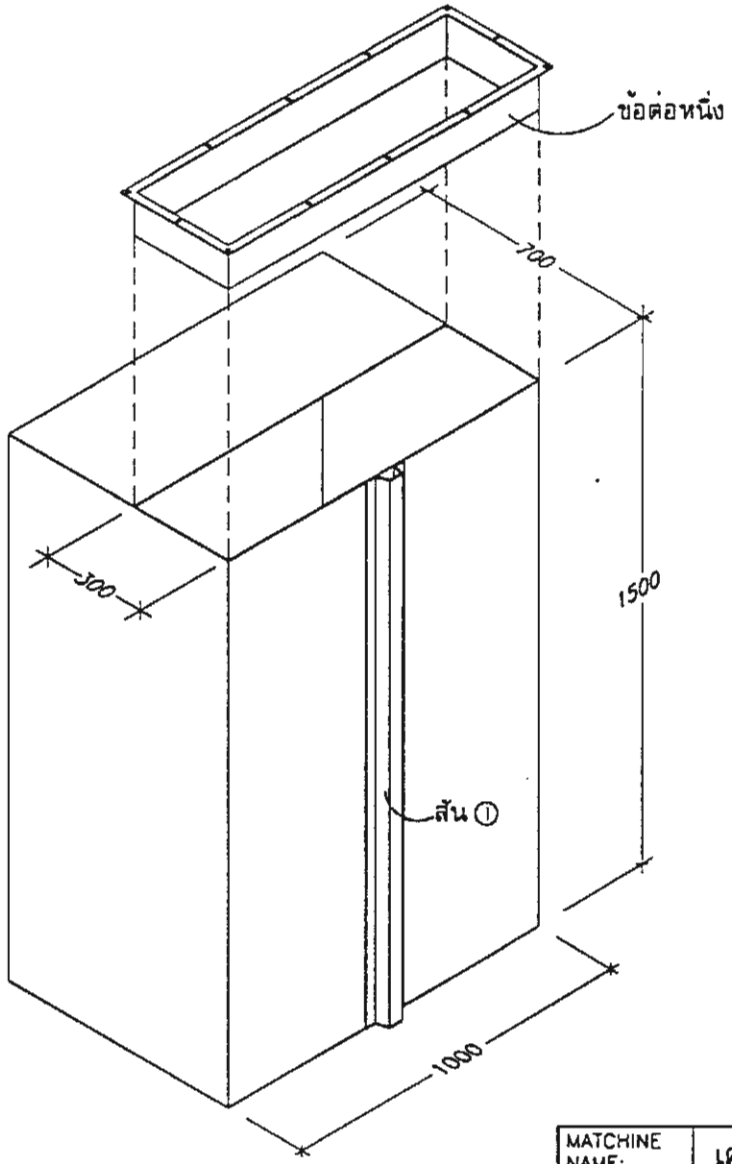
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	โครงเครื่องอบ	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทวิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–02	No.
DESIGNED:	ฐานิสย์ เมธิยานนท์			
APPROVED:	ส.ศร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:25 SIZE	SHEET

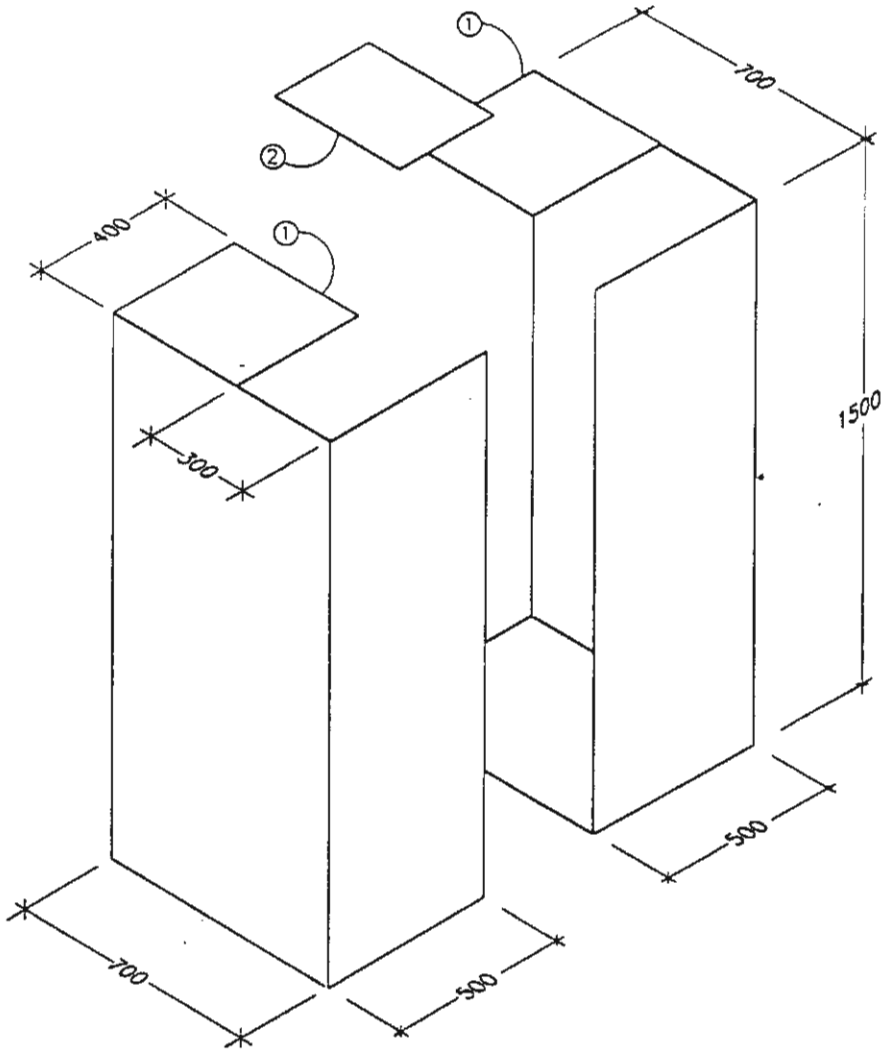


MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ห้องอบ (ชั้นใน)	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–03	No.
DESIGNED:	ฐานิดา เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:25 SIZE	SHEET

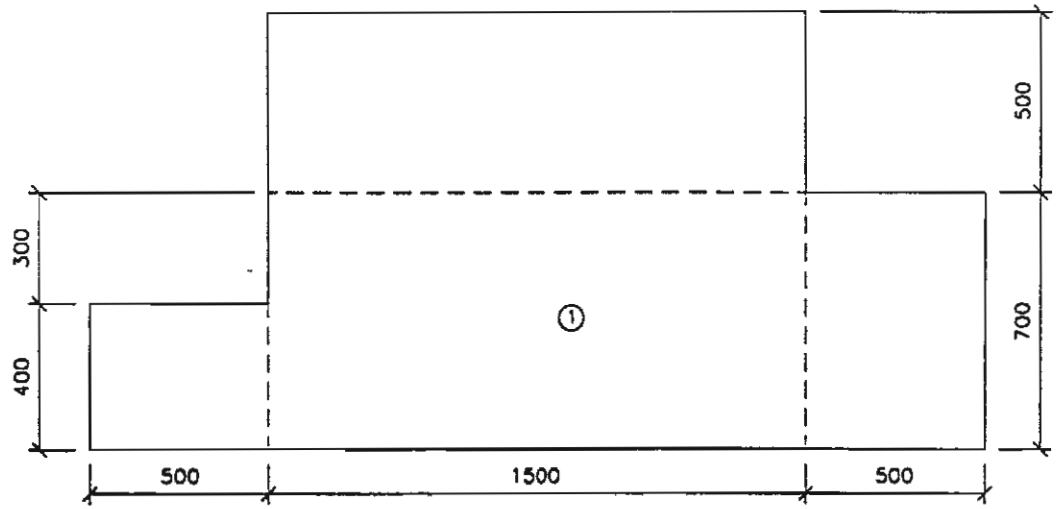


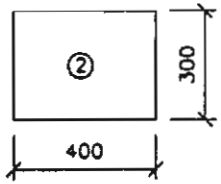
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ห้องอบ (ชั้นนอก)	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP-03/1	No.
DESIGNED:	ฐานิดย เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:30 SIZE	SHEET





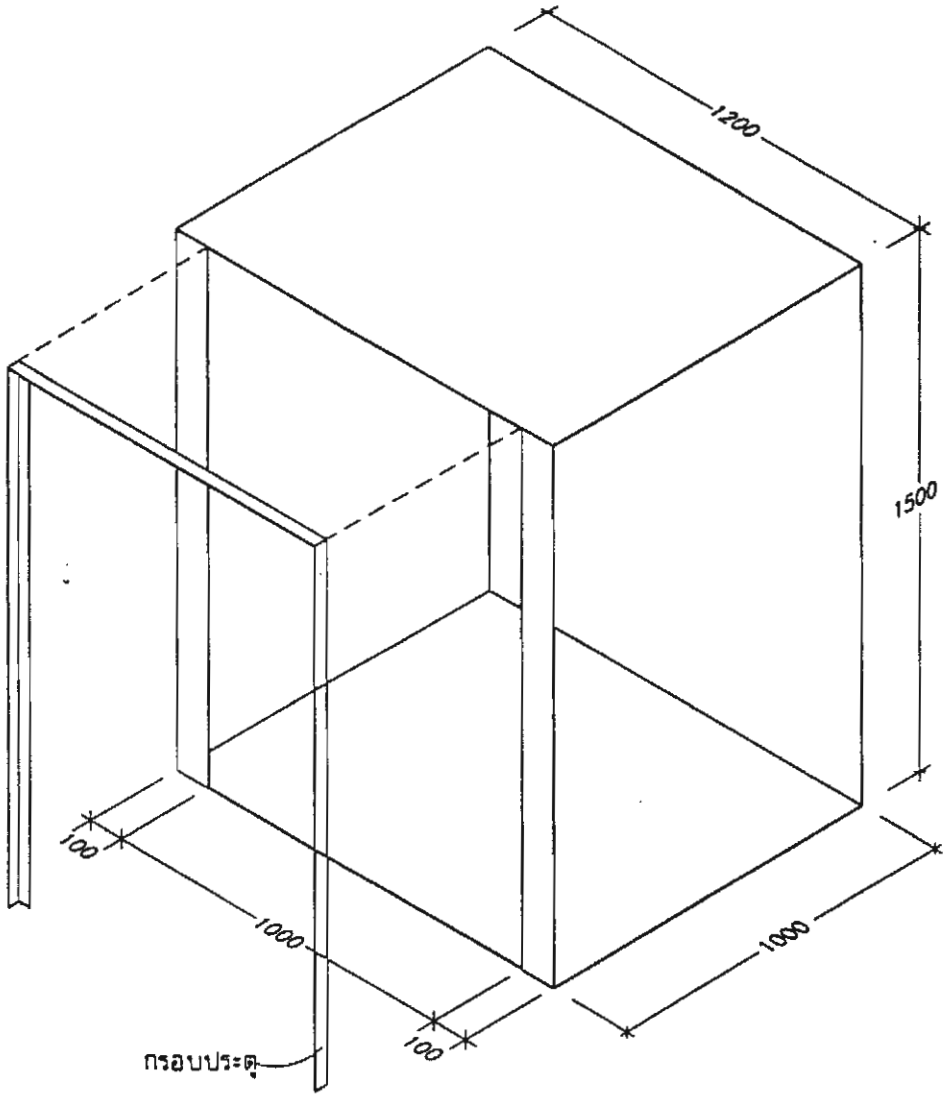
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ส่วนที่ 1 (ห้องอบ)	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–04	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE	SHEET

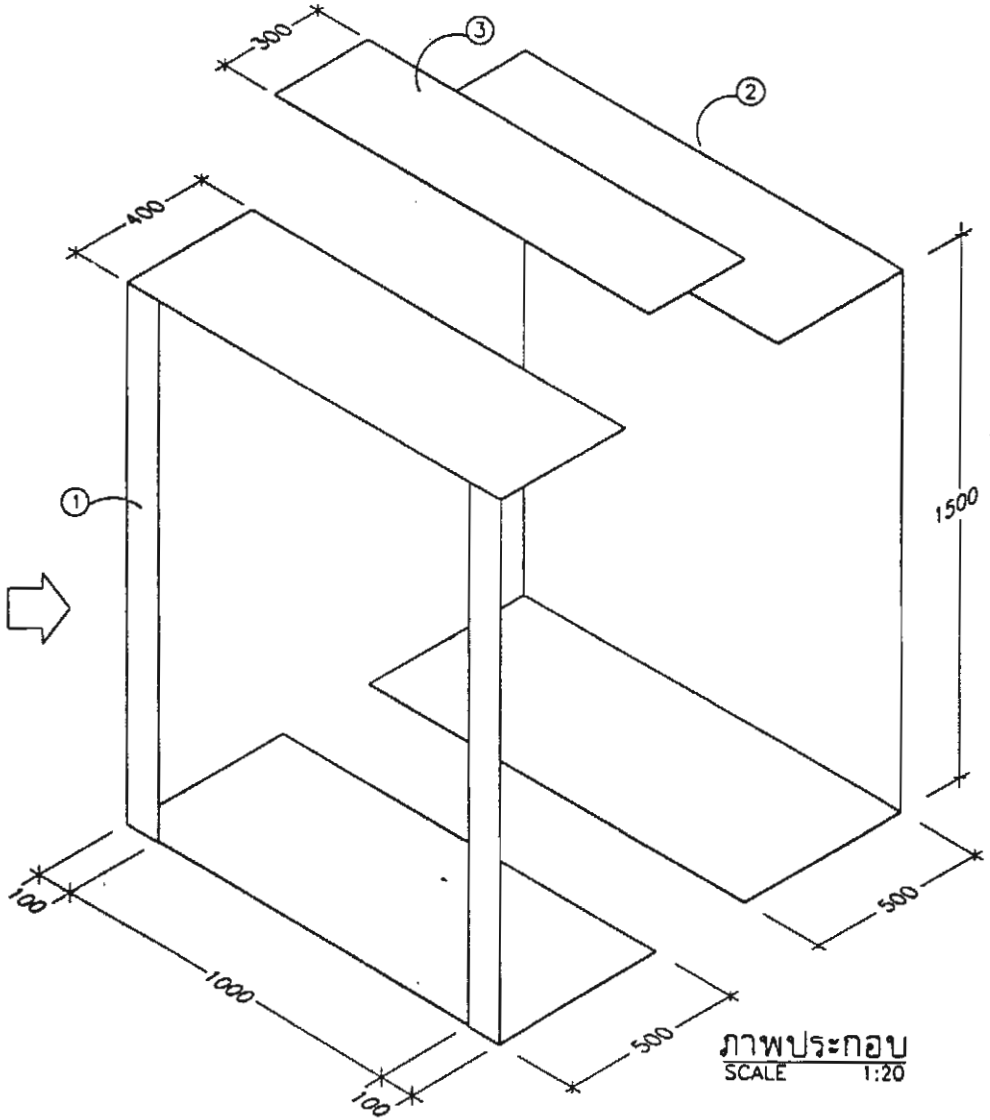




① เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 2
② เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 1

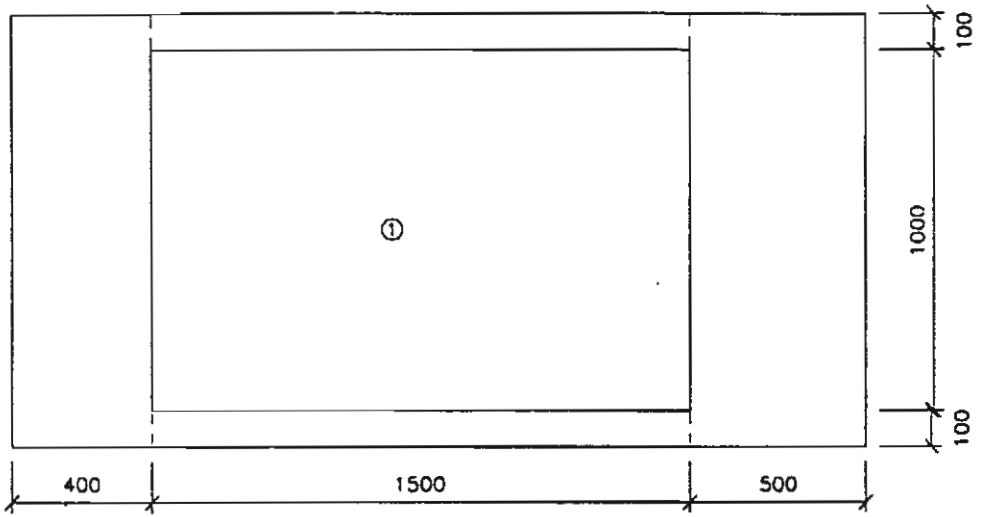
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	แผ่นคลี่ ส่วนที่ 1 (ห้องอบ)	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ยลศรัทธา		DWG.No.: HDP-04/1	No.
DESIGNED:	รานิดย เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE .	SHEET

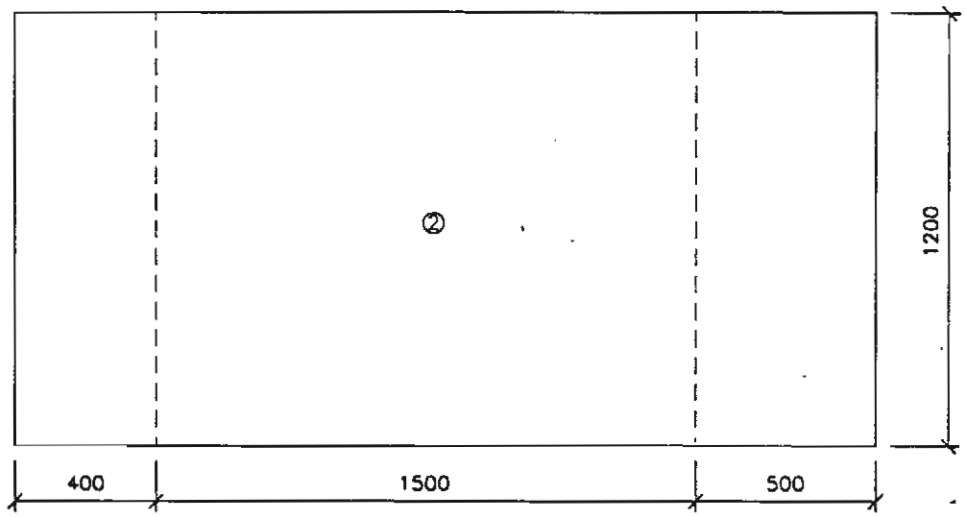


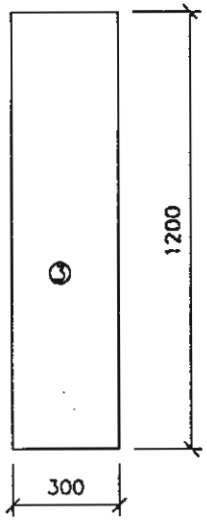


ภาพประกอบ
SCALE 1:20

MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ส่วนที่ 2.3 (ห้องอบ)	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทวิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–05	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธิยานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE	SHEET

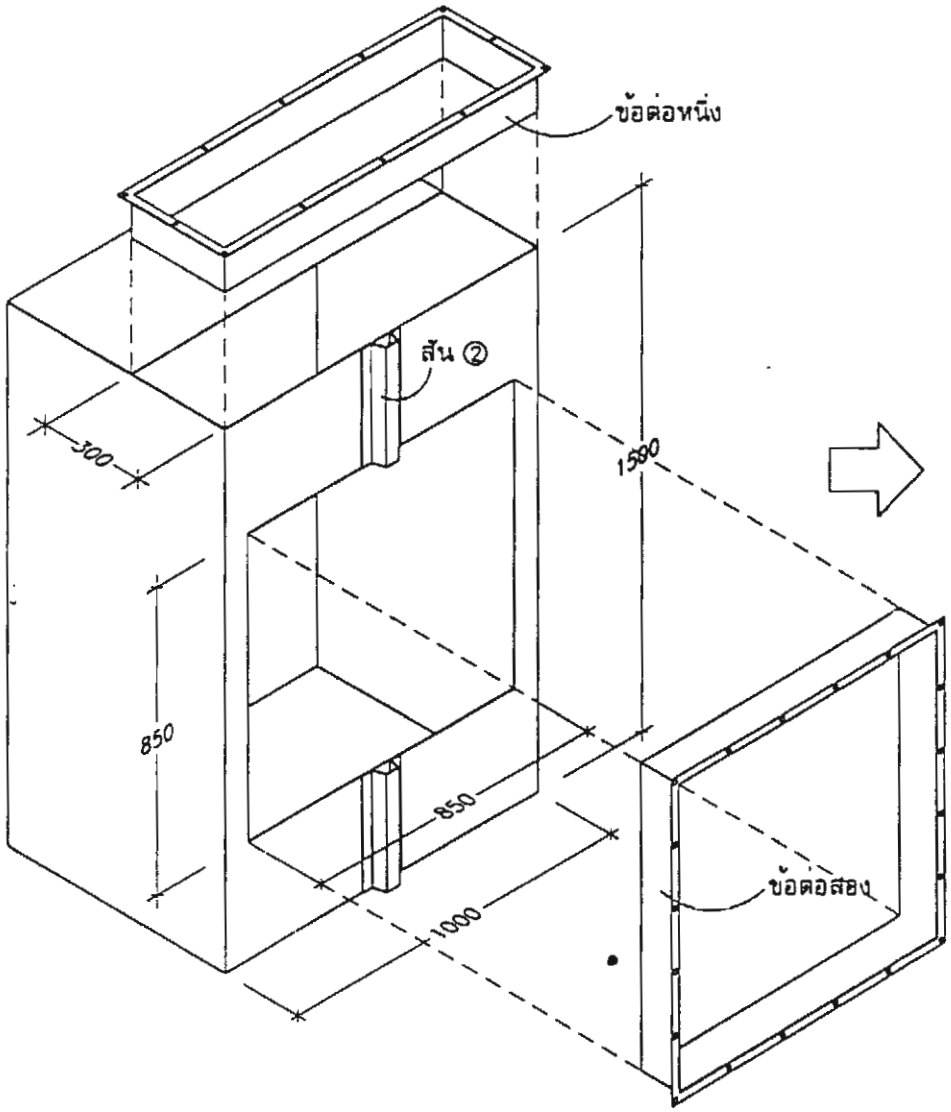


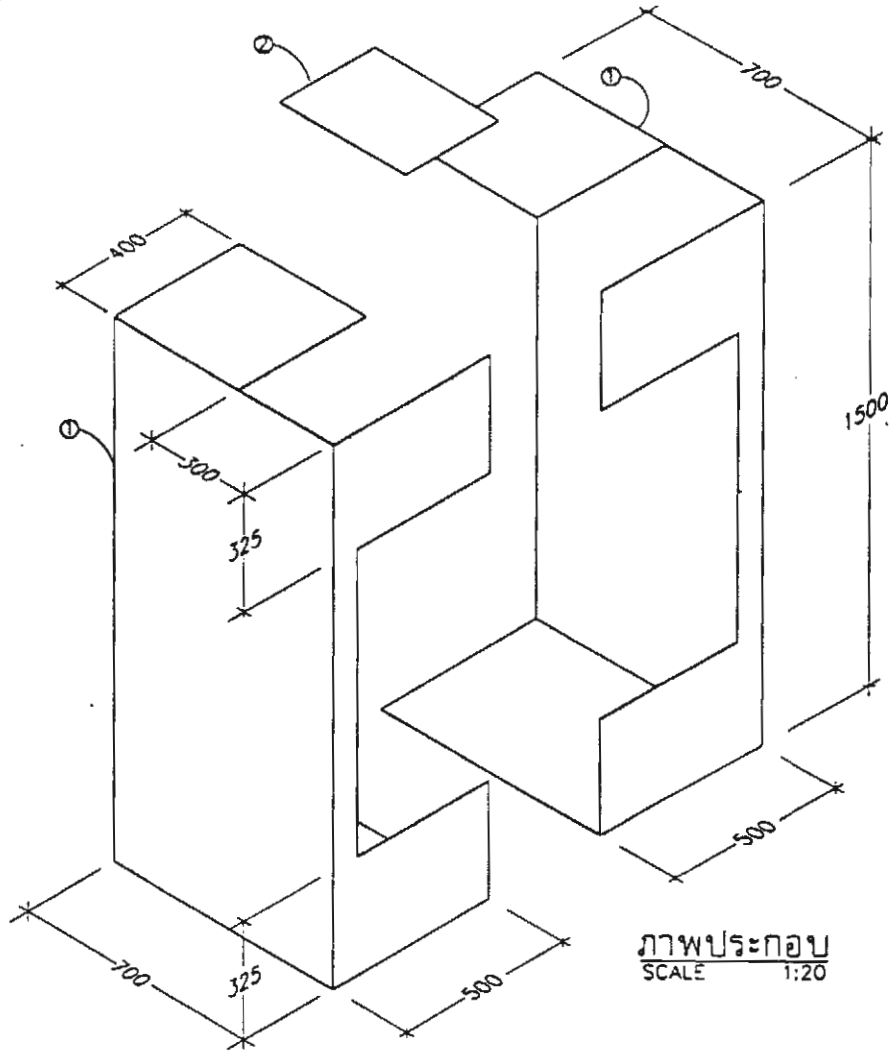




① เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 2
② เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 2
③ เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 2

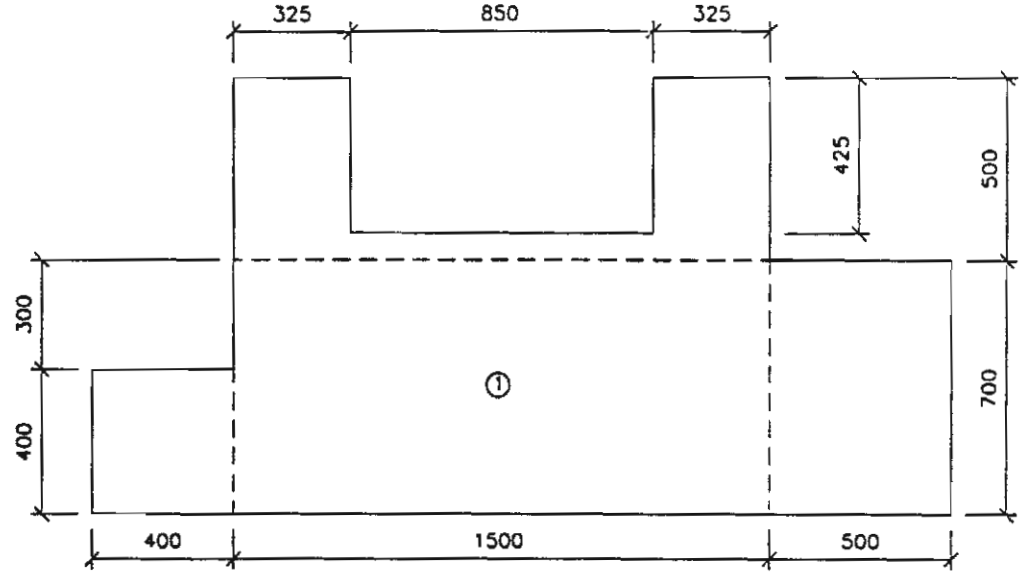
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	แผ่นคลี่ ส่วนที่ 2,3 (ห้องอบ)	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP-05/1	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธิยานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE	SHEET

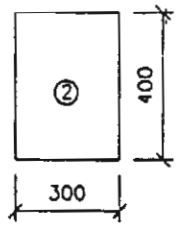




ภาพประกอบ
SCALE 1:20

MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ส่วนที่ 4 (ห้องอบ)	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทวิพล ยลศรีทวา		DWG.No.: HDP–06	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ส.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE	SHEET

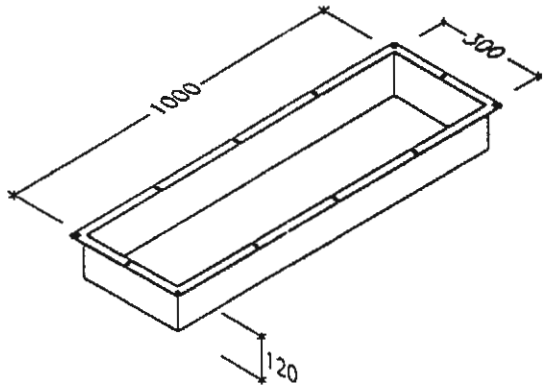


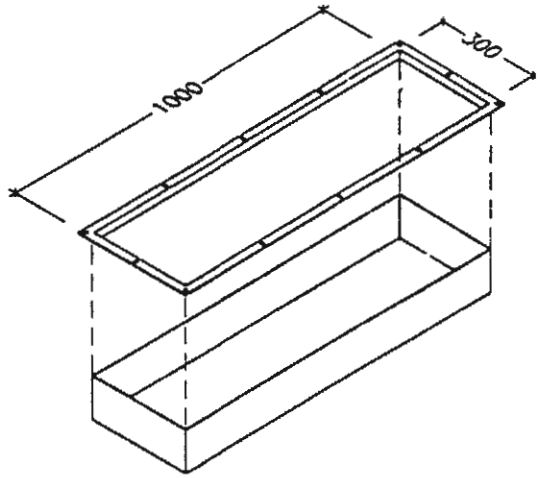


① เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 2

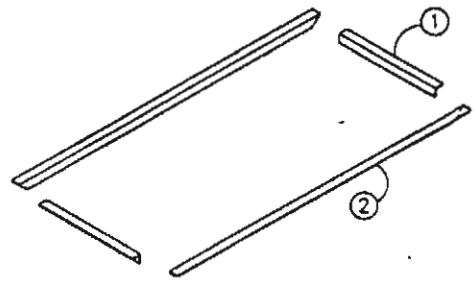
② เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 1

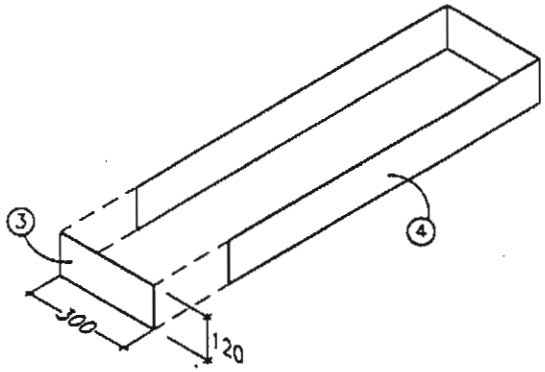
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	แผ่นคลี่ ส่วนที่ 4 (ห้องอบ)	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP-06/1	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE	SHEET

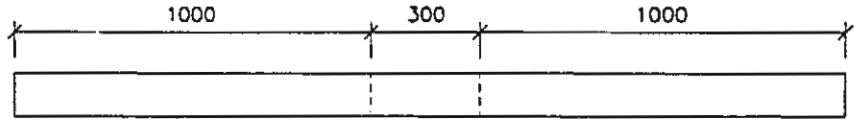




ภาพประกอบ



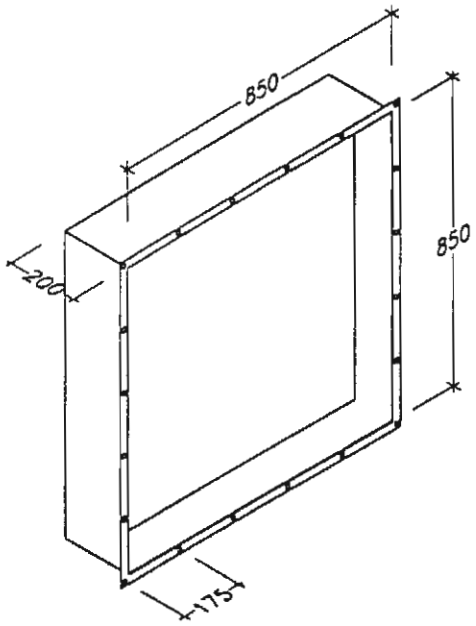


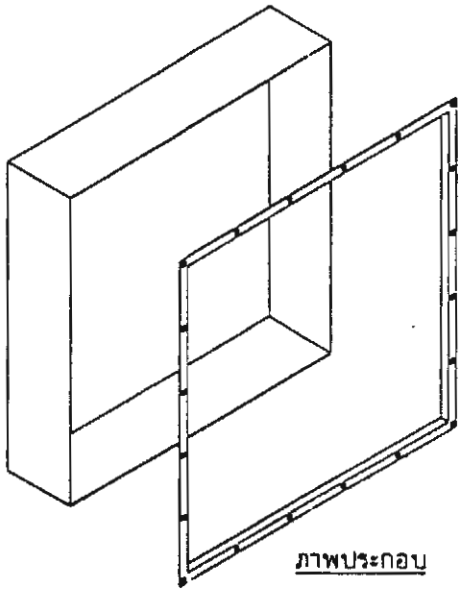


แผ่นคลี่ ④

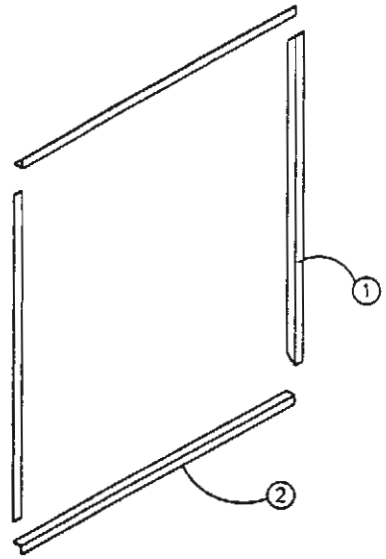
① เหล็กฉาก 3" x 1" หนา 2 mm. จำนวน 4
② เหล็กฉาก 3" x 1" หนา 2 mm. จำนวน 4
③ เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 2
④ เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 2

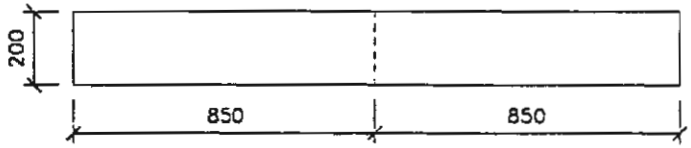
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ข้อต่อหนึ่ง (จำนวน 2)	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–07	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE	SHEET



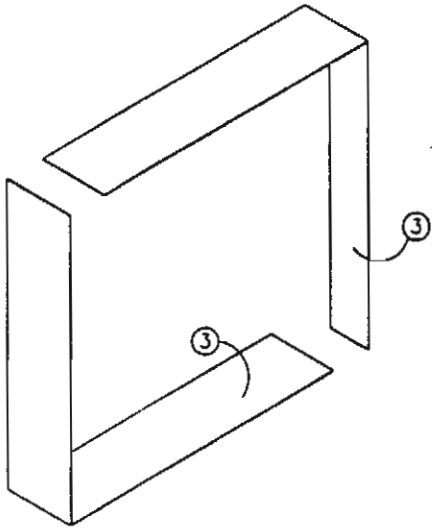


ภาพประกอบ



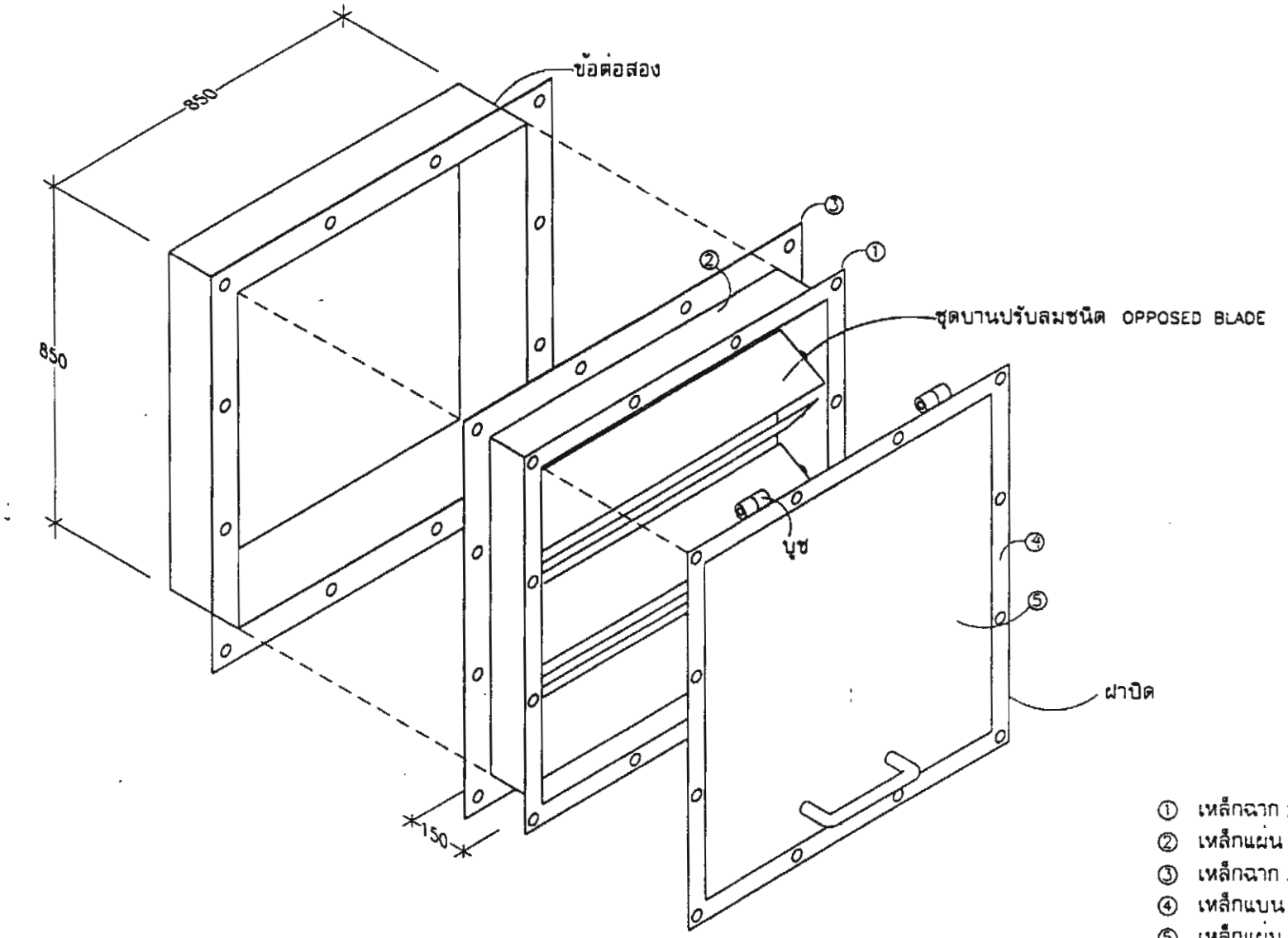


แผ่นคลี่



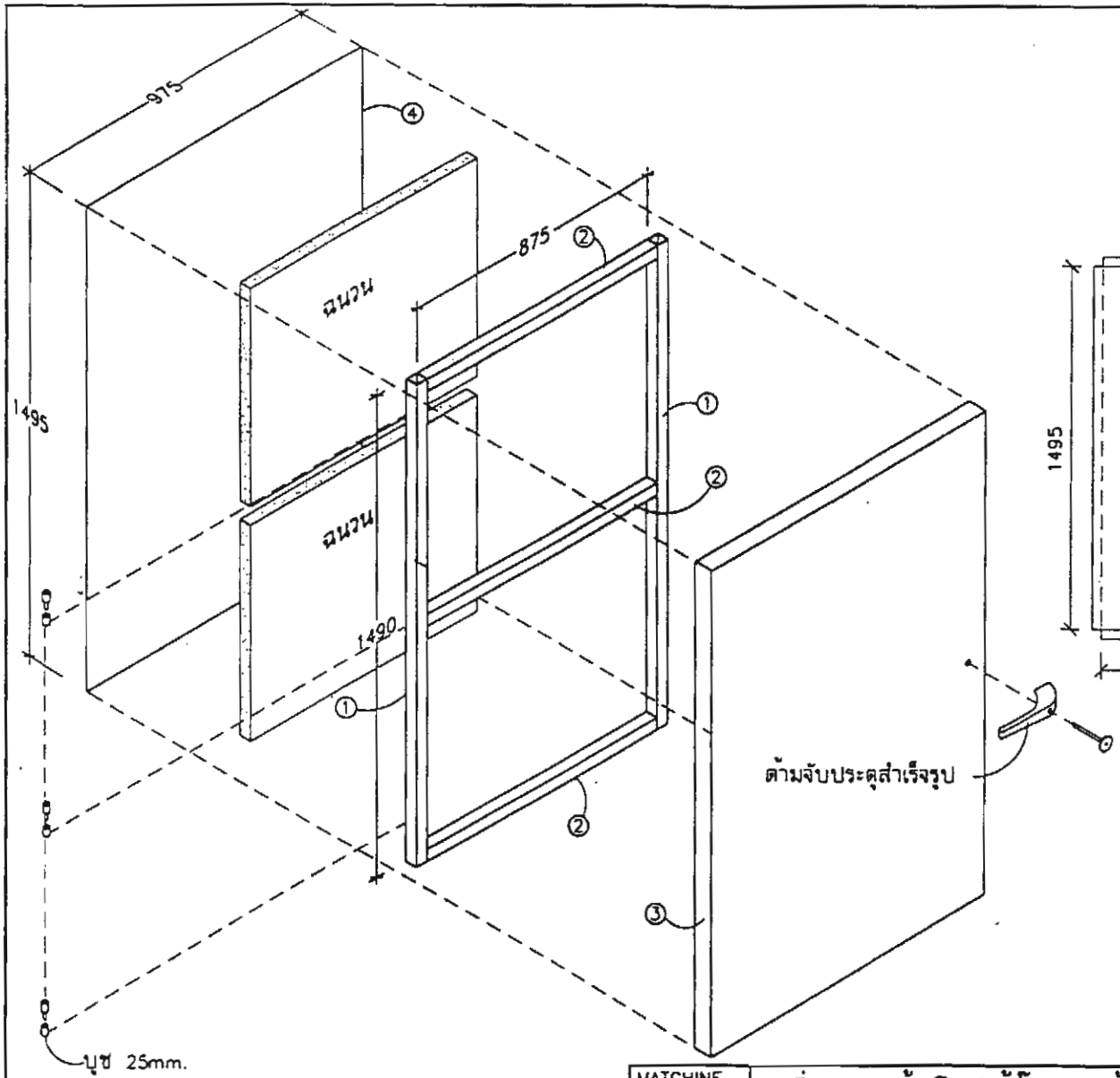
① เหล็กฉาก 3" x 1" หนา 2 mm. จำนวน 2
② เหล็กฉาก 3" x 1" หนา 2 mm. จำนวน 1
③ เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 2

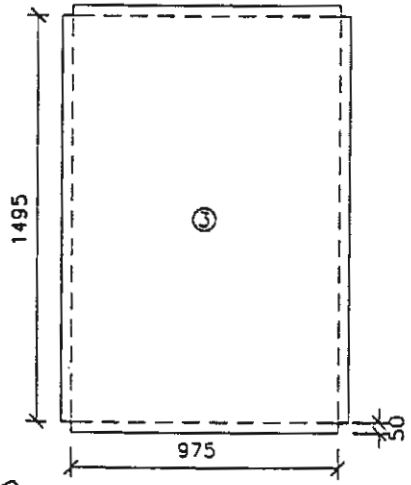
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ข้อต่อสอง	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–08	No.
DESIGNED:	ฐานิดย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE	SHEET

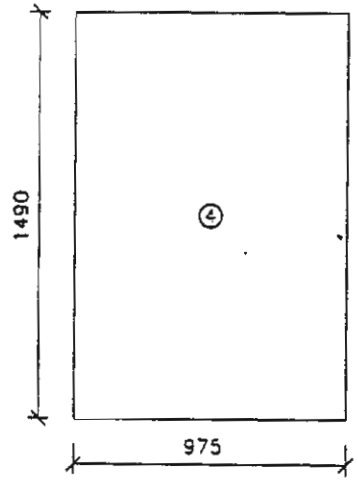


① เหล็กฉาก 2" x 2" หนา 3 mm.
② เหล็กแผน หนา 2 mm.
③ เหล็กฉาก 3" x 1" หนา 3 mm.
④ เหล็กแบน 2" หนา 2 mm.
⑤ เหล็กแผน หนา 2 mm.

MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ภาพประกอบ ทางออกลมระบายทิ้ง	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP-08/1	No.
DESIGNED:	ฐานิดย เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:15 SIZE	SHEET

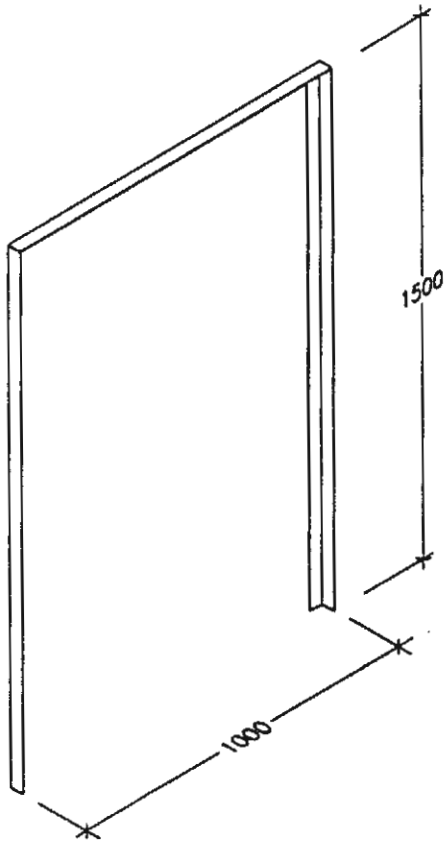


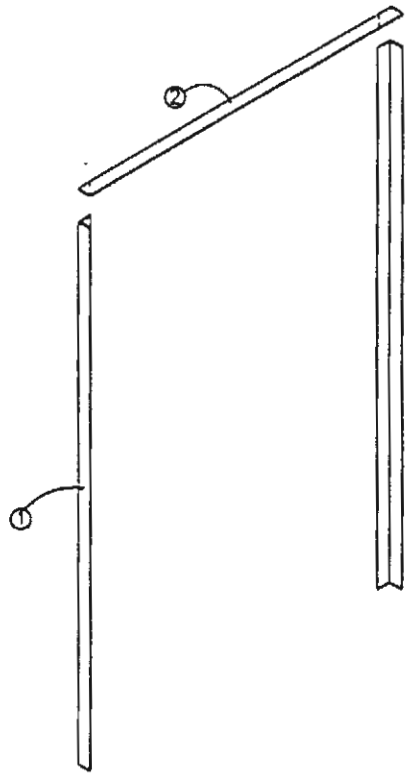




① เหล็กกล่อง 2" x 2" หนา 2 mm. จำนวน 2
② เหล็กกล่อง 2" x 2" หนา 2 mm. จำนวน 3
③ เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 1
④ เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 1

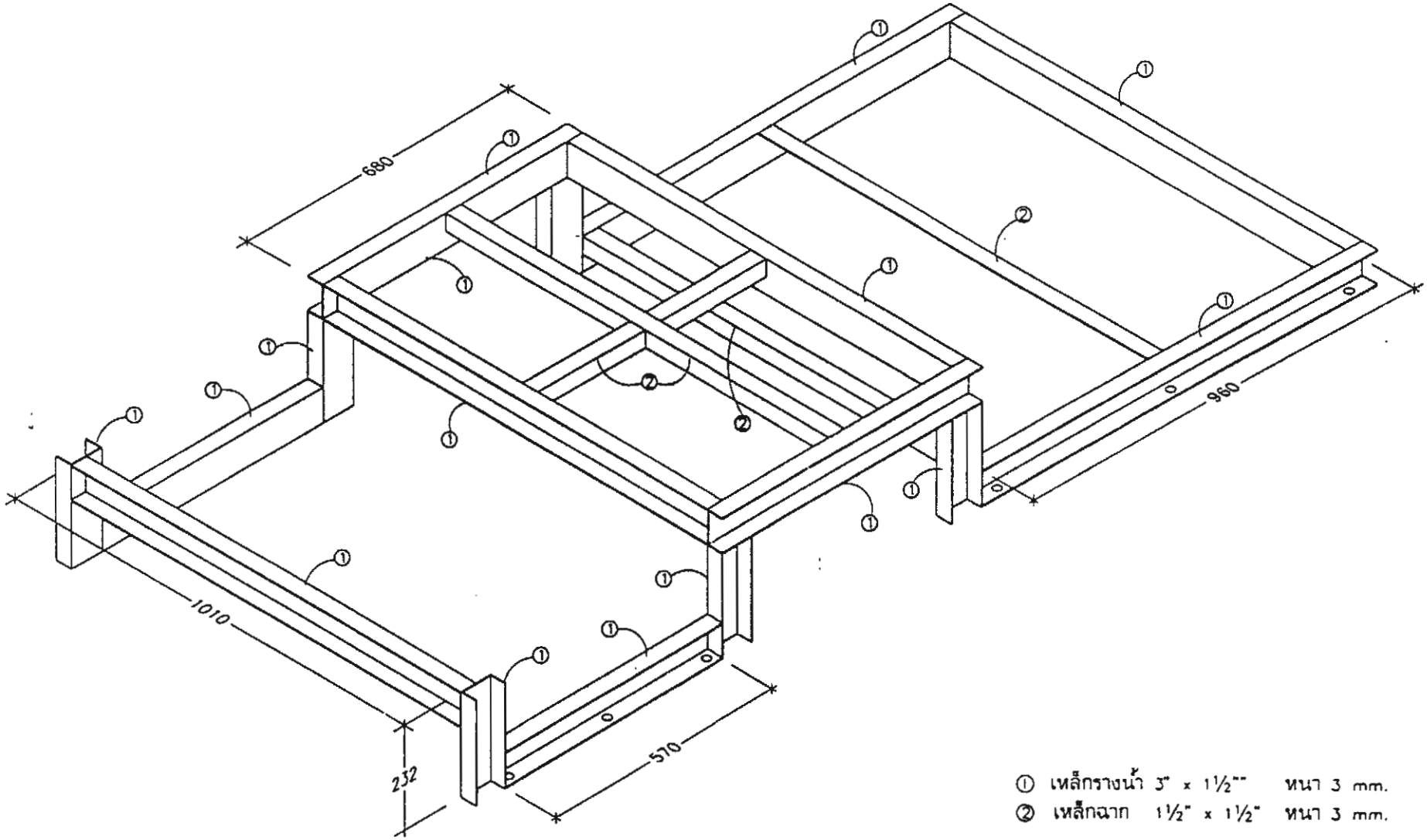
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ประตูห้องอบ (2 ชุด)	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–09	No.
DESIGNED:	ฐานิดย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE	SHEET





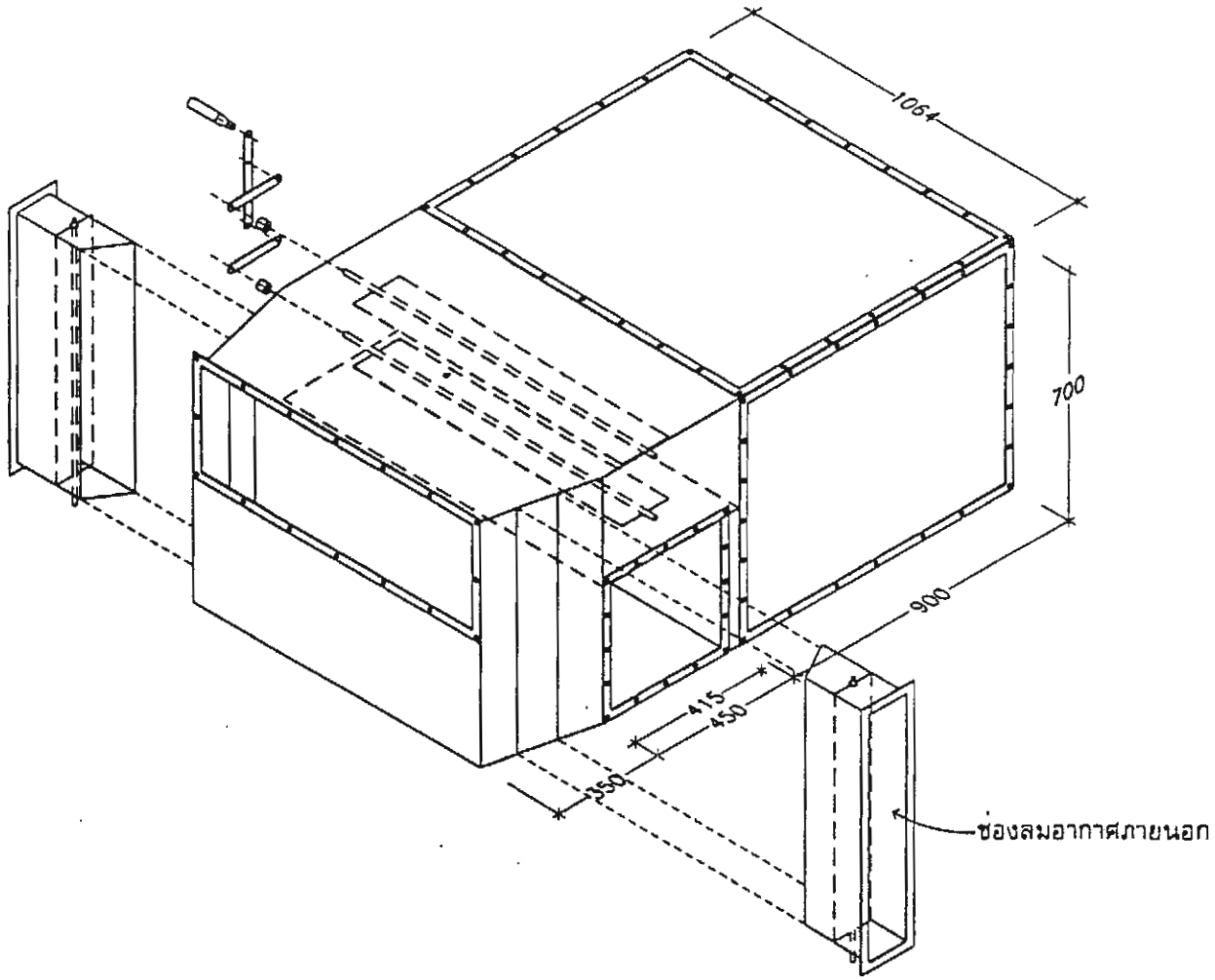
① เหล็กฉาก 2" x 2" หนา 2 mm. จำนวน 4
② เหล็กฉาก 2" x 2" หนา 2 mm. จำนวน 2

MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	กรอบประตู (2 ชุด)	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทวิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP-09/1	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE SIZE 1:20	SHEET

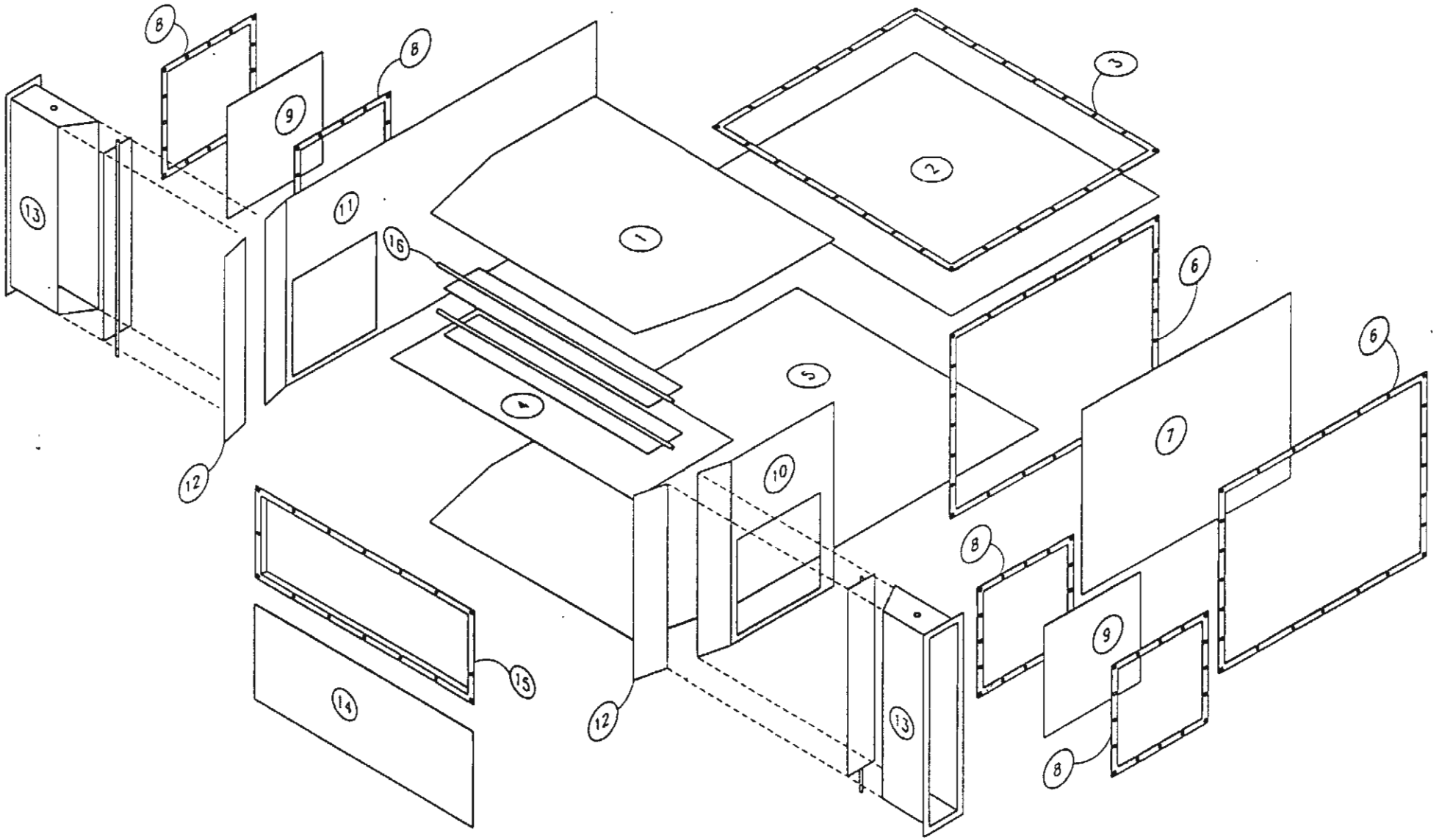


① เหล็กรางน้ำ 3" x 1½"" หนา 3 mm.
② เหล็กฉาก 1½" x 1½" หนา 3 mm.

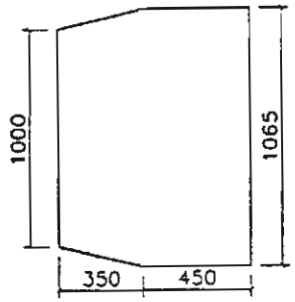
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ฐานโครงชุดปั๊มความร้อน	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล แสศรัทธา		DWG.No.: HDP–10	No.
DESIGNED:	ฐานิดย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:12.5 SIZE	SHEET



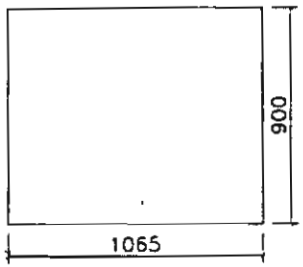
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	กล่องติดตั้งอีวาโปเรเตอร์,คอนเดนเซอร์ภายใน และ พัดลม	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–11	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE	SHEET



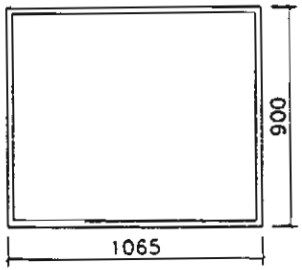
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ภาพประกอบ ของ DWG.No. HDP-11/1	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรีทรา		DWG.No.: HDP-11/1	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE	SHEET



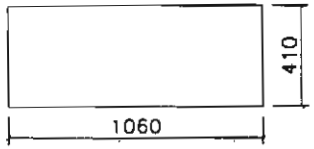
① เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm.



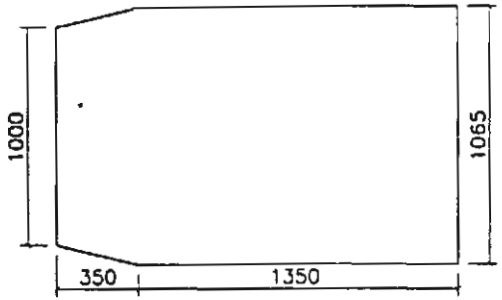
② เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm.



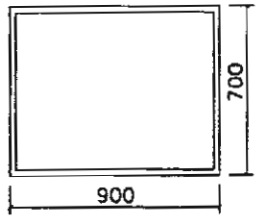
③ เหล็กแบน 1" หนา 2 mm.



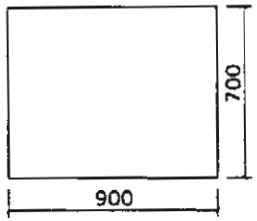
④ เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm.



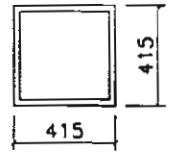
⑤ เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm.



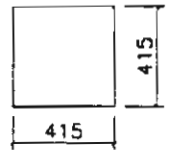
⑥ เหล็กแบน 1" หนา 2 mm.



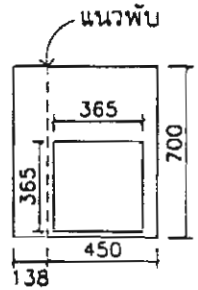
⑦ เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm.



⑧ เหล็กแบน 1" หนา 2 mm.

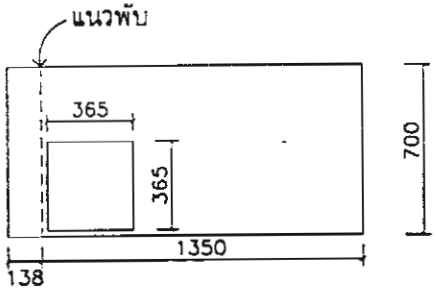


⑨ เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm.

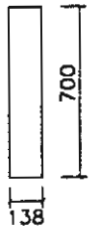


⑩ เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm.

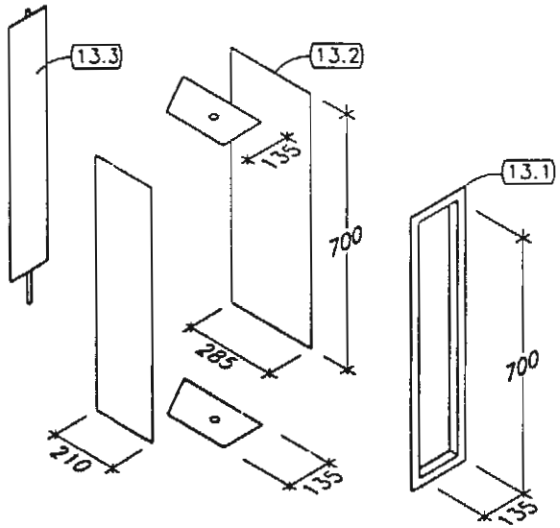
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	รายการวัสดุ ของ DWG.No. HDP-11/1	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรีทวา		DWG.No.: HDP-11/2	No.
DESIGNED:	ฐานิดย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE NTS / SIZE	SHEET



(11) เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm.



(12) เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm.

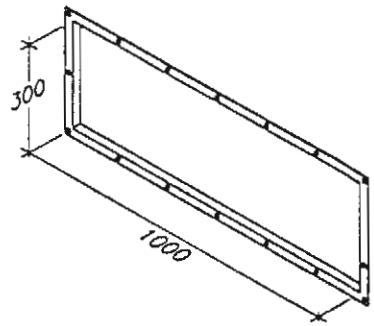


(13) ช่องลมอากาศภายนอก

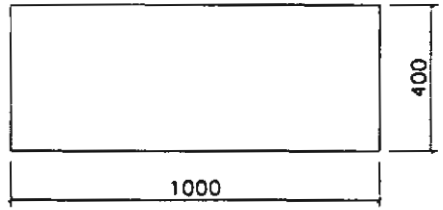
13.1 เหล็กฉาก 3" x 1" หนา 1.5 mm.

13.2 เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm.

13.3 บานปรับลม



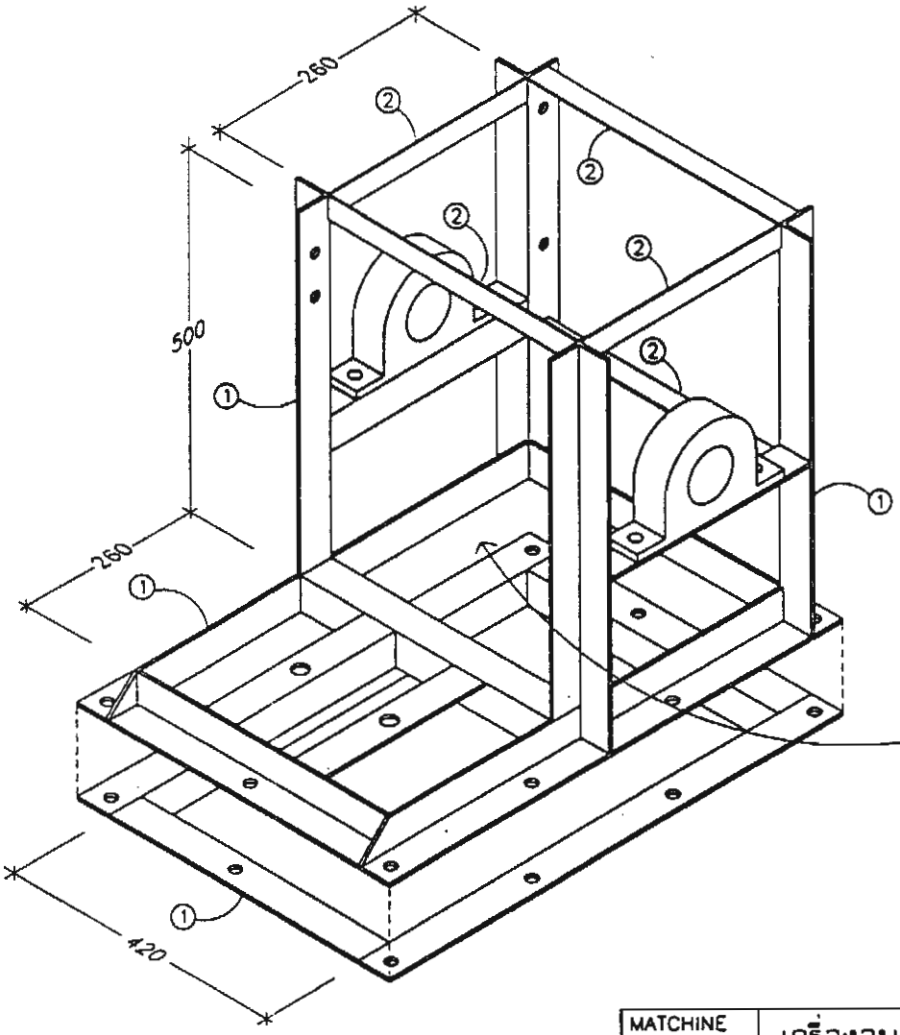
(14) เหล็กฉาก 3" x 1" หนา 2 mm.

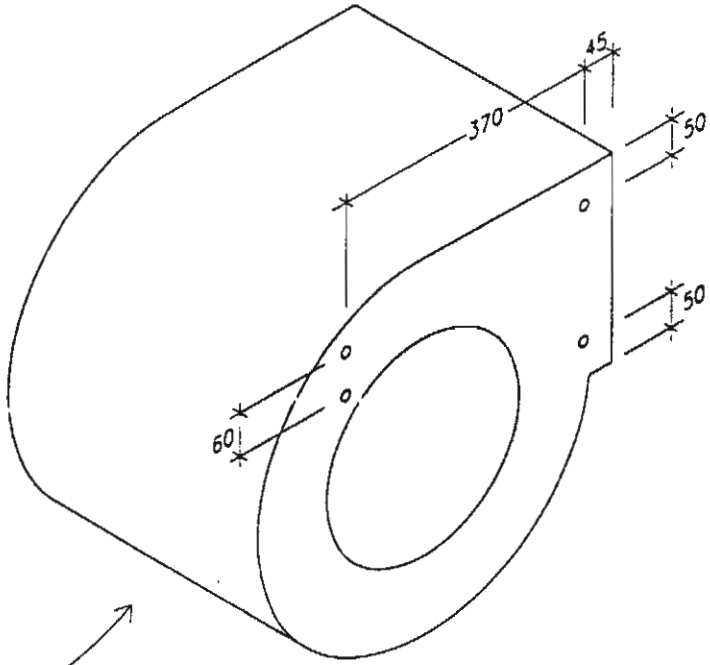


(15) เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm.

(16) บานปรับลม

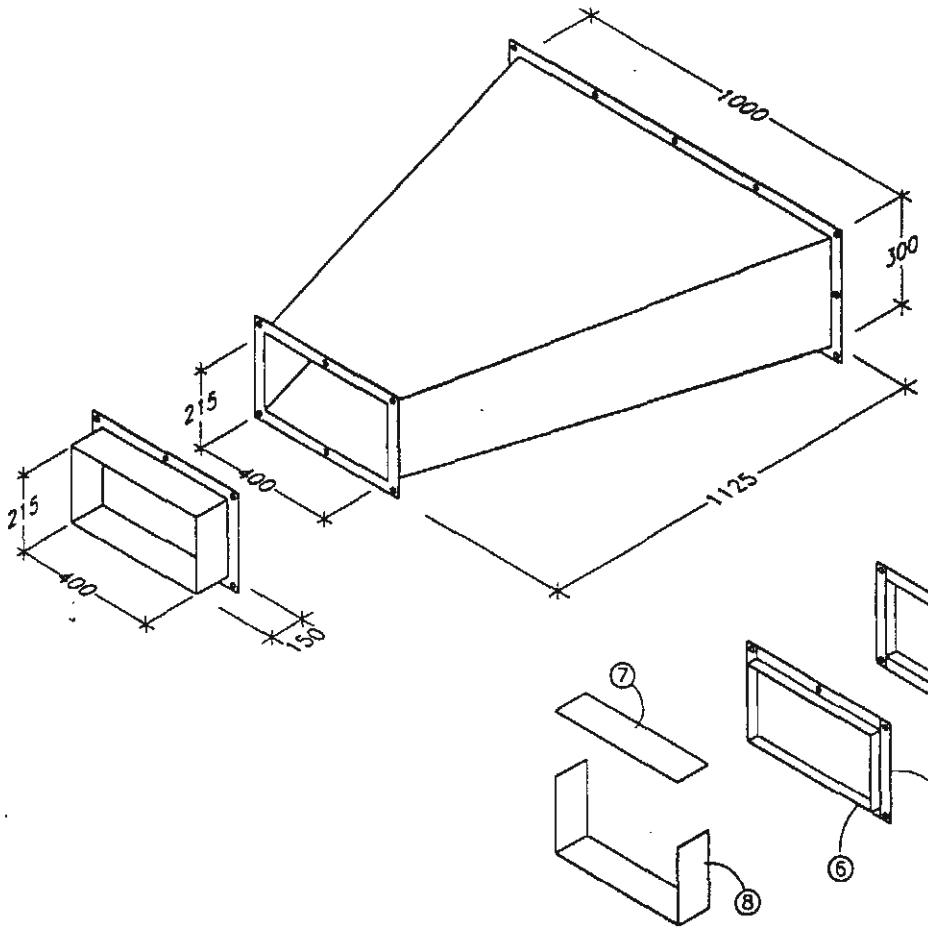
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	รายการวัสดุ ของ DWG.No. HDP-11/1	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	ลิทวิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP-11/3	No.
DESIGNED:	ฐานิศย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE NTS / SIZE	SHEET

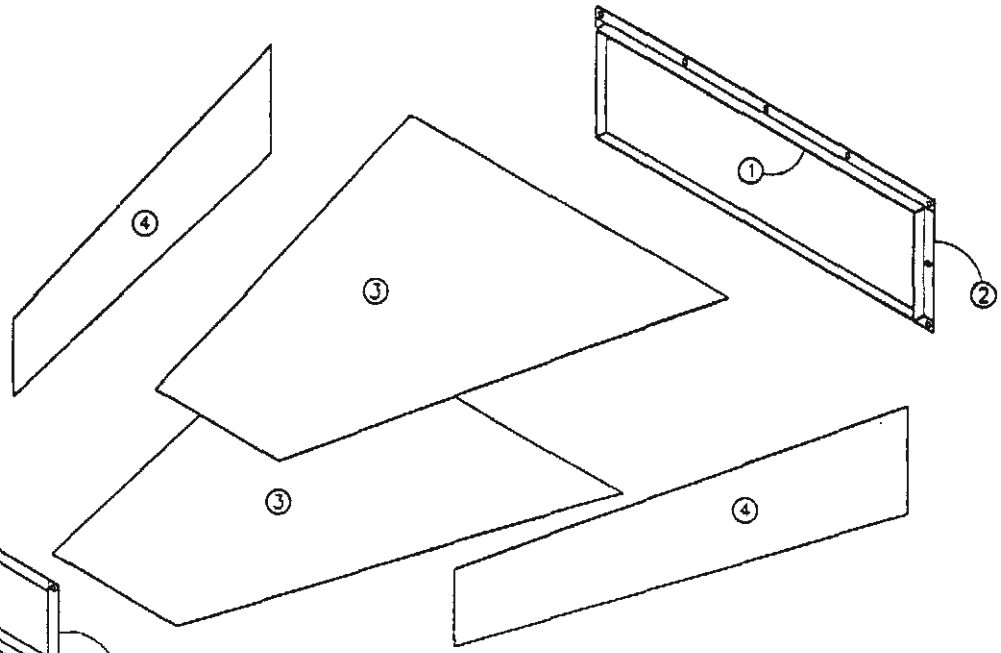




① เหล็กฉาก 2" x 2" หนา 3 mm.
② เหล็กแบน 1¼" หนา 3 mm.

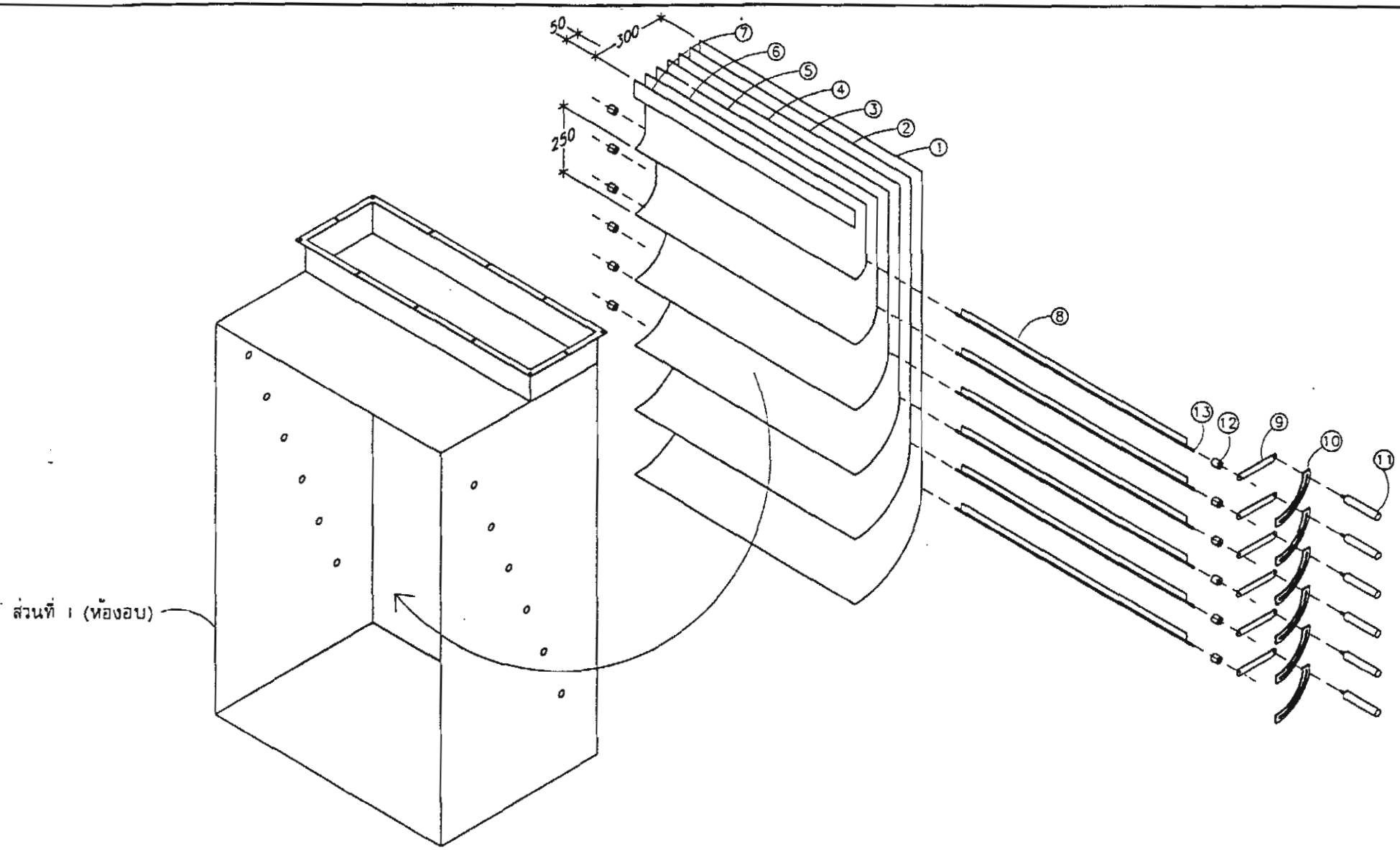
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ฐานพัดลม	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทวิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–12	No.
DESIGNED:	ฐานิตย เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:10 SIZE	SHEET



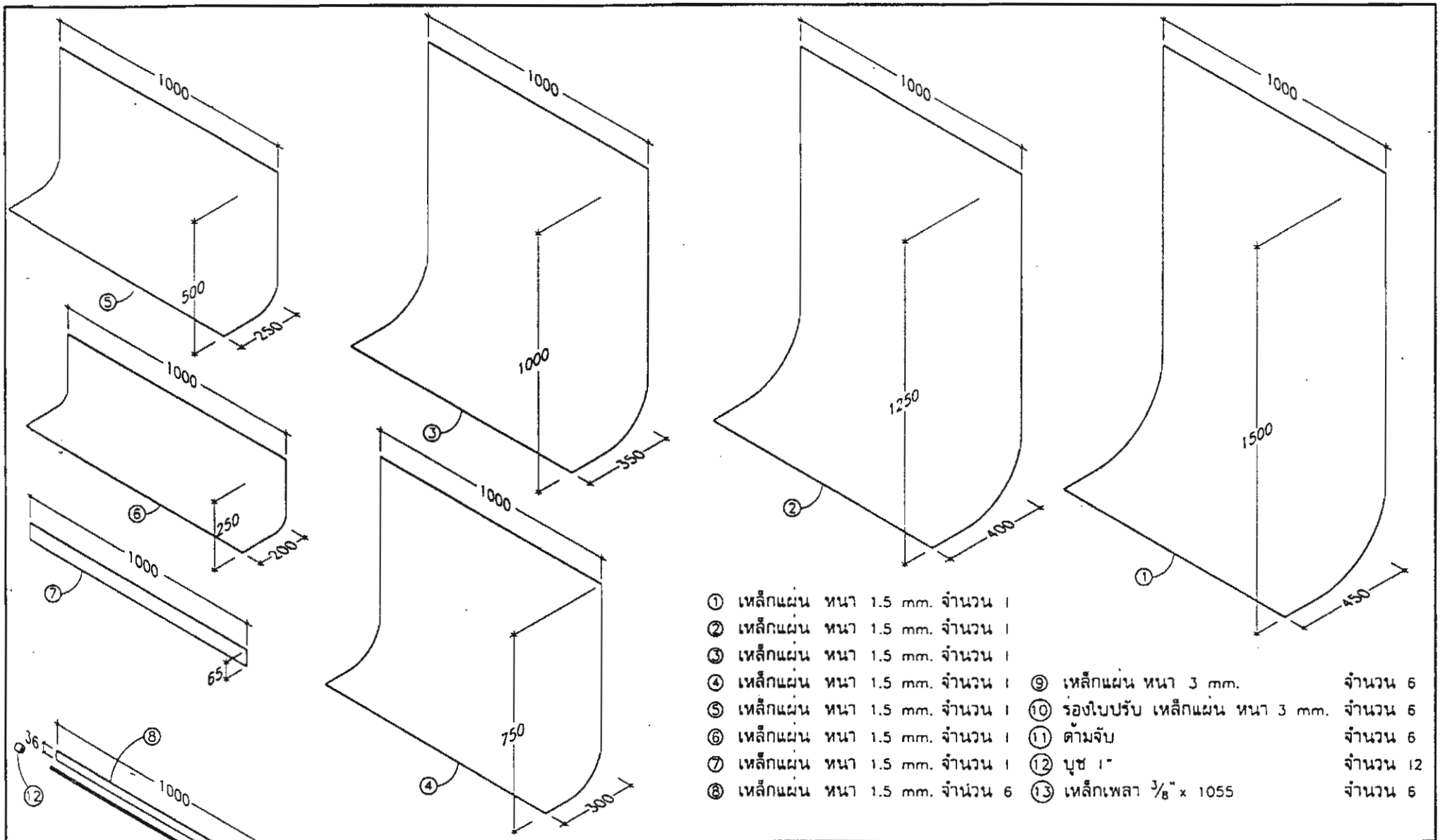


① เหล็กฉาก 3" x 1" หนา 2 mm. จำนวน 2
② เหล็กฉาก 3" x 1" หนา 2 mm. จำนวน 2
③ เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 2
④ เหล็กแผ่น หนา 2 mm. จำนวน 2
⑤ เหล็กฉาก 3" x 1" หนา 2 mm. จำนวน 4
⑥ เหล็กฉาก 3" x 1" หนา 2 mm. จำนวน 4
⑦ เหล็กแผ่น หนา 2 mm.
⑧ เหล็กแผ่น หนา 2 mm.

MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ท่อขยายทางออกพัดลม	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP−12/1	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE	SHEET

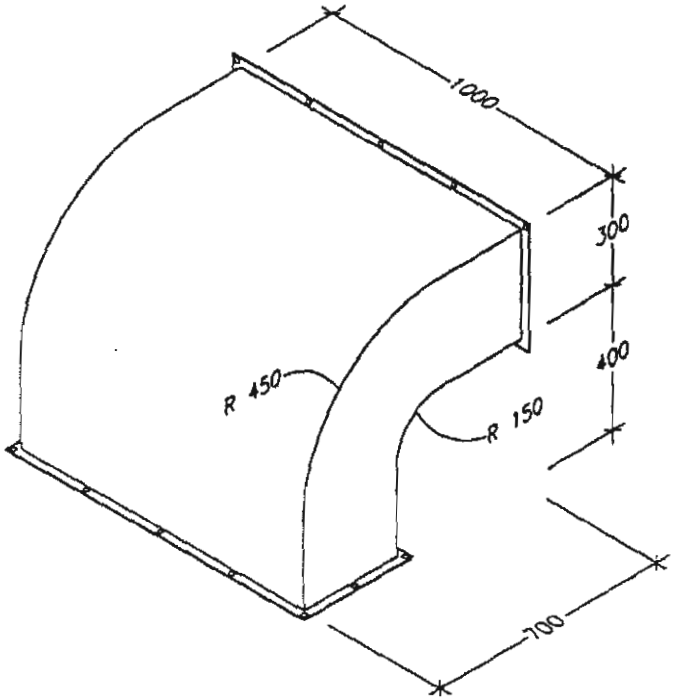


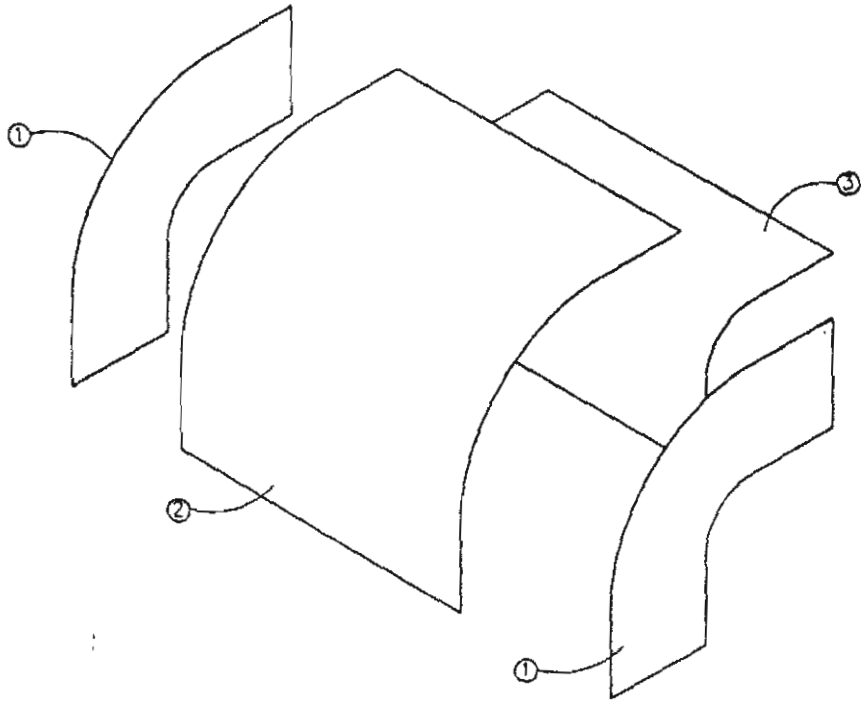
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ใบกระจายลม และ ใบปรับลม	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP-13	No.
DESIGNED:	ฐานันดย เมธียานนท์			
APPROVED:	ผ.ศร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE / SIZE NTS	SHEET



① เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm. จำนวน 1
② เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm. จำนวน 1
③ เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm. จำนวน 1
④ เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm. จำนวน 1
⑤ เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm. จำนวน 1
⑥ เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm. จำนวน 1
⑦ เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm. จำนวน 1
⑧ เหล็กแผ่น หนา 1.5 mm. จำนวน 6
⑨ เหล็กแผ่น หนา 3 mm. จำนวน 6
⑩ รองใบปรับ เหล็กแผ่น หนา 3 mm. จำนวน 6
⑪ ด้ามจับ จำนวน 6
⑫ บูช 1" จำนวน 12
⑬ เหล็กเพลา 3/8" x 1055 จำนวน 6

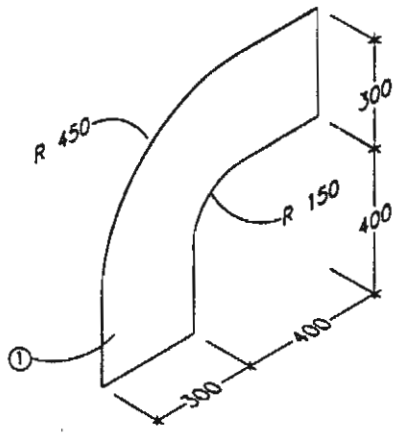
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ใบปรับกระจายลม และ ใบปรับลม	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP-13/1	No.
DESIGNED:	ฐานิดย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE	SHEET

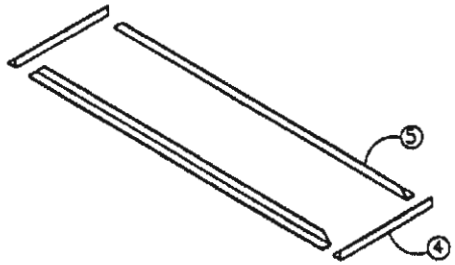


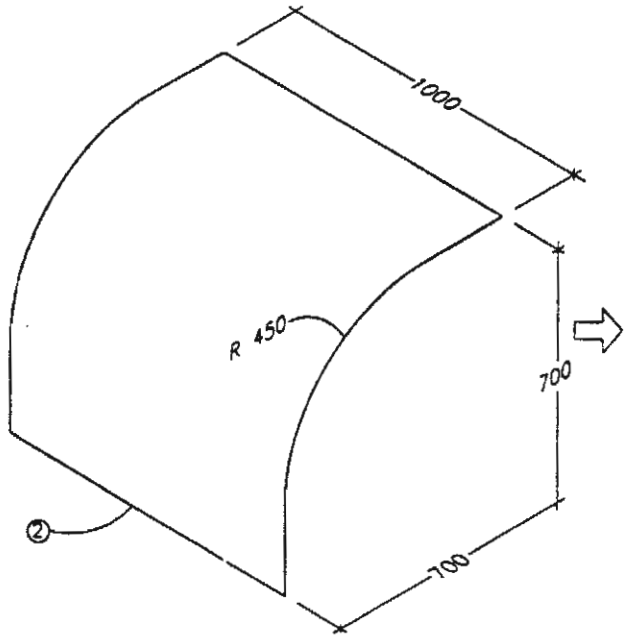


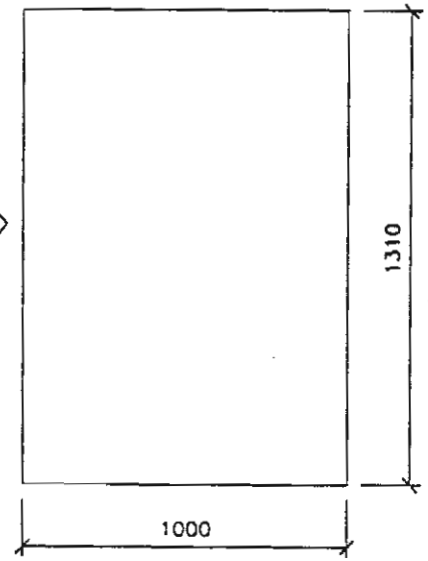
ภาพประกอบ

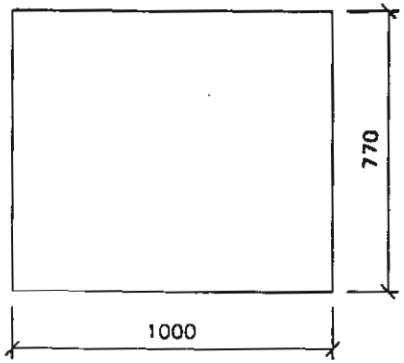
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ท่อโค้งส่งลม (2 ชุด)	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP−14	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:20 SIZE	SHEET

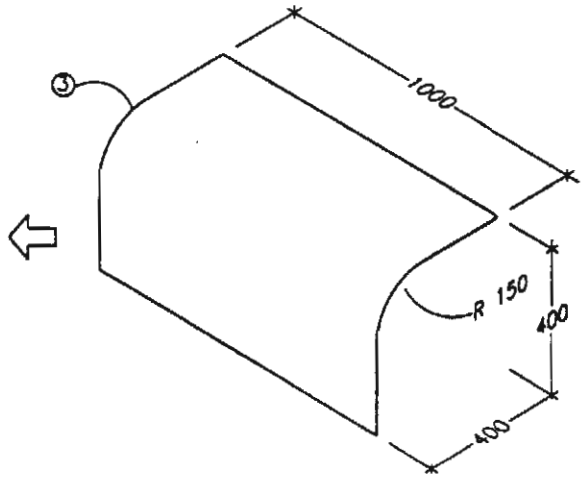






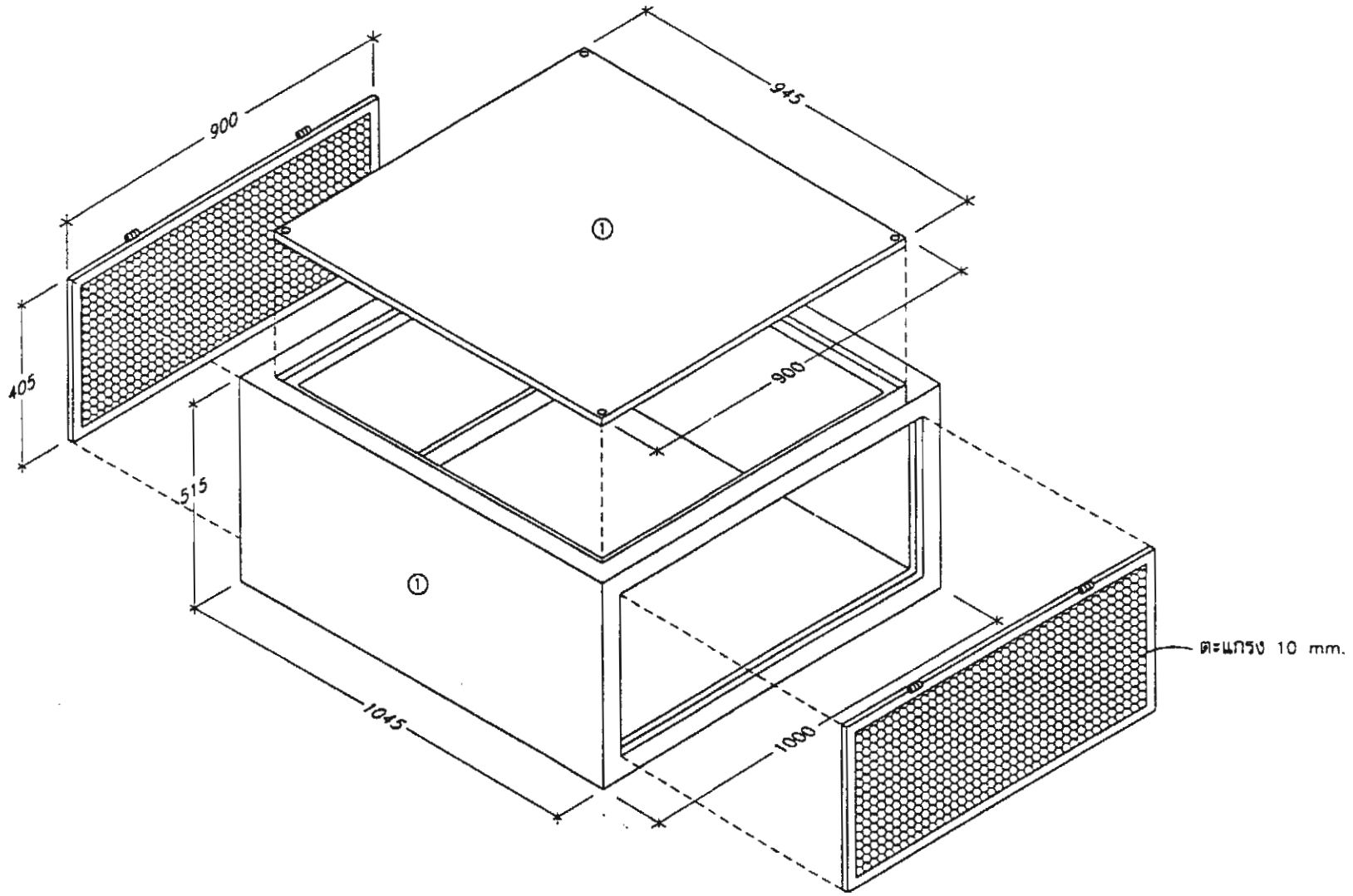






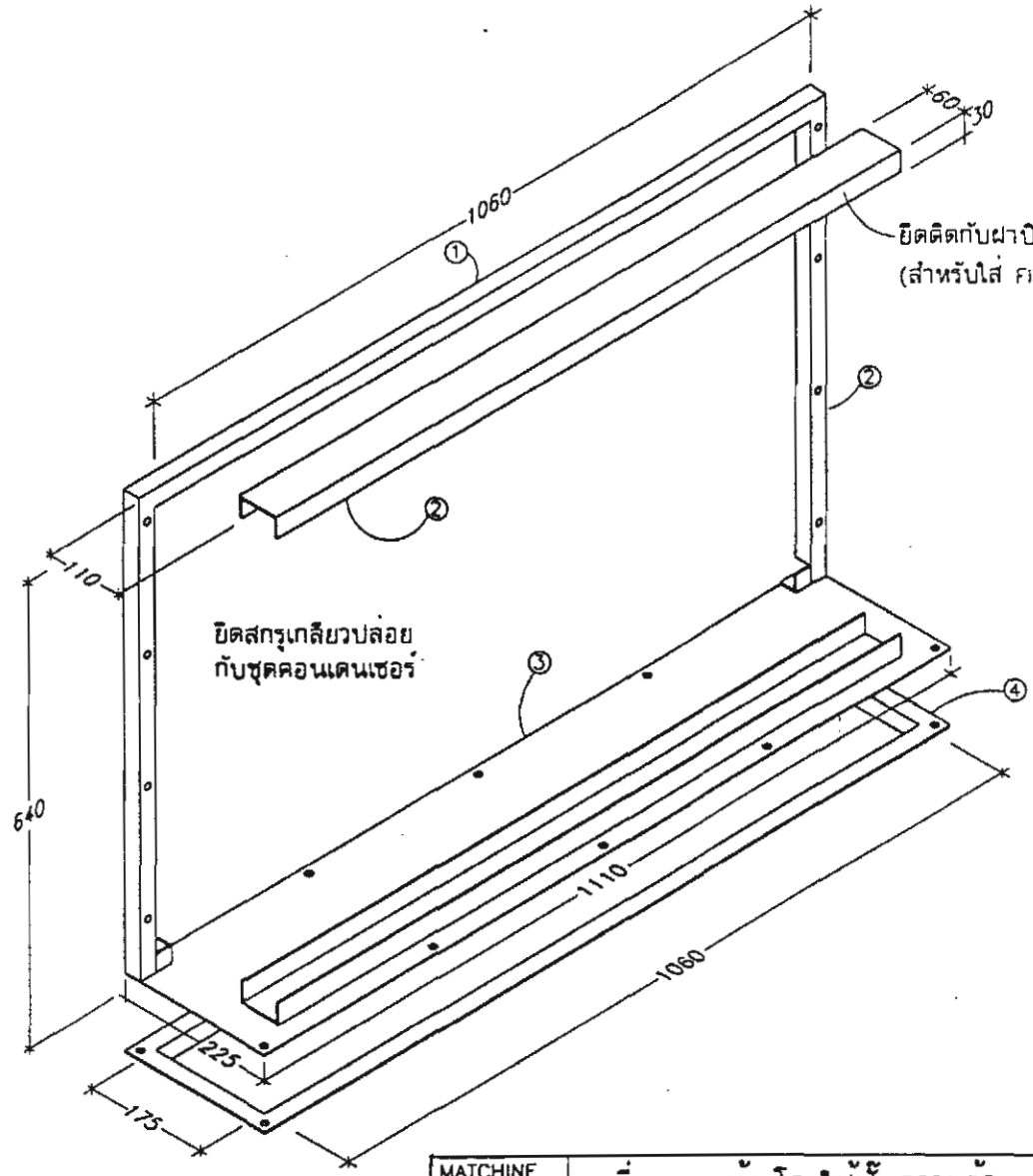
① เหล็กแผ่น หนา 2 mm.
② เหล็กแผ่น หนา 2 mm.
③ เหล็กแผ่น หนา 2 mm.
④ เหล็กฉาก 3" x 1" หนา 2 mm. จำนวน 4
⑤ เหล็กฉาก 3" x 1" หนา 2 mm. จำนวน 4

MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ส่วนประกอบของ ท่อโค้งส่งลม (2 ชุด)	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลสร้างา		DWG.No.: HDP-14/1	No.
DESIGNED:	ฐานิดย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE SIZE 1:20	SHEET



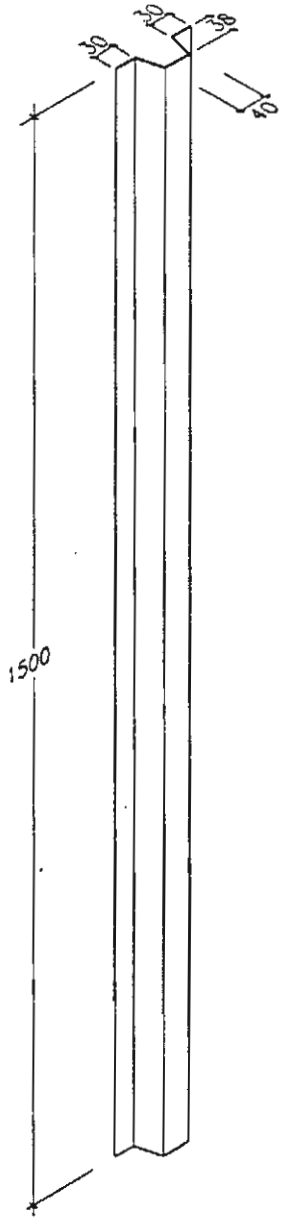
① เหล็กแผ่นหนา 1.5 mm.

MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	กล่องติดตั้งชุด คอมเพรสเซอร์, คอนเดนเซอร์ และ พัดลมชุดนอก	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทวิพล ผลรัทงา		DWG.No.: HDP–15	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:15 / SIZE	SHEET

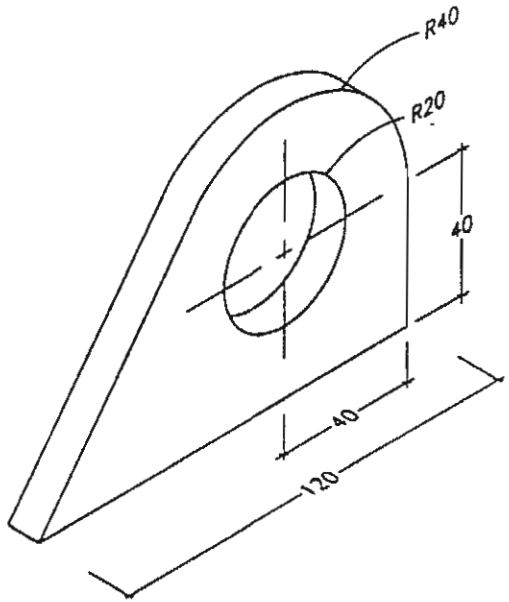


① เหล็กฉาก 1" x 1" หนา 2 mm.
② เหล็กแผ่น หนา 2 mm.
③ เหล็กแผ่น หนา 2 mm.
④ เหล็กฉาก 1" x 1" หนา 2 mm.

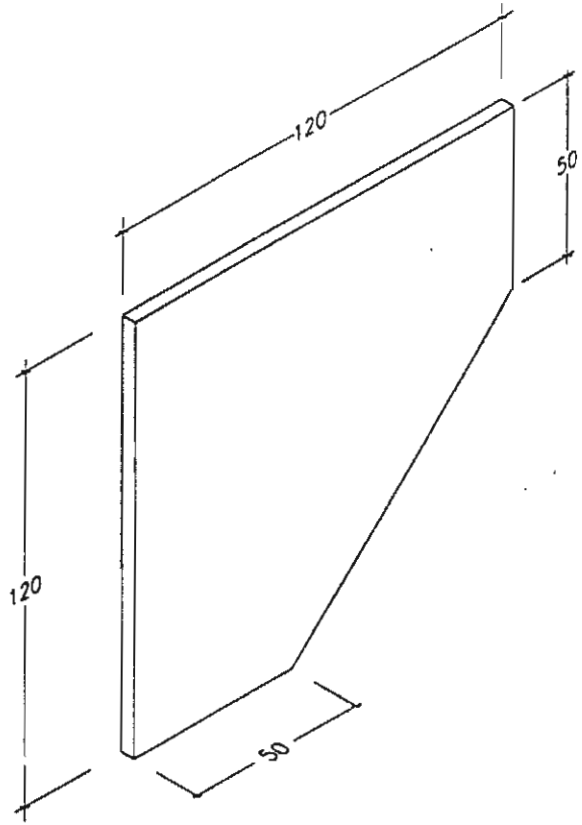
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ชุดติดตั้งคอนเดนเซอร์ใน	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–16	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธิยานนท			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณวณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:10 SIZE	SHEET



1. สัน1.2 เหล็กแผ่นหนา 2 mm.จำนวน 12
SCALE 1:10

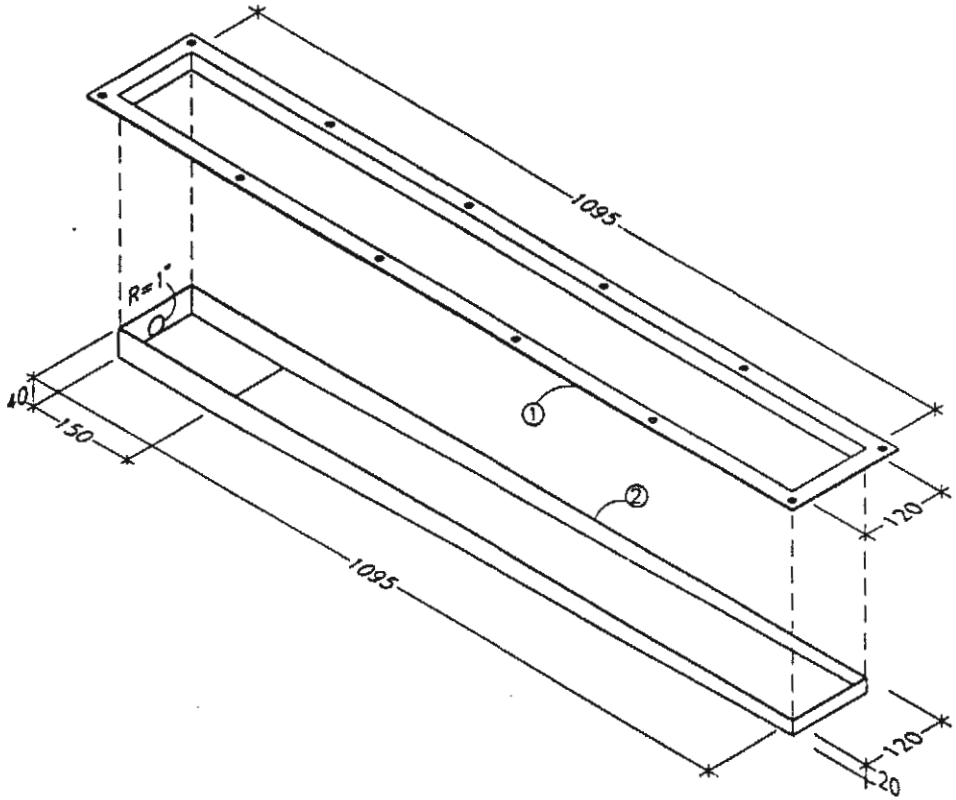


3. หยกเครื่อง เหล็กแผ่นหนา 10 mm.จำนวน 4
SCALE 1:2



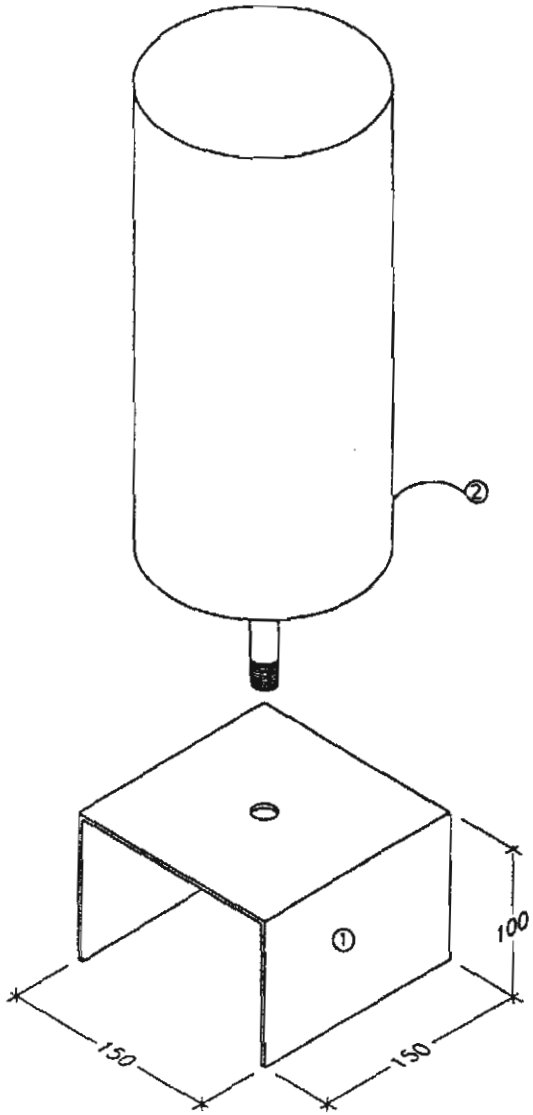
4. หูช้าง เหล็กแผ่นหนา 4 mm.จำนวน 12
SCALE 1:2

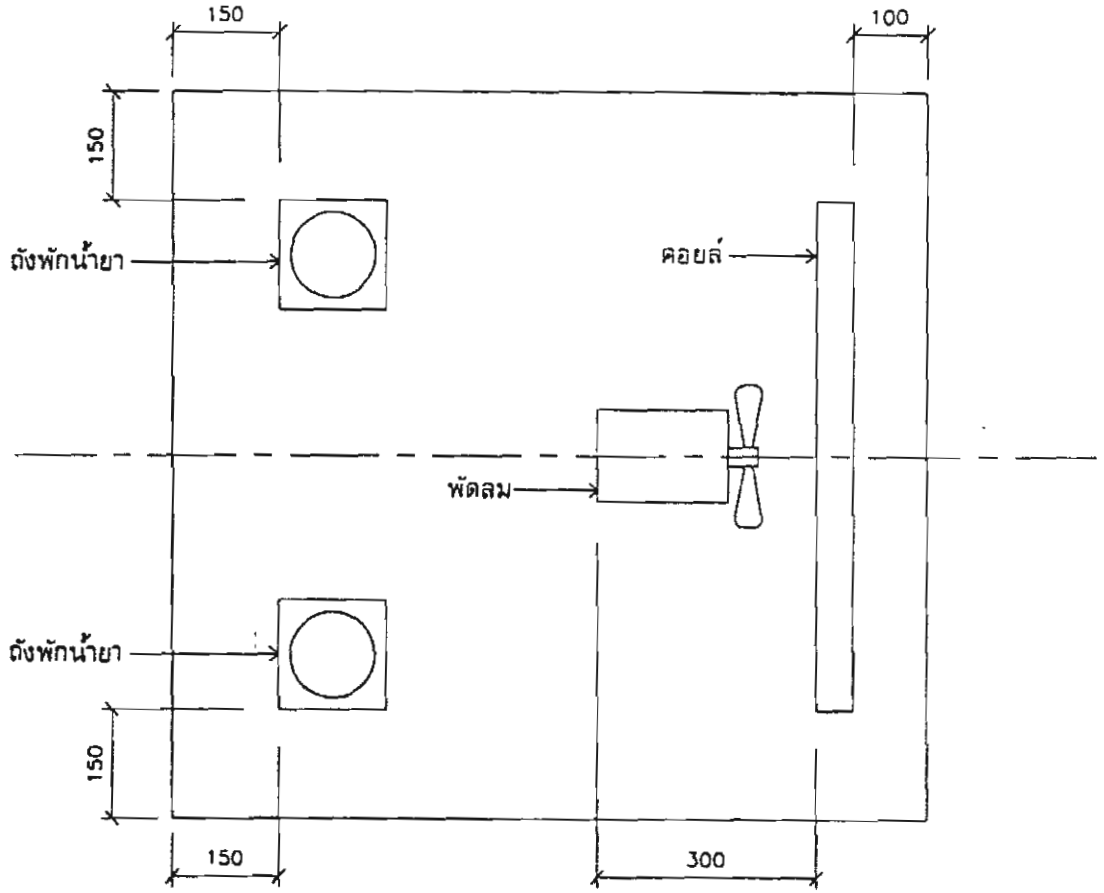
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	สัน1, 2หูยกเครื่องหูช้าง	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–17	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE AS SHOWN / SIZE	SHEET



① เหล็กแผ่น หนา 2 mm.
② เหล็กฉาก 1" x 1" หนา 3 mm.

MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ถาดรองน้ำ	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–18	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เผือยานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:10 SIZE	SHEET

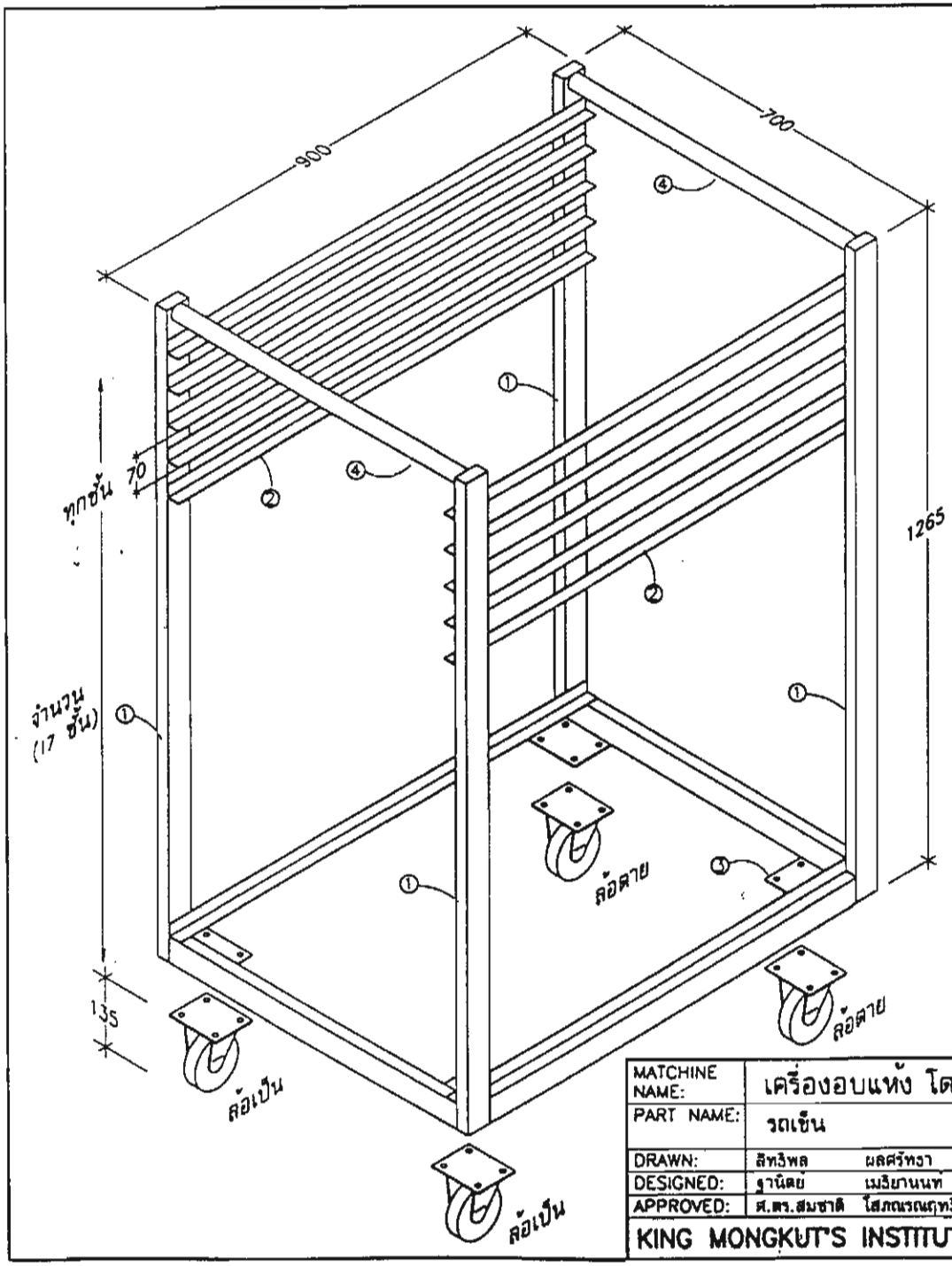




และตำแหน่งติดตั้ง (จากด้านบน)

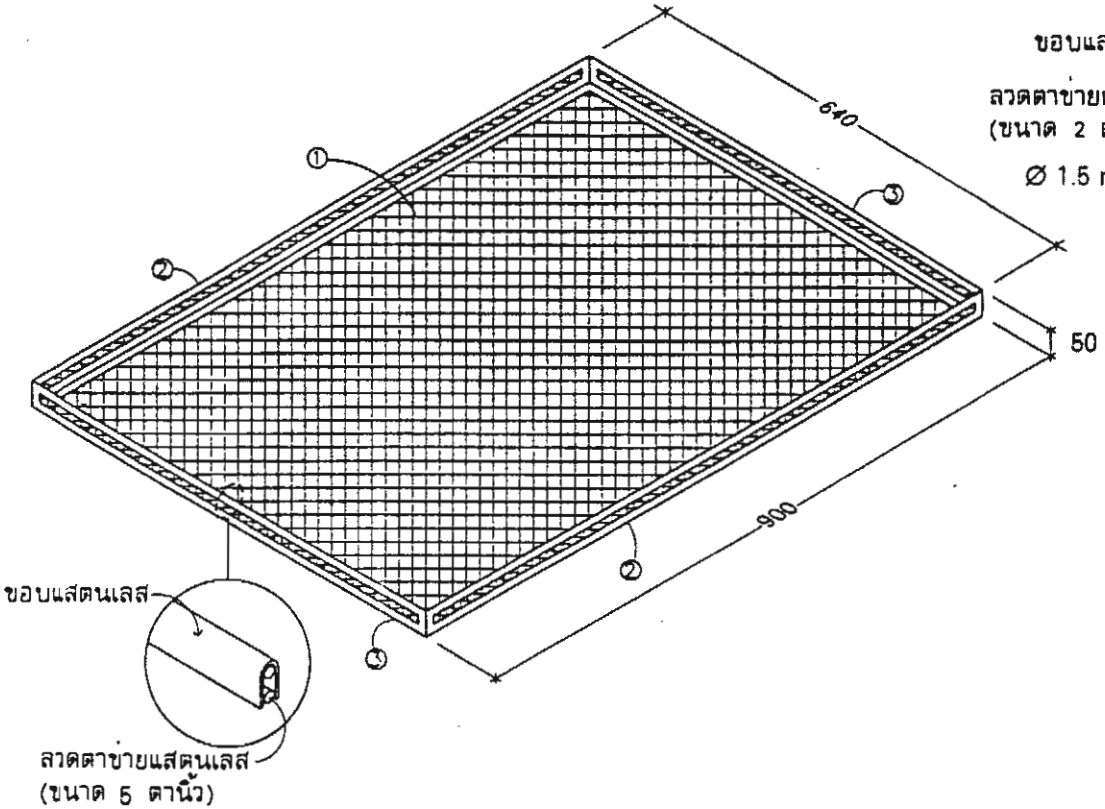
① เหล็กแผ่น หนา 3 mm. จำนวน 2
② ถังพักน้ำยา จำนวน 2

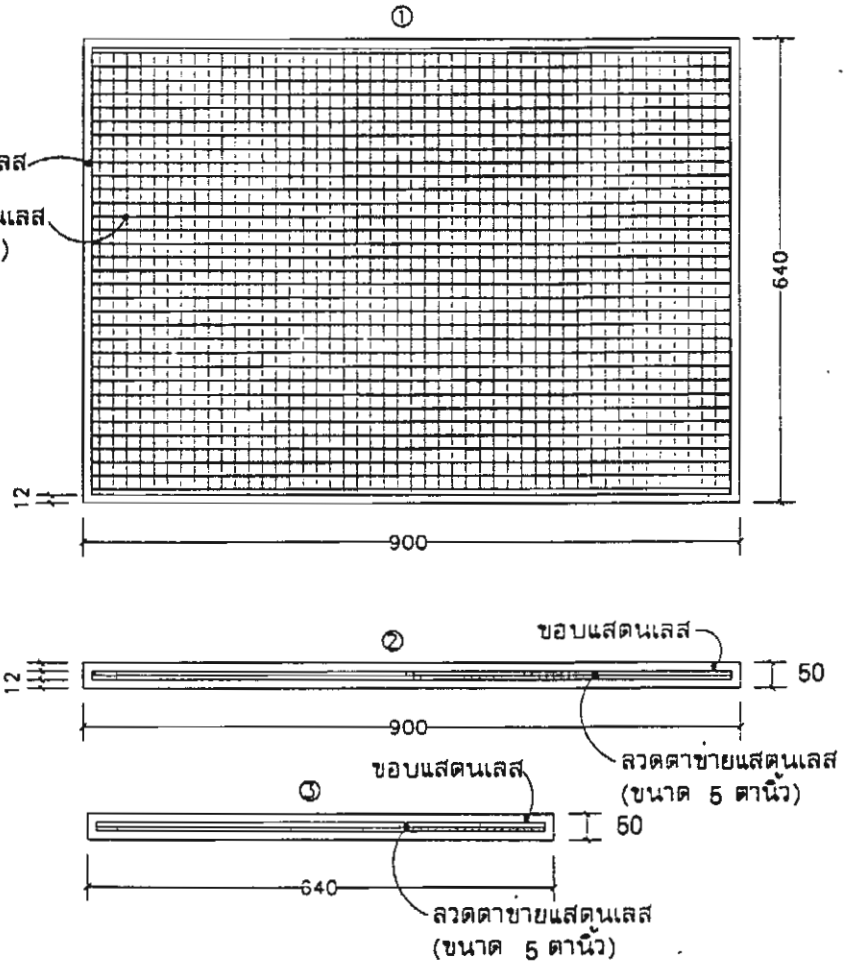
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ถังพักน้ำยา และ ตำแหน่งติดตั้ง	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–19	No.
DESIGNED:	ฐานิดย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE NTS / SIZE	SHEET



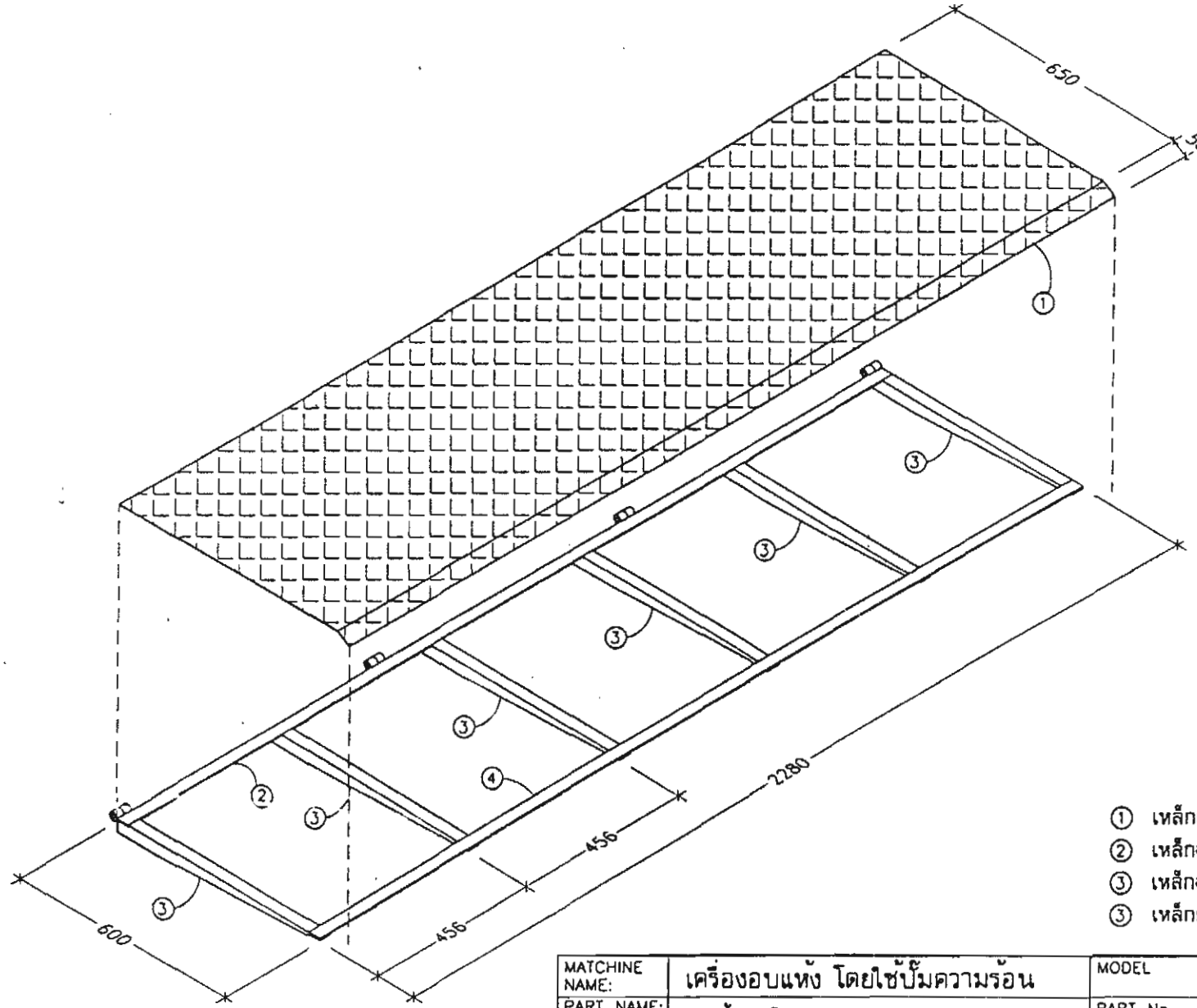
① เหล็กสแตนเลสกล่อง 2" x 1" หนา 2 mm.
② เหล็กสแตนเลสฉาก 1" x 1" หนา 1.5 mm.
③ เหล็กแผ่น หนา 3 mm.
④ เหล็กสแตนเลสกลม ø1⅛"

MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	รถเข็น	PART No.	MATERIAL: FILE:	
DRAWN:	ลิทวิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP-20	No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธิยานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:12.5 SIZE	SHEET



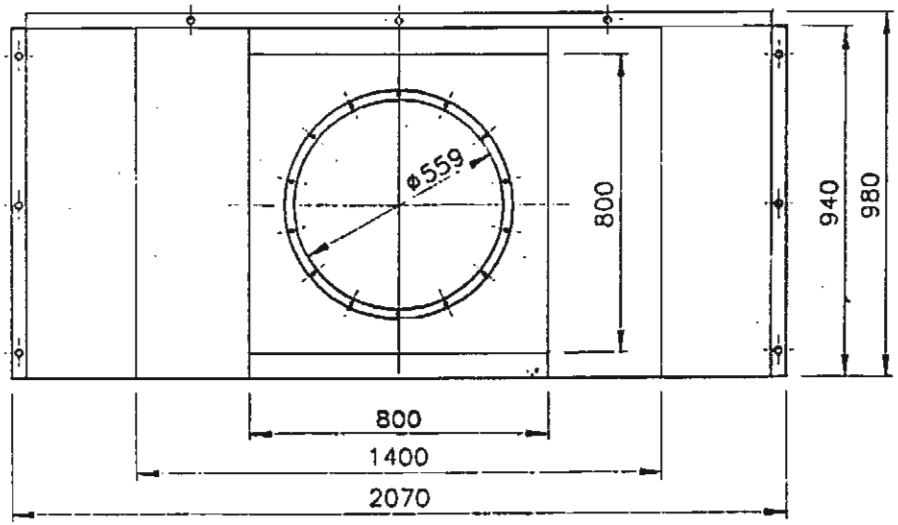


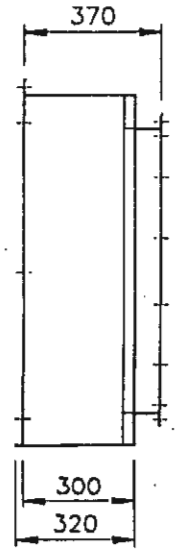
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96
PART NAME:	ถาด	PART No.	MATERIAL:	
			FILE:	
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP–20/1	No.
DESIGNED:	ฐานิดย์ เมธียานนท์			
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์			
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:10 SIZE	SHEET

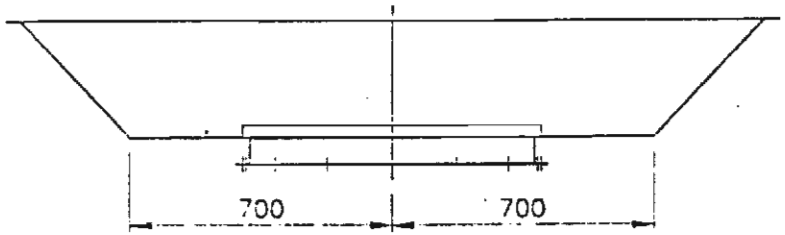


①	เหล็กแผ่นลาย	หนา 2 mm.	จำนวน 1
②	เหล็กฉาก 1¼" x 1¼"	หนา 2 mm.	จำนวน 1
③	เหล็กฉาก 1¼" x 1¼"	หนา 2 mm.	จำนวน 6
③	เหล็กแบน	หนา 2 mm.	จำนวน 1

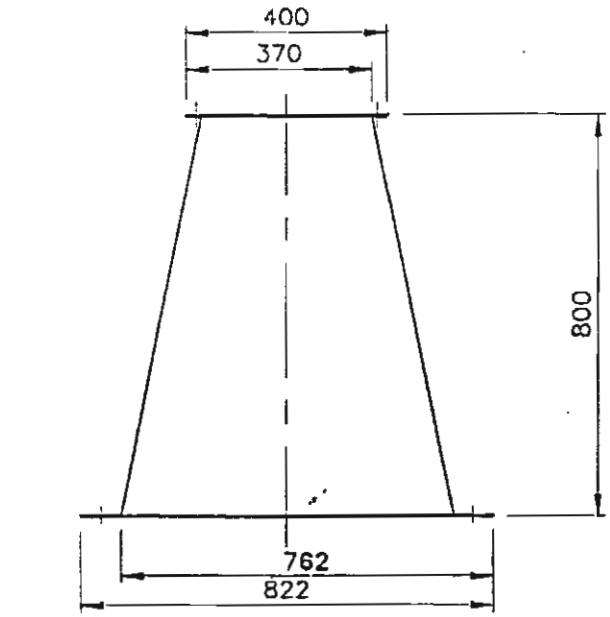
MATCHINE NAME:	เครื่องอบแห้ง โดยใช้ปั๊มความร้อน	MODEL	KEY No.	REVISION: DATE: 16/02/96	
PART NAME:	ทางขึ้นรถเข็น	PART No.	MATERIAL: FILE:		
DRAWN:	สิทธิพล ผลศรัทธา		DWG.No.: HDP—21		No.
DESIGNED:	ฐานิตย์ เมธียานนท์				
APPROVED:	ศ.ดร.สมชาติ โสภณรณฤทธิ์				
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY THONBURI			SCALE 1:15	SIZE	SHEET

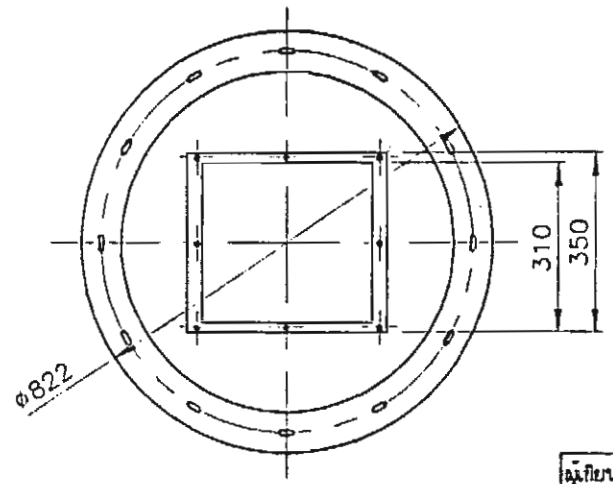




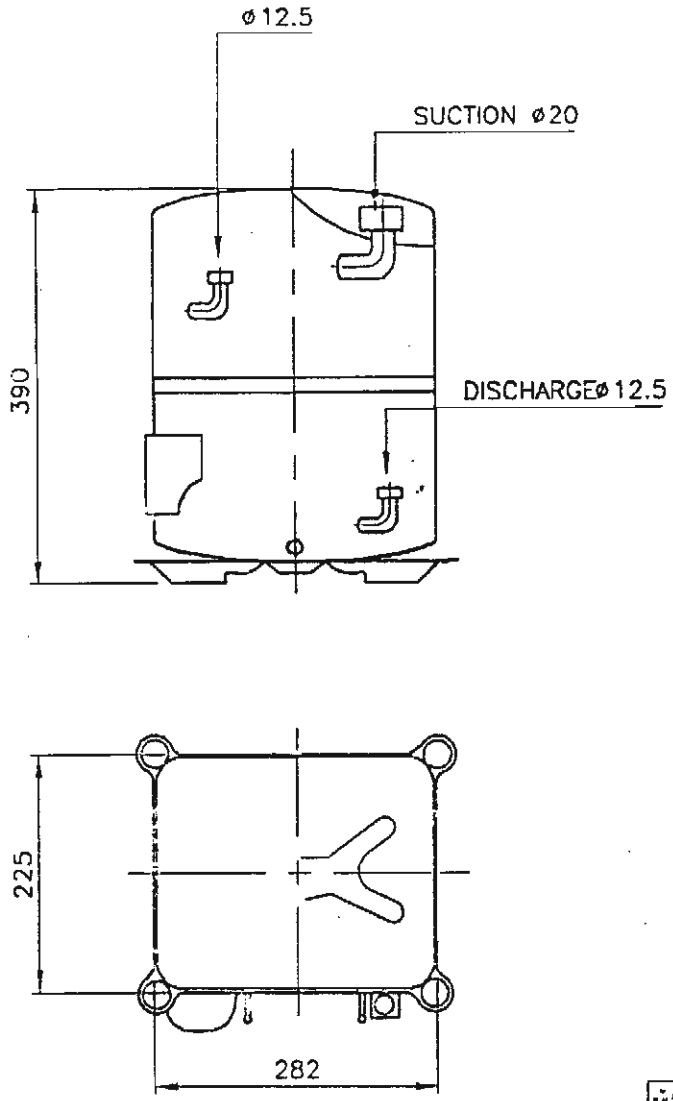


ผู้เขียน		สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ผู้ออกแบบ	นาย ธานินทร์ การภักดี	
ผู้ตรวจแบบ		
มาตราส่วน 1:20	ชื่อชิ้นงาน ฝาปิดด้านลมร้อนออก	หมายเลขแบบ HPD-07

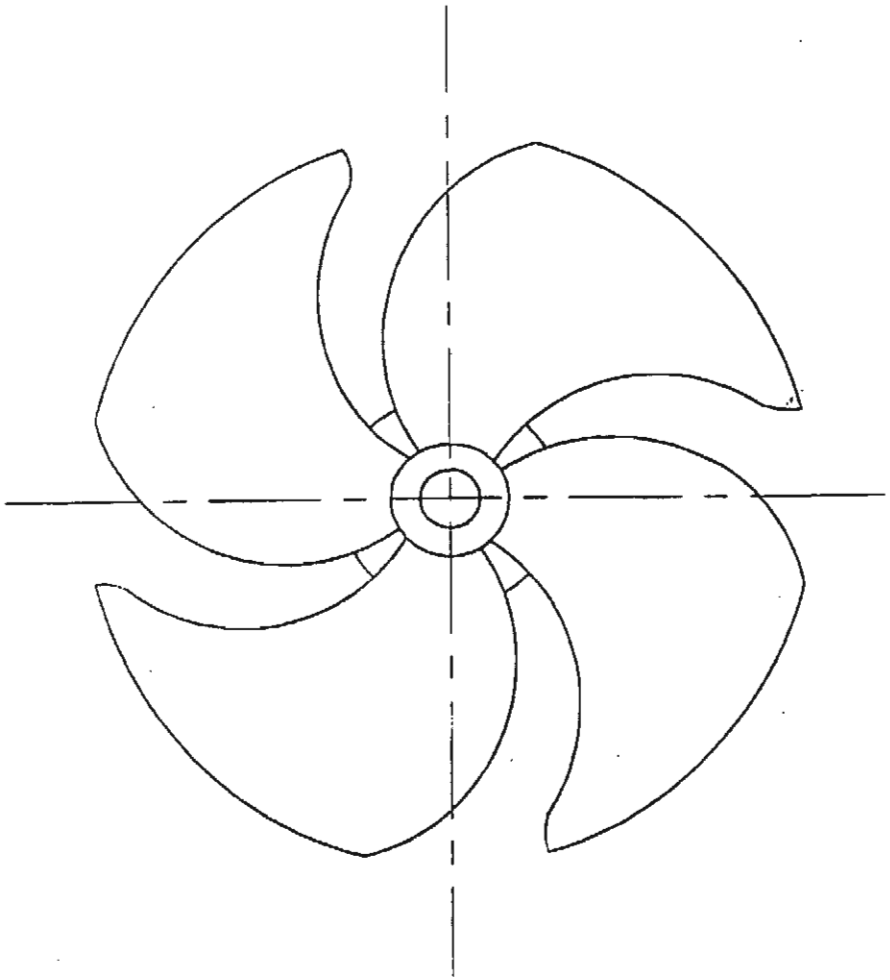


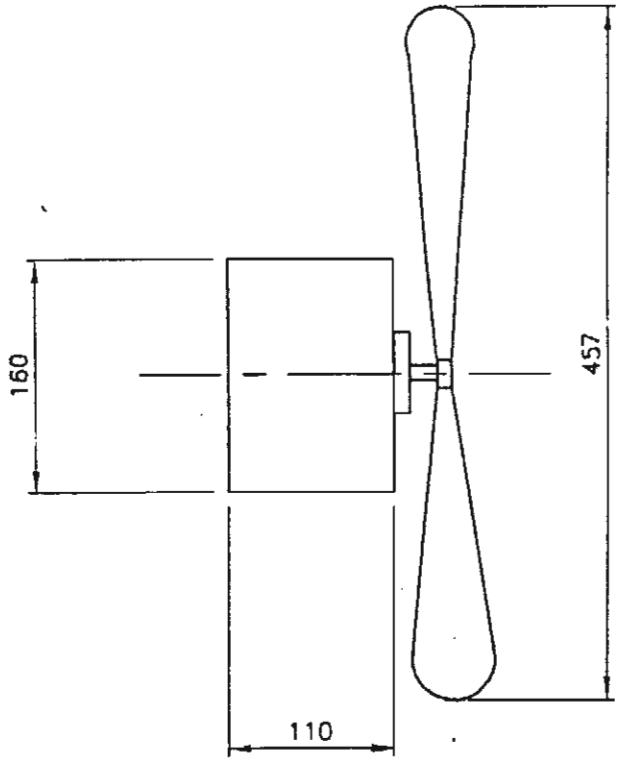


ผู้เขียน		สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ผู้ออกแบบ	นาย ธานินทร์ การภักดี	
ผู้ตรวจแบบ		
มาตราส่วน: 1:15	ชื่อชิ้นงาน: ท่อขยายด้านลมร้อนเข้า	หมายเลขแบบ: HPD-08

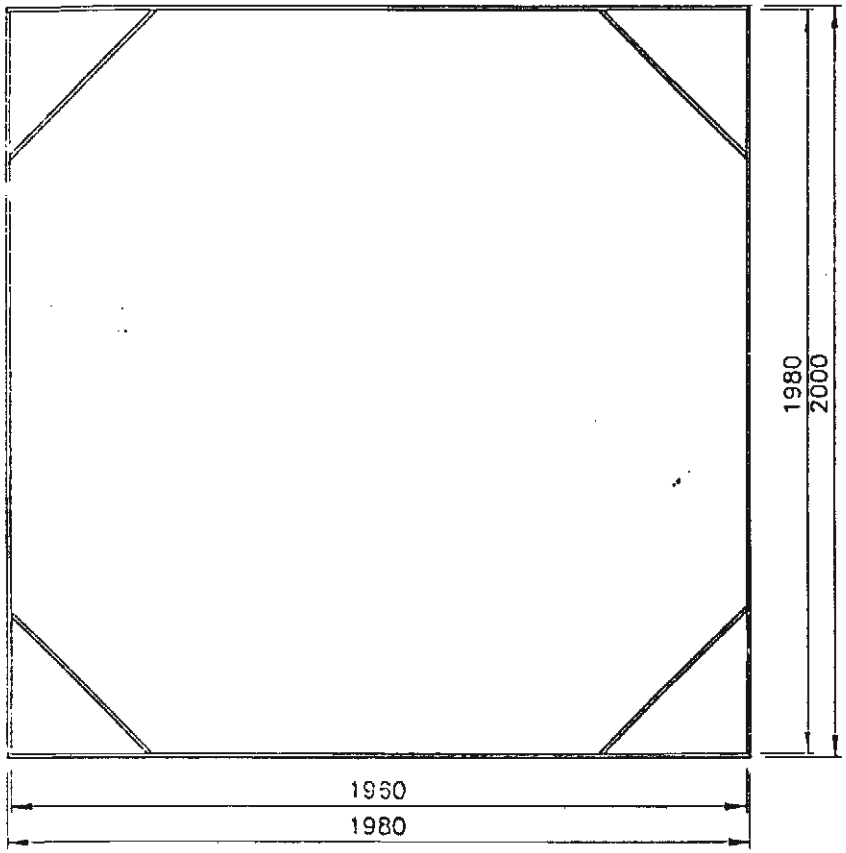


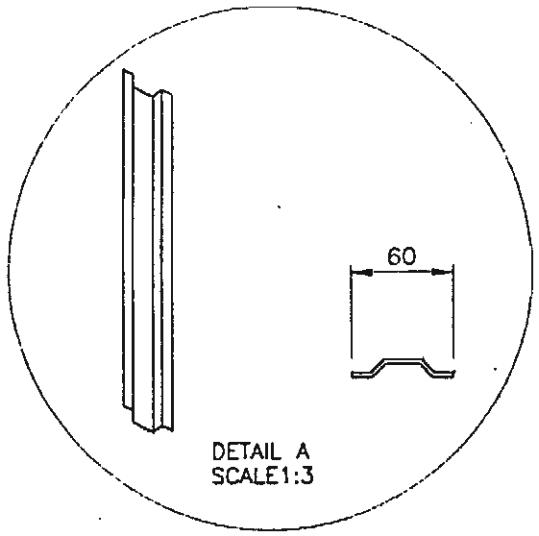
ผู้เขียบ		สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ผู้ออกแบบ	นาย ธานินทร์ การภักดี	
ผู้ตรวจแบบ		
มาตราส่วน 1:7.5	ชื่อชิ้นงาน COMPRESSOR	หมายเลขแบบ HPD-10

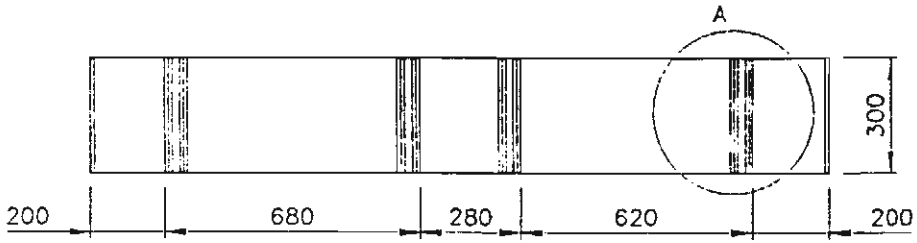




ผู้เขียน		สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ผู้ออกแบบ	นาย ธานินทร์ การมักดี	
ผู้ตรวจแบบ		
มาตราส่วน 1:5	ชื่อชิ้นงาน FANMOTOR	หมายเลขแบบ HPD-11







ผู้เขียน		สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ผู้ออกแบบ	นาย ธาษินทร์ การภักดี	
ผู้ตรวจแบบ		
มาตราส่วน 1:20	ชื่อชิ้นงาน ชั้นถังพักข้าวล่าง	หมายเลขแบบ HPD-18