

การออกแบบระบบทำความเย็นด้วยสุญญากาศโดยใช้หัวฉีดไอน้ำ

A Design of Vacuum Cooling System Using Steam Jet Ejector

ชัชวาล ดันตาทัดดี, เต๋น คอกพิมาย

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

ถ. ห้วยแก้ว อ. เมือง จ. เชียงใหม่ 50200

โทร (66)053-942007-9, โทรสาร (66)053-892375, E-mail : chut @ mech.dome.eng.cmu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงการออกแบบ สร้าง และทดสอบระบบทำความเย็นด้วยสุญญากาศโดยใช้หัวฉีดไอน้ำ เพื่อนำมาประยุกต์ใช้ในการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์จากผักใบที่มีกลิ่นใบหรือก้านใบเป็นชั้นหนา เช่น ผักกาดหอม ผักกระหล่ำปลี และผักกาดขาวปลี ให้มีอุณหภูมิสุดท้ายที่ 2°C (5 torr) โดยใช้ไอน้ำแห้งอิ่มตัวที่ความดันเกจ 10 bar สามารถลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ได้ 30 kg ในเวลา 30 นาที อัตราการไหลของอากาศแห้งทางด้านดูดเท่ากับ 5 kg/h ใช้หัวฉีดไอน้ำจำนวน 3 ชุดต่อเนื่องกัน ปริมาณไอน้ำที่ใช้ 106 kg/h สามารถลดความดันทางด้านดูดที่จุดออกแบบได้ต่ำกว่าค่าที่ใช้ในการออกแบบทางทฤษฎีเท่ากับ 0% , 80% และ 14.5% และมีประสิทธิภาพของการอัดที่เกิดขึ้นจริงเท่ากับ 7.23% , 14.52% และ 14.05% ตามลำดับ การทดสอบการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ โดยทำการทดสอบการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ได้ 1 kg ที่เวลาของการออกแบบ 30 นาที พบว่าสามารถลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ได้มากกว่าค่าของการออกแบบในทางทฤษฎีเท่ากับ 18.36% และสามารถลดอุณหภูมิของผักกาดหอม ผักกระหล่ำปลี และผักกาดขาวปลี ลงได้ 2°C , 6.5°C และ 2.9°C อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ลดลงเท่ากับ 5.09°C , 5.29°C และ 5.44°C ตามลำดับ สำหรับแต่ละ 1 % ของน้ำหนักที่หายไป ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและเวลาของการลดอุณหภูมิจะอยู่ในรูปสมการดังนี้ คือ ผักกาดหอม, $\text{Temp} = 21.9 \times 0.919^t$ ผักกระหล่ำปลี, $\text{Temp} = 27.4 \times 0.953^t$ และผักกาดขาวปลี, $\text{Temp} = 23.5 \times 0.935^t$ การวิเคราะห์เปรียบเทียบเชิงเศรษฐศาสตร์กับระบบทำความเย็นโดยใช้ห้องลดอุณหภูมิ ซึ่งกำหนดให้สภาพการทำงานเหมือนกัน พบว่าค่าใช้จ่ายรวมรายปีจะสูงกว่า 2.324 เท่า และมีค่าพลังงานต่อกิโลกรัมของผลิตภัณฑ์เท่ากับ 0.833 บาท/กิโลกรัม ในการส่งผลิตภัณฑ์ไปขายที่ต่างประเทศ โดยผ่านกระบวนการลดอุณหภูมิด้วยสุญญากาศที่มูลค่าของผลิตภัณฑ์เพิ่มขึ้น 6 บาท/กิโลกรัม จะทำให้มีกำไรเพิ่มขึ้นเนื่องจากราคาขายต่อปี เท่ากับ 1,653,997 บาท และมีระยะเวลาในการคืนทุนเท่ากับ 5.15 เดือน

ABSTRACT

This research presents a study aiming to design, construct and test a vacuum cooling system using steam jet ejectors. It is applied with the final temperature of 2°C (5 torr) and the pressure gage of dry and saturated steam at 10 bar for precooling leafy

vegetable products such as lettuce, cabbage and white green. This results in precooling 30 kg of the products a batch within 30 minutes. The mass flow rate of dry air suction load is 5 kg/h by using the steam jet ejectors in three stage series with the amount of motive steam of 106 kg/h. At these conditions the suction pressure at the design point are 0%, 80% and 14.5% lower than the theoretically design. The efficiencies of the actual compression are 7.23%, 14.52% and 14.05% respectively. By testing at 1 instead of 30 kg precooling products for 30 minutes, It is found that this vacuum cooling system is able to detract 18.36% more water vapor from the products than the system theoretically designed and able to precool lettuce, cabbage and white green to the temperatures of 2°C , 6.5°C and 2.9°C , while the temperature reductions are 5.09°C , 5.29°C and 5.44°C for each 1% of weight loss respectively. Equations those represented the relations between the temperature and cooling time are as follows:

$$\text{For lettuce} \quad \text{Temp} = 21.9 \times 0.919^t$$

$$\text{For cabbage} \quad \text{Temp} = 27.4 \times 0.953^t$$

$$\text{For white green} \quad \text{Temp} = 23.5 \times 0.935^t$$

From economic analysis, although the total annual cost of the vacuum cooling system is 1.990 higher than the refrigeration system using cold storage with the same condition, the energy use per kilogram of products are 0.833 Bath/kilogram. The cost of each kilogram of the finished products for export with the vacuum cooling system will increase up to 6 Bath/kilogram. This will benefit 1,653,997 Bath/year and with a pay back period at 5.15 months.

1. บทนำ

วิธีการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์จากผักที่มีกลิ่นใบหรือก้านใบเป็นชั้นหนา เช่น ผักกาดหอม ผักกระหล่ำปลี และผักกาดขาวปลี เป็นต้น คือ การลดอุณหภูมิด้วยสุญญากาศ งานวิจัยนี้จะใช้หัว

ฉีดไอน้ำ (Steam jet ejector) เป็นอุปกรณ์สำหรับสร้างสุญญากาศ ซึ่งมีข้อดีคือ โครงสร้างง่าย มีขนาดกระทัดรัด ไม่มีชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่ และการบำรุงรักษาง่ายเมื่อเทียบกับปั๊มสุญญากาศทางกล เพื่อที่จะทำให้เกิดการระเหยกลายเป็นไอของน้ำภายในผลิตภัณฑ์ ที่บรรจุไว้ในถังปิดสนิท ซึ่งมีสภาวะการทำงานเริ่มต้นเป็นความดันและอุณหภูมิบรรยากาศ ขณะที่ทำการลดความดันอุณหภูมิภายในผลิตภัณฑ์จะยังคงที่ จนกระทั่งความดันภายในระบบได้ลดลงมาถึงความดันไออิ่มตัว ซึ่งจะสัมพันธ์กับอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ ที่สภาวะนี้ความร้อนที่อยู่ภายในผลิตภัณฑ์จะทำให้น้ำเดือดระเหยกลายเป็นไอออกจากผิวผลิตภัณฑ์ ทำให้เกิดความเย็นขึ้นอย่างต่อเนื่องตามความดันที่ลดลง จนกระทั่งถึงอุณหภูมิที่ต้องการเก็บรักษา ซึ่งจะต้องรักษาระดับความดันให้คงที่จึงจะไม่ทำให้อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ต่ำกว่าน้ำได้อีก จากหลักการดังกล่าวจะทำให้ผลิตภัณฑ์เย็นลงอย่างรวดเร็วและสม่ำเสมอ จึงมีความคิดที่จะทำการออกแบบและสร้างหัวฉีดไอน้ำ ให้สามารถลดความดันภายในระบบประมาณ 0.006 เท่าของบรรยากาศ จึงจะทำให้อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์เย็นลง 2°C ตามอุณหภูมิที่นิยมเก็บรักษา การทดสอบจะใช้วิธีจำลองสถานการณ์ของระบบ เพื่อหาความสามารถในการสร้างสุญญากาศ สมรรถนะของหัวฉีดไอน้ำ ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับเวลา และปริมาณการระเหยของไอน้ำออกจากผลิตภัณฑ์ภาวะของการออกแบบ

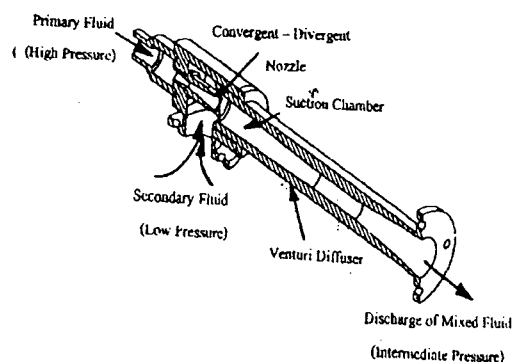
2. ทฤษฎีและหลักการ

2.1 หลักการลดความดันโดยใช้หัวฉีดไอน้ำ

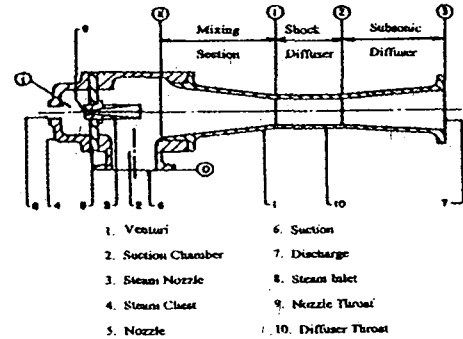
หัวฉีดไอน้ำเป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับสร้างสุญญากาศ โดยใช้ไอน้ำแห้งอัดตัวความดันสูง (ของไหลปฐมภูมิ) ไหลผ่านหัวฉีดแบบลูเข้าบานออก ทำให้มีความเร็วที่ทางออกสูงมากแต่ความดันต่ำ จึงดูดเอาของไหลความดันต่ำ (ของไหลทุติยภูมิ) เช่น ไอน้ำ หรืออากาศ ที่เป็นภาระด้านดูดเข้าไปในห้องผสมแบบความดันคงที่ก่อนที่จะถูกอัดให้มีความดันสูงขึ้นที่ด้านจ่าย เนื่องจากถูกหน่วงด้วยตัวกระจาย ดังแสดงในรูปที่ 1

2.2 การออกแบบหัวฉีดไอน้ำ

การออกแบบหัวฉีดไอน้ำ จะยึดตามหลักเกณฑ์การออกแบบของ Power R.B. [8] สำหรับหาปริมาณไอน้ำที่ต้องการในแต่ละสแตจ ตามอัตราส่วนการอัดที่ออกแบบเพื่อนำข้อมูลไปคำนวณหาขนาดต่างๆ ของหัวฉีดไอน้ำ ซึ่งประกอบด้วยขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางคอคอดหัวฉีด คอคอดตัวกระจาย และข้อต่อด้านดูด ตามสมการที่ใช้คำนวณออกแบบ แต่ค่าเฉพาะของการออกแบบลักษณะรูปร่างหัวฉีดไอน้ำได้ยึดตามค่าที่ผู้ผลิตนิยมใช้ ดังแสดงในรูปที่ 2



รูปที่ 1 การทำงานของหัวฉีดไอน้ำ



รูปที่ 2 ส่วนประกอบต่าง ๆ ของหัวฉีดไอน้ำ

ก. หัวฉีด ซึ่งมีลักษณะรูปร่างเป็นแบบลูเข้าบานออก ออกแบบให้มูมรวมของกรวยในส่วนที่ลูเข้าประมาณ 20 องศา และส่วนที่บานออกประมาณ 12 องศา

ข. ช่วงผสม ซึ่งมีลักษณะรูปร่างเป็นทรงกรวยลูเข้า ออกแบบให้มูมรวมของกรวยที่ทางเข้าประมาณ 12 องศา และมูมรวมที่ปลายของกรวย 4 องศา โดยที่ความยาวของช่วงผสมจะอยู่ในเทอมของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดของตัวกระจาย ออกแบบให้ความยาวของช่วงผสมประมาณ 7 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

ค. คอคอดตัวกระจาย ซึ่งมีพื้นที่คงที่ ออกแบบให้ความยาวคอคอดประมาณ 3 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

ง. ตัวกระจาย ซึ่งมีลักษณะรูปร่างเป็นทรงกรวยบานออก ออกแบบให้มูมรวมของกรวยที่บานออก 10 องศา และความยาวของตัวกระจายประมาณ 5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

การคำนวณหาปริมาณไอน้ำที่ต้องการในแต่ละสแตจ ผู้ออกแบบจะต้องรู้ภาระทางด้านดูดของอากาศแห้ง (Dry air equivalent load) ความดันด้านดูดและด้านจ่ายที่จุดออกแบบ และความดันไอน้ำที่ใช้เพื่อให้เกิดความง่ายและเป็นมาตรฐานของการออกแบบ HEI (Heat exchanger institute) Standard for steam jet ejector จึงได้กำหนดกราฟต่างๆ และสมการที่ใช้ออกแบบหัวฉีดไอน้ำ ดังนี้ ปริมาณไอน้ำที่ดัดแปลงในแต่ละสแตจ หาได้จากสมการ

$$\dot{R} = \dot{R}_{da} \cdot \dot{R}_a \cdot M_{pi} \cdot M_{pi/po} \cdot M_{stab} \cdot M_{p3-0} \quad (1)$$

เมื่อ

$$\dot{R} = \text{ปริมาณไอน้ำที่ต้องการ, kg}_{\text{steam}}/\text{h} \text{ (lb}_{\text{steam}}/\text{h)}$$

$$\dot{R}_{da} = \text{ปริมาณอากาศแห้ง, kg}_{\text{dry air}}/\text{h} \text{ (lb}_{\text{dry air}}/\text{h)}$$

$$\dot{R}_a = \text{อัตราส่วนระหว่างไอน้ำต่ออากาศแห้งที่จุดออกแบบ}$$

$$\text{kg}_{\text{steam}}/\text{kg}_{\text{dry air}} \text{ (lb}_{\text{steam}}/\text{lb}_{\text{dry air}}) \text{ หาได้จากกราฟรูปที่ 5}$$

M_{pi} = ตัวคูณแก้ไขความดันสมบูรณ์ของไอน้ำที่ใช้ หาได้จากกราฟรูปที่ 6

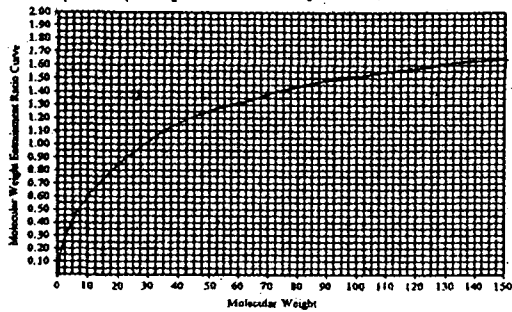
$M_{pi/po}$ = ตัวคูณแก้ไขความดันสมบูรณ์ของไอน้ำที่ใช้ต่อความดันสมบูรณ์ด้านดูด หาได้จากกราฟรูปที่ 7

M_{stab} = ตัวคูณแก้ไขความเสถียรของภาระทางด้านดูด สำหรับสแตจสุดท้าย = 1.15

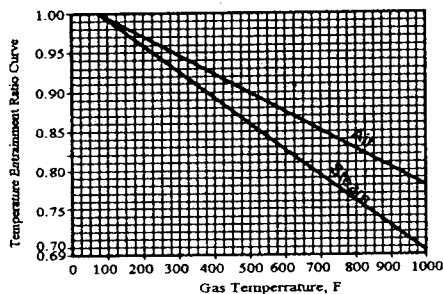
M_{p3-0} = ตัวคูณแก้ไขความดันที่ไม่มีภาระทางด้านดูด สำหรับสแตจสุดท้าย = 1.10

เนื่องจากอากาศเป็นของผสมระหว่างอากาศแห้งและไอน้ำ ซึ่งมีน้ำหนักโมเลกุลประมาณ 29 และ 18 ตามลำดับ จึงต้องเปลี่ยนภาระ

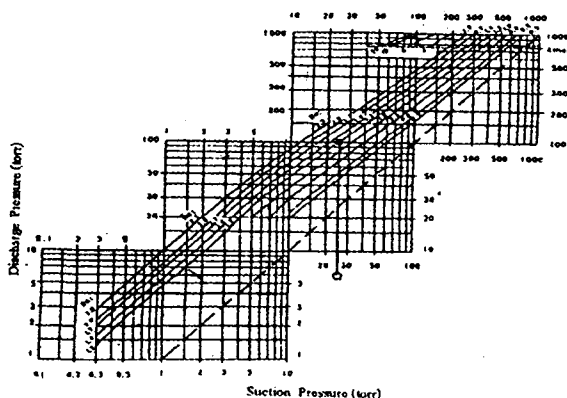
อากาศชั้นด้านดุดเป็นการอากาศแห้งเสียก่อน เพื่อใช้หาปริมาณไอน้ำ ที่ต้องการของแต่ละสเตรจ จึงได้กำหนด Entrainment ratio curve ของ น้ำหนักโมเลกุลและอุณหภูมิ ดังแสดงในรูปที่ 3 และ 4 ดังนี้



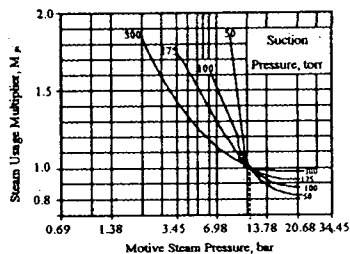
รูปที่ 3 กราฟอัตราส่วนน้ำหนักโมเลกุลที่ด้านดุดหัวฉีดไอน้ำ



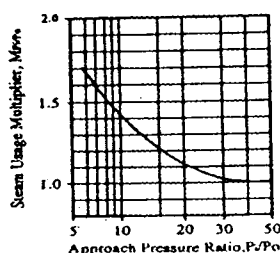
รูปที่ 4 กราฟอัตราส่วนอุณหภูมิที่ด้านดุดหัวฉีดไอน้ำ



รูปที่ 5 กราฟอัตราส่วนระหว่างไอน้ำต่ออากาศแห้งสำหรับไอน้ำ ที่ความดันเกจ 10 bar



รูปที่ 6 กราฟตัวคูณแก้ไขความดันไอน้ำที่ใช้



รูปที่ 7 กราฟตัวคูณแก้ไขความดันสมบูรณ์ไอน้ำต่อความดันด้านดุด

เส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีด ($C_d = 0.97$) หาได้จากสมการ

$$D_t = \frac{1.477 \dot{m}_p^{0.5}}{P_i^{0.48}} \quad (2)$$

เมื่อ

$\dot{m}_p$ = อัตราการไหลเชิงมวลวิกฤตของไอน้ำที่ผ่านหัวฉีด, kg/h

D_t = เส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีด, mm

P_i = ความดันสมบูรณ์ไอน้ำที่ออกแบบ, bar

คำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวกระจาย จากสมการ

$$D_d = 33.942 \left[\frac{\dot{m}_d}{P_3} \right]^{0.5} \quad (3)$$

เมื่อ

$\dot{m}_d$ = อัตราการไหลเชิงมวลสุทธิของผสมที่ด้านจ่ายจะเท่ากับ

อัตราการไหลของไอน้ำที่ใช้สำหรับสเตรจนั้นบวกกับ 0.8 เท่าภาระทาง ด้านดุดของอากาศแห้ง, kg/h

D_d = เส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวกระจาย, mm

P_3 = ความดันสมบูรณ์ทางด้านจ่าย, torr

คำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของข้อต่อด้านดุด จากสมการ

$$D_s = 60.342 \left[\frac{\dot{m}_s}{P_o} \right]^{0.5} \quad (4)$$

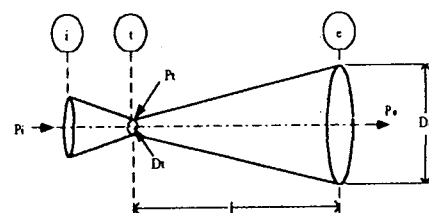
เมื่อ

$\dot{m}_s$ = อัตราการไหลเชิงมวลทางด้านดุดของอากาศแห้ง, kg/h

D_s = เส้นผ่านศูนย์กลางข้อต่อด้านดุด, mm

P_o = ความดันสมบูรณ์ทางด้านดุด, torr

การออกแบบหัวฉีด (Nozzle) ซึ่งเป็นอุปกรณ์สำหรับเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานจลน์ โดยอาศัยการลดความดัน เพื่อให้ ความเร็วของสารตัวกลางที่ไหลผ่านหัวฉีดมีความเร็วที่ทางออกสูงกว่า ความเร็ววิกฤต หรือเป็นความเร็วเหนือเสียง (Supersonic) โดยอาศัย ช่องทางที่ค่อย ๆ เปลี่ยนแปลงขนาดอย่างสม่ำเสมอ ดังนั้นลักษณะรูปร่างของหัวฉีดจึงเป็นแบบลู่เข้าบานออก ดังแสดงในรูปที่ 8



รูปที่ 8 รูปร่างหัวฉีดแบบลู่เข้าบานออก

เมื่อพิจารณาการไหล 1 มิติ สมการการไหลด้วยความเร็วเหนือเสียง ซึ่งพื้นที่เป็นฟังก์ชันกับความดันของของไหล หาได้จากสมการ

$$\left[\frac{A_t}{A_e} \right]^2 = \left[\frac{2}{k-1} \right] \left[\frac{k+1}{2} \right]^{k-1} \left[\frac{P_e}{P_t} \right]^{\frac{k+1}{k}} \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_t} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (5)$$

จากสมการที่ 5 ถ้ากำหนดให้ A_t/A_e เป็นอัตราส่วนของพื้นที่ในทาง ทฤษฎี ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างพื้นที่ทางออกของกรวยหัวฉีดต่อ

พื้นที่ที่คอยอดหัวฉีด เมื่อแสดงอยู่ในเทอมของเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีด จะได้ว่า

$$\frac{D_e}{D_t} = \left[\frac{A_e}{A_t} \right]^{0.5} \quad (6)$$

เมื่อ

P_i = ความดันของไอน้ำที่ทางเข้าหัวฉีด, torr (kPa)

P_t = ความดันของไอน้ำที่คอยอดหัวฉีด, torr (kPa)

P_o = ความดันของไอน้ำที่ทางออกหัวฉีด, torr (kPa)

A_t = พื้นที่หน้าตัดที่คอยอดหัวฉีด, mm²

A_o = พื้นที่หน้าตัดที่ทางออกหัวฉีด, mm²

D_t = เส้นผ่านศูนย์กลางที่คอยอดหัวฉีด, mm

D_o = เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางออกหัวฉีด, mm

r_c = อัตราส่วนความดันวิกฤต

k = อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ (ไอน้ำแห้งอิ่มตัว $k = 1.3$)

ลักษณะรูปร่างภายในของหัวฉีดทั้งในส่วนที่ลู่เข้าและบานออกมีลักษณะเป็นทรงกรวย ดังนั้นเมื่อรู้อัตราส่วนของพื้นที่ในทางทฤษฎีและมุมรวมของกรวยที่ลู่เข้าและบานออกที่สภาวะการออกแบบ จะสามารถกำหนดความยาวของกรวยหัวฉีดได้จากความรู้ทางตรีโกณมิติ ดังนี้

$$l = \frac{D_o - D_t}{2 \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)}$$

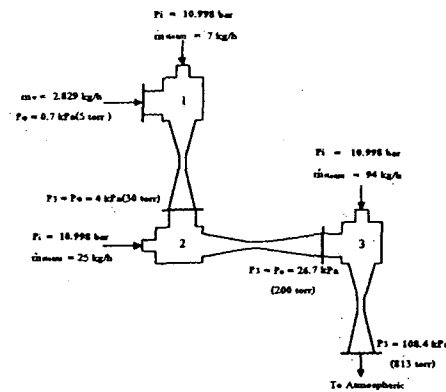
เมื่อ

l = ความยาวของกรวย, mm

θ = มุมรวมของกรวย, องศา

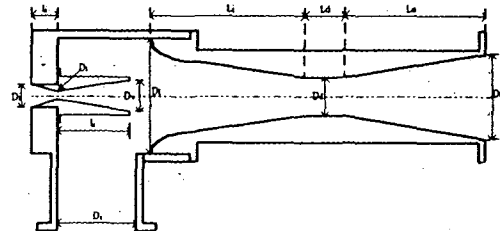
3. การคำนวณออกแบบ

ต้องการลดอุณหภูมิผลิตผลได้ครั้งละ 30 kg ที่ความดันบรรยากาศ ออกแบบที่อุณหภูมิ 30 °C. ความชื้นสัมพัทธ์ 70 % ให้มีอุณหภูมิเก็บรักษา 2 °C ใช้เวลา 30 นาที ผลการคำนวณที่สภาวะดังกล่าวจะมีการทางด้านดูดคิดเป็นอากาศแห้งเท่ากับ 5 kg/h เมื่อต้องการลดอุณหภูมิผลิตผลลง 2 °C จึงต้องลดความดันภายในระบบให้มีค่าความดันไออิ่มตัวเท่ากับ 5 torr (mm Hg) โดยที่อัตราส่วนการอัดของหัวฉีดไอน้ำแต่ละสเตจอยู่ระหว่าง 5:1 ถึง 8:1 พบว่าค่าอัตราส่วนการอัดของหัวฉีดไอน้ำแต่ละสเตจที่เหมาะสม คือหัวฉีดไอน้ำสเตจที่ 1 (1st Stage) ออกแบบให้มีความดันสมบูรณ์ทางด้านดูด 5 torr ความดันสมบูรณ์ทางด้านจ่าย 30 torr มีอัตราส่วนการอัด 6.0 หัวฉีดไอน้ำสเตจที่ 2 (2nd Stage) ออกแบบให้มีความดันสมบูรณ์ทางด้านดูด 30 torr ความดันสมบูรณ์ทางด้านจ่าย 200 torr มีอัตราส่วนการอัด 6.667 และหัวฉีดไอน้ำสเตจที่ 3 (3rd Stage) ออกแบบให้มีความดันสมบูรณ์ทางด้านดูด 200 torr ความดันสมบูรณ์ทางด้านจ่ายออกที่บรรยากาศ 813 torr มีอัตราส่วนการอัด 4.065 ออกแบบให้หัวฉีดไอน้ำทั้งสามสเตจต่ออนุกรมกันโดยตรง ดังแสดงในรูปที่ 9 การสร้างชุดหัวฉีดไอน้ำวัสดุที่ใช้เป็นเหล็กกล้าผสม (AISI 1020) มีคุณสมบัติเหนียว กลิ้งขึ้นรูปได้ง่าย และหัวฉีดทำจากเพลาทองเหลืองโดยนำมากลิ้งขึ้นรูป เพื่อความสะดวกในการปรับท่าแห่งของการสร้างสูญญากาศที่ดีที่สุด จึงได้ทำเกลียวสำหรับปรับเลื่อนเข้าออกได้โดยใช้ปะเก็นหรือตัวรอง จากผลการคำนวณหาขนาดต่างๆ ของหัวฉีดไอน้ำแต่ละสเตจ แสดงในตารางที่ 1 ได้ดังนี้



รูปที่ 9 แสดงการออกแบบหัวฉีดไอน้ำแบบ 3 สเตจต่ออนุกรมกัน

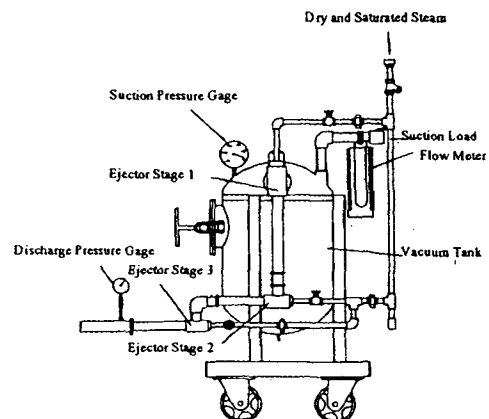
ตารางที่ 1 แสดงขนาดต่าง ๆ ของหัวฉีดไอน้ำที่ออกแบบ



Ejector Section	Dimension			Symbol
	1 st	2 nd	3 rd	
1. Nozzle Section				
Throat Diameter (mm)	1	2	4	D _t
Convergent Cone Diameter (mm)	6	7	9	D _c
Divergent Cone Diameter (mm)	10	10	10	D _o
Convergent Cone Length (mm)	15	15	15	l _c
Divergent Cone Length (mm)	43	38	28	L _o
2. Venturi Section				
Throat Diameter (mm)	21	14	15	D _v
Convergent Cone Diameter (mm)	52	35	34	D ₁
Divergent Cone Diameter (mm)	37	26	26	D ₂
Throat Length (mm)	63	42	4	L _v
Mixing Section Length (mm)	147	98	105	L _i
Diffuser Section Length (mm)	90	70	75	L _d
3. Section Connector				
Diameter (mm)	63	37	26	D _s
4. Steam Requirement (kg/h)				
Theoretical	7	25	94	Total
Calculation (Equation 2)	4.56	18.34	73.38	96.31

4. อุปกรณ์และวิธีดำเนินการทดสอบ

4.1 อุปกรณ์ที่ใช้ดำเนินการทดสอบ



รูปที่ 10 แสดงการจัดวางอุปกรณ์การทดสอบ

อุปกรณ์ที่ใช้ในงานวิจัยการออกแบบระบบทำความเย็นด้วยสูญญากาศโดยใช้หัวฉีดไอน้ำ ส่วนประกอบของระบบแสดงในรูปที่ 1Q และมีรายละเอียดของอุปกรณ์ดังนี้

4.1.1 ถังสูญญากาศ เป็นส่วนที่ใช้สำหรับเก็บผลิตภัณฑ์นำมาลดอุณหภูมิ สามารถทนความดันจากภายนอก ปริมาตร 0.09 m^3 ซึ่งจะติดตั้งอุปกรณ์สำหรับเก็บข้อมูล ประกอบด้วย เกจวัดสูญญากาศ สายสัญญาณเทอร์โมคัปเปิล และเครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศ

4.1.2 ชุดหัวฉีดไอน้ำที่ได้จากการออกแบบจำนวน 3 ชุด

4.1.3 เครื่องกำเนิดไอน้ำ อัตราการผลิตไอน้ำแห้งอิ่มตัว 200 kg/h ที่ความดันแก๊ส 10 bar

4.1.4 ผลิตภัณฑ์ใช้ในการทดสอบ ประกอบด้วยผักใบชนิดต่าง ๆ คือ ผักกาดหอม ผักกระหล่ำปลี และผักกาดขาวปลี

4.1.5 เครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศแบบหัวฉีดตามมาตรฐานของ-ASME วัดอัตราการไหลได้สูงสุด 45 kg/h

4.2 วิธีการทดสอบ

การทดสอบการออกแบบระบบทำความเย็นด้วยสูญญากาศโดยใช้หัวฉีดไอน้ำแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือ

4.2.1 การทดสอบการลดความดันของหัวฉีดไอน้ำ
เงื่อนไขที่ใช้ในการทดสอบมีดังนี้

1. ใช้อากาศที่ความดันและอุณหภูมิบรรยากาศขณะนั้นเป็นภาระด้านดูดของอากาศแห้งของหัวฉีดไอน้ำแต่ละชุดที่ 45, 40, 37, 35, 30, 25, 20, 15, 10, และ 5 kg/h โดยอ่านจากเครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศ

2. ทดสอบหัวฉีดไอน้ำสลับที่ 3, 2 และ 1 ตามลำดับ เนื่องจากหัวฉีดไอน้ำสลับที่ 3 จ่ายออกที่ความดันบรรยากาศโดยตรง ซึ่งไม่ต้องคำนึงถึงความดันด้านจ่ายเหมือนกับสลับที่ 1 และ 2 ที่จะต้องทำให้ความดันด้านจ่ายเป็นสูญญากาศก่อน

ขั้นตอนการทดสอบ มีดังนี้

1. บันทึกค่าของความดัน อุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ที่ความดันบรรยากาศขณะที่ทำการทดสอบ

2. เดินเครื่องกำเนิดไอน้ำจนกระทั่งสามารถผลิตไอน้ำเป็นไอน้ำแห้งอิ่มตัว ที่ความดันแก๊ส 10 bar อุณหภูมิ 184°C

3. เปิดวาล์วไอน้ำที่ทางเข้าหัวฉีดไอน้ำสลับที่ 3 ออกจนสุด ไอน้ำจะถูกปล่อยออกทางด้านจ่ายที่บรรยากาศ แล้วรอสักครู่ เพื่อให้สภาวะไอน้ำเป็นปกติโดยสังเกตจากเกจวัดความดันไอน้ำและอุณหภูมิที่เครื่องผลิตไอน้ำจะต้องอยู่สภาวะเดิม

4. เปิดวาล์วข้อต่อทางด้านดูดออกจนสุด แล้วทำการควบคุมภาระของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องวัดอัตราการไหลให้มีความดันแตกต่างตามภาระของอากาศแห้งที่ใช้ในการทดสอบดังนี้ 45, 40, 37, 35, 30, 25, 20, 15, 10, 5 และ 0 kg/h ซึ่งสามารถอ่านค่าได้จาก U – tube manometer ของเครื่องวัดอัตราการไหลแบบหัวฉีด

5. ปรับอัตราการไหลของอากาศ ซึ่งเป็นภาระของอากาศแห้งทางด้านดูดของหัวฉีดไอน้ำให้ภาระทางด้านดูดจากค่าสูงสุดคือที่ 45 kg/h จนกระทั่งภาระทางด้านดูดเป็นศูนย์ (ปิด) ขณะเดียวกันก็อ่านค่าความดันด้านดูด ความดันด้านจ่ายจากเกจวัด อ่านเกจวัดความดันเปลี่ยนของไอน้ำ และวัดอุณหภูมิของทางด้านจ่ายของแต่ละชุด แล้วบันทึกค่าการทดสอบ

6. ต่อจากนั้นก็ทำการทดสอบการลดความดันของหัวฉีดไอน้ำสลับที่ 2 และ 1 เหมือนกับหัวฉีดไอน้ำสลับที่ 3 โดยลดภาระอากาศ

แห้งทางด้านดูดเป็น 30 kg/h และ 25 kg/h จนกระทั่งถึงภาระอากาศเป็นศูนย์ ตามลำดับ

7. ทดสอบการทำงานของหัวฉีดไอน้ำทั้งสามสลับพร้อมกันเพื่อหาประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำที่ภาระด้านดูดที่จุดออกแบบ 5 kg/h โดยทำการวัดความดัน และอุณหภูมิด้านจ่ายทั้งสามสลับ

4.2.2 การทดสอบการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์

ผลิตภัณฑ์ใช้ในการทดสอบจะประกอบไปด้วย ผักกาดหอม ผักกระหล่ำปลี และผักกาดขาวปลี โดยทำการทดสอบครั้งละ 1 kg เพื่อที่จะหาเวลาที่ใช้ในการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ (Cooling time) และปริมาณของไอน้ำที่ระเหยออกจากผลิตภัณฑ์สภาวะการออกแบบขั้นตอนดำเนินการทดสอบมีดังนี้

1. ชั่งน้ำหนักของผลิตภัณฑ์ที่จะนำมาทดสอบให้ได้ 1 kg
2. นำผลิตภัณฑ์แช่กับหัววัดอุณหภูมิภายในถังแล้วปิดฝาถึงล็อกให้แน่น
3. บันทึกค่าอุณหภูมิเริ่มต้นของผลิตภัณฑ์จากเครื่องวัดอุณหภูมิ
4. เดินเครื่องกำเนิดไอน้ำจนกระทั่งสามารถผลิตไอน้ำแห้งอิ่มตัวที่มีความดันแก๊ส 10 bar อุณหภูมิ 184°C
5. เปิดวาล์วไอน้ำที่ทางเข้าหัวฉีดไอน้ำสลับที่ 3, 2 และ 1 ตามลำดับ
6. เปิดวาล์วทางข้อต่อด้านดูดซึ่งความดันภายในถังบรรจุจะลดลงอย่างต่อเนื่อง
7. บันทึกค่าอุณหภูมิที่ลดลงทุกๆ 5 นาทีจนกระทั่งครบ 30 นาที
8. นำผลิตภัณฑ์ออกจากถังบรรจุและชั่งน้ำหนักของผลิตภัณฑ์ที่ลดลง
9. เปลี่ยนชนิดของผลิตภัณฑ์ แล้วทำการทดสอบเหมือนกับที่ได้กล่าวมาแล้ว

5. ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลการทดสอบ

5.1 ผลการทดสอบ

ตารางที่ 2 ข้อมูลการทดสอบการลดความดันของหัวฉีดไอน้ำแต่ละสลับ ที่อุณหภูมิห้อง 30°C ความชื้นสัมพัทธ์ 72% ความดันบรรยากาศ 748 torr (0.998 bar)

Dry Air Section Load, (kg/h)	3 rd Stage			2 nd Stage			1 st Stage		
	P ₀ (abs) (torr)	P ₃ (abs) (torr)	T ₃ (°C)	P ₀ (abs) (torr)	P ₃ (abs) (torr)	T ₃ (°C)	P ₀ (abs) (torr)	P ₃ (abs) (torr)	T ₃ (°C)
45	190	778	102	-	-	-	-	-	-
40	182	772	102	-	-	-	-	-	-
37	171	768	102	-	-	-	-	-	-
35	165	768	102	-	-	-	-	-	-
30	145	766	102	70	135	62	-	-	-
25	134	763	101	31	130	61	35	40	35
20	124	760	101	21	122	61	28	38	34
15	111	757	101	11	108	59	19	36	33
10	98	754	100	6	90	59	10	34	33
5	81	750	100	4	54	58	5	28	32
0	66	748	100	1.5	27	47	2	17	28

ตารางที่ 3 ข้อมูลการทดสอบการลดความดันหัวฉีดไอน้ำทั้ง 3 สลับ ที่อุณหภูมิห้อง 30°C ความชื้นสัมพัทธ์ 75% ความดันบรรยากาศ 748 torr (0.998 bar)

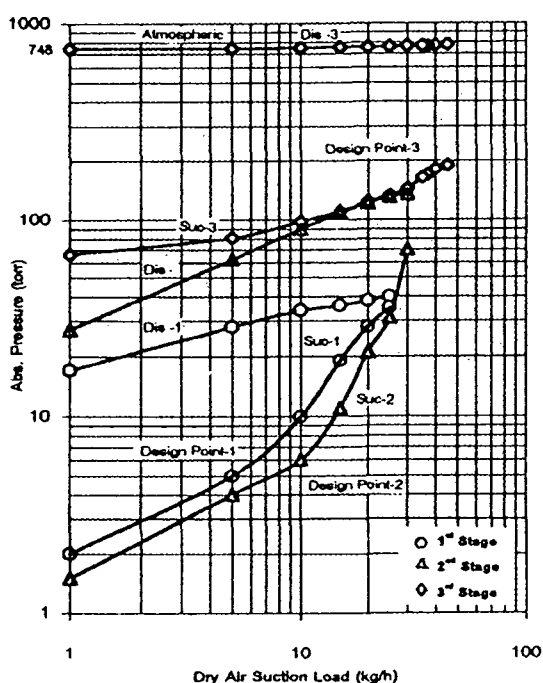
Dry Air Section Load, (kg/h)	3 rd Stage			2 nd Stage			1 st Stage		
	P ₀ (abs) (torr)	P ₃ (abs) (torr)	T ₃ (°C)	P ₀ (abs) (torr)	P ₃ (abs) (torr)	T ₃ (°C)	P ₀ (abs) (torr)	P ₃ (abs) (torr)	T ₃ (°C)
5	5	28	35	28	195	70.5	195	807	102

ตารางที่ 4 ผลการทดสอบการลดอุณหภูมิผลิตผล ที่เวลา 30 นาที

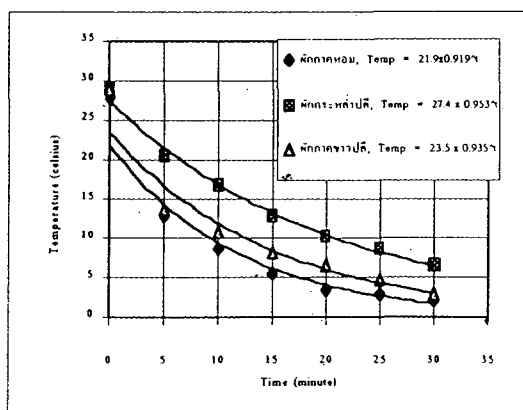
ผลการทดสอบการลดอุณหภูมิของ ผักกาดหอม จำนวน 1 kg		ผลการทดสอบการลดอุณหภูมิของ ผักกระหล่ำปลี จำนวน 1 kg	
เวลา (นาที)	อุณหภูมิ (°C)	เวลา (นาที)	อุณหภูมิ (°C)
0	28.0	0	29.0
5	12.8	5	20.6
10	8.6	10	16.9
15	5.6	15	12.8
20	3.4	20	10.2
25	2.9	25	8.6
30	2.0	30	6.5

ผลการทดสอบการลดอุณหภูมิของ ผักกาดขาวปลี จำนวน 1 kg	
เวลา (นาที)	อุณหภูมิ (°C)
0	29.0
5	13.6
10	10.8
15	8.2
20	6.7
25	4.8
30	2.9

5.2 วิเคราะห์ผลการทดสอบ



รูปที่ 11 กราฟแสดงผลการวิเคราะห์การลดความดันของหัวฉีดไอน้ำ



รูปที่ 12 กราฟแสดงผลการวิเคราะห์การลดอุณหภูมิของผลิตผล

จากผลการทดสอบการลดความดันของหัวฉีดไอน้ำในรูปที่ 11 พบว่าหัวฉีดไอน้ำที่ออกแบบและสร้างขึ้นตามแนวทางการออกแบบของ Power R.B. (16) ลักษณะรูปร่างภายในจะยึดตามค่าต่าง ๆ ที่ผู้ผลิตนิยมใช้ออกแบบ ทดสอบโดยใช้อากาศแห้งแทนการของไอน้ำด้านดูด พบว่าหัวฉีดไอน้ำสเกลที่ 1 และ 2 มีระยะห่างของปลายหัวฉีดกับปากกรวยเวนจูร์เท่ากับ 1.5 mm และสเกลที่ 3 เท่ากับ 3 mm สามารถลดความดันด้านดูดที่จุดออกแบบได้ต่ำกว่าค่าที่ใช้ออกแบบในทางทฤษฎี เท่ากับ 0 % , 80 % และ 14.5 % ตามลำดับ ปริมาณไอน้ำที่ใช้จริงเท่ากับ 106 kg/h ต่ำกว่าทางทฤษฎี 15.73 % จึงได้ผลดีกว่าที่ออกแบบไว้ เส้นสมรรถนะความดันด้านดูดของหัวฉีดไอน้ำสเกลที่ 2 สามารถสร้างสูญญากาศได้ต่ำกว่าสเกลที่ 1 ดังนั้นเพื่อเป็นการประหยัดไอน้ำจึงใช้เฉพาะหัวฉีดไอน้ำสเกลที่ 2 และ 3 ก็เพียงพอที่จะทำให้เกิดความดันไออ้อมตัวที่ 5 torr สำหรับใช้ในการลดอุณหภูมิของผลิตผลจำนวน 30 kg

จากผลการทดสอบการลดอุณหภูมิผลิตผลสำหรับงานวิจัยนี้ ใช้วิธีจำลองสถานการณ์ ครั้งละ 1 kg ในเวลา 30 นาที พบว่าไอน้ำระเหยออกจากผิวของผักกาดหอม 51 g ผักกระหล่ำปลี 42.5 g และผักกาดขาวปลี 48 g ดังนั้นถ้าลดอุณหภูมิของผักกาดหอมจำนวน 30 kg จะมีไอน้ำระเหยออกมาเท่ากับ 3.06 kg/h สำหรับในทางทฤษฎีที่สภาวะเดียวกันกับการทดสอบ จะมีไอน้ำระเหยออกเท่ากับ 2.498 kg/h ซึ่งสามารถดูดไอน้ำออกจากผิวผลิตผลได้มากกว่าค่าของการออกแบบในทางทฤษฎี 18.36 % โดยที่ความเย็นของผลิตผลจะเป็นสัดส่วนกับปริมาณของความชื้นที่ระเหยออก ที่เวลาของการออกแบบ 30 นาที สามารถลดอุณหภูมิที่ใจกลางของผักกาดหอม ผักกระหล่ำปลี และผักกาดขาวปลี ลงได้ 2°C , 6.5°C และ 2.9°C ตามลำดับ ทำให้อุณหภูมิของผักกาดหอม ผักกระหล่ำปลี และผักกาดขาวปลี ลดลงเท่ากับ 5.09°C , 5.29°C และ 5.44°C ตามลำดับสำหรับแต่ละ 1 % ของน้ำหนักที่หายไป และความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับเวลาของการลดอุณหภูมิแสดงในรูปที่ 12 จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิเริ่มต้นของผลิตผล ลักษณะทางกายภาพของผลิตผล จำนวนน้ำที่มีอยู่ภายในผลิตผล อัตราการสร้างสูญญากาศ และพื้นที่ผิวต่อปริมาตรของผลิตผล ซึ่งอยู่ในรูปสมการดังนี้ ผักกาดหอม, Temp = 21.9×0.919^t ผักกระหล่ำปลี, Temp = 27.4×0.953^t และผักกาดขาวปลี, Temp = 23.5×0.935^t

6. การวิเคราะห์ความเป็นไปได้ในทางเศรษฐศาสตร์

ในการวิเคราะห์นี้ได้มีการพิจารณาถึงความเป็นไปได้ในทางเศรษฐศาสตร์ของการลดอุณหภูมิผลิตผล โดยเปรียบเทียบระบบทำความเย็นด้วยสูญญากาศโดยใช้หัวฉีดไอน้ำกับระบบทำความเย็นโดยใช้ห้องลดอุณหภูมิ มีสมมติฐานการวิเคราะห์ดังนี้

กำหนดให้สภาวะการทำงานของระบบทั้งสองเหมือนกัน คือ อุณหภูมิเริ่มต้นของผลิตผล 30°C เก็บรักษาไว้ที่อุณหภูมิ 2°C ชนิดผลิตผลเป็นผักกาดหอม จำนวน 1000 kg ระยะเวลาในการทำ ความเย็น 16 ชั่วโมง/วัน อายุการใช้งาน 10 ปี อัตราดอกเบี้ยร้อยละ 15 ต่อปี สามารถลดอุณหภูมิผลิตผลได้ 350 วัน/ปี มีรายละเอียดการคำนวณเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายแบบรายปี (Annual cost method) ดังนี้

6.1 ระบบทำความเย็นด้วยสูญญากาศโดยใช้หัวฉีดไอน้ำ

6.1.1 ราคาต้นทุนของระบบ 153,225 บาท/ปี

6.1.2 ค่าใช้จ่ายไฟฟ้าสำหรับผลิตไอน้ำ 18,900 บาท/ปี

6.1.3 ค่าใช้จ่ายน้ำมันเคาเกรตซี 272,653 บาท/ปี

6.1.4 ค่าใช้จ่ายดูแลบำรุงรักษา เท่ากับร้อยละ 2.5 ของต้นทุน
19,225 บาท/ปี

ดังนั้นค่าใช้จ่ายรวมรายปีเท่ากับ 464,003 บาท

6.2 ระบบทำความเย็นโดยเก็บไว้ในห้องลดอุณหภูมิ

6.2.1 ราคาต้นทุนของระบบต่อปี 87,073 บาท/ปี

6.2.2 ค่าใช้จ่ายไฟฟ้า 90,720 บาท/ปี

6.2.3 ค่าใช้จ่ายดูแลบำรุงรักษา เท่ากับร้อยละ 5 ของต้นทุน
21,850 บาท/ปี

ดังนั้นค่าใช้จ่ายรวมรายปีเท่ากับ 199,643 บาท

การวิเคราะห์เปรียบเทียบความเป็นไปได้ในทางเศรษฐศาสตร์ของระบบทำความเย็นด้วยสูญญากาศโดยใช้หัวฉีดไอน้ำ กับระบบทำความเย็นโดยใช้ในห้องลดอุณหภูมิ ที่กำหนดให้สภาวะการลดอุณหภูมิผลิตผลเหมือนกัน จำนวน 1,000 kg พบว่าค่าใช้จ่ายรวมรายปีของระบบทำความเย็นด้วยสูญญากาศโดยใช้หัวฉีดไอน้ำ จะมีค่าใช้จ่ายพลังงานต่อกิโลกรัมผลิตผลเท่ากับ 0.833 บาท/กิโลกรัม การลงทุนจะสูงกว่า 2.324 เท่า จึงไม่เหมาะที่จะลงทุน ถ้านำผลิตผลที่ผ่านการลดอุณหภูมิขายภายในประเทศ แต่ถ้านำไปขายที่ต่างประเทศจะทำให้มีกำไรเพิ่มขึ้นเนื่องจากผลต่างของราคาขายล่อปี เท่ากับ 1,653,997 บาท และมีระยะเวลาในการคืนทุน 5.15 เดือน ที่มูลค่าของการขายผลิตผลเพิ่มขึ้น 6 บาท/กิโลกรัม ซึ่งผลประโยชน์ที่ได้รับเนื่องจากผลต่างของราคาขายที่ตลาดต่างประเทศ จะเปลี่ยนแปลงไปตามราคาของผลิตผล

7. การหาประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำ

ประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำ ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างพลังที่ใช้ในการอัดไอแบบอเดียเบติกต่อพลังงานของการขยายตัวของไอน้ำผ่านหัวฉีด หาได้จากสมการ

$$\eta_E = \frac{(h_3 - h_0)(\dot{m}_{\text{steam}} + \dot{m}_v)}{\dot{m}_{\text{steam}}(h_i - h_s)} \times 100 \quad (8)$$

เมื่อ

η_E = ประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำ, %

$\dot{m}_{\text{steam}}$ = อัตราการไหลของไอน้ำแห้งอิ่มตัว, kg/h

$\dot{m}_v$ = อัตราการไหลของไอน้ำทางด้านดูด, kg/h

h_0 = เอนทัลปีทางด้านดูด, kJ/kg

h_3 = เอนทัลปีทางด้านจ่าย, kJ/kg

h_s = เอนทัลปีของการขยายตัวแบบไอเซนทรอปิก, kJ/kg

h_i = เอนทัลปีทางเข้าหัวฉีด, kJ/kg

จากการออกแบบจะใช้หัวฉีดไอน้ำจำนวนสามชุดต่อเนื่องกันโดยตรง โดยมีอากาศแห้งและไอน้ำที่ออกจากชุดก่อนหน้านี้เป็นภาระทางด้านดูดของชุดต่อไป เพื่อให้เกิดความเข้าใจในการคำนวณหาประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำ จึงได้กำหนดสภาวะต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นภายในหัวฉีดไอน้ำจากแผนภาพมอลเลอร์ แสดงในรูปที่ 13 ซึ่งตั้งอยู่บนสมมติฐาน ดังต่อไปนี้

1. ไอน้ำที่ใช้แต่ละชุดเป็นไอน้ำแห้งอิ่มตัว ที่ความดันสมบูรณ์ (P_i) 1099.8 kPa อุณหภูมิอิ่มตัว 184°C คือสภาวะ i
2. ไอน้ำขยายตัวผ่านหัวฉีดเป็นแบบไอเซนทรอปิก โดยให้ความดันสมบูรณ์ที่ออกจากหัวฉีดเท่ากับความดันสมบูรณ์ของด้านดูดของแต่ละชุด ($P_s = P_0$) คือสภาวะ s
3. ไอน้ำในบรรยากาศทางด้านดูดและไอน้ำที่ออกจากหัวฉีด

มีสภาวะเป็นไออิ่มตัว

4. การผสมของกระแสการไหล 1 มิติ แบบความดันคงที่ และเกิดขึ้นอย่างสมบูรณ์ของทางเข้าตัวกระจาย ที่สภาวะ 1

เมื่อใช้อากาศที่บรรยากาศเป็นภาระทางด้านดูด ซึ่งประกอบด้วยอากาศแห้ง ($\dot{m}_a$) และไอน้ำ ($\dot{m}_v$) ที่มีอยู่ในบรรยากาศตามภาระด้านดูดที่จุดออกแบบ สมการที่ใช้ในการคำนวณหาประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำที่มีอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศแห้งคงที่และมีเอนทัลปีของอากาศแห้ง (h_a) โดยที่ไอน้ำทางด้านดูดและไอน้ำที่ออกจากหัวฉีด ($\dot{m}_{\text{steam}}$) มีสภาวะเป็นไออิ่มตัว (h_0) จากนิยามการหาประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำ จะได้ว่า

$$\eta_E = \frac{(\dot{m}_{\text{steam}} + \dot{m}_v)(h_3 - h_0) + \dot{m}_a(h_{3a} - h_a)}{\dot{m}_{\text{steam}}(h_i - h_s)} \times 100 \quad (9)$$

$$\text{และ} \quad h_a = 1.006 t \quad (10)$$

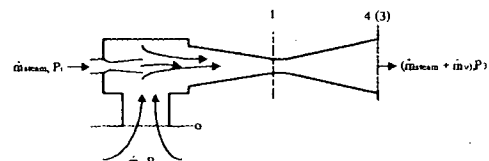
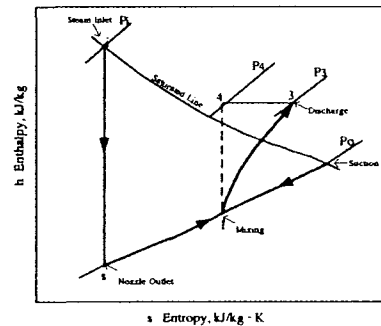
เมื่อ

h_a = เอนทัลปีสำหรับอากาศแห้ง, kJ/kg

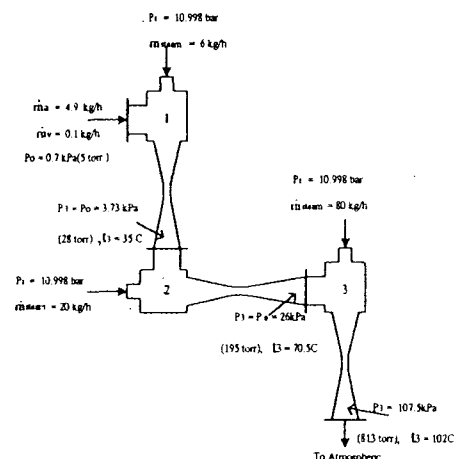
h_{3a} = เอนทัลปีสำหรับอากาศแห้งด้านจ่าย, kJ/kg

$\dot{m}_a$ = อัตราการไหลของอากาศแห้ง, kg/h

t = อุณหภูมิผสมของของไหล, $^\circ\text{C}$



รูปที่ 13 แสดงสภาวะต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นภายในหัวฉีดไอน้ำบน h - s Diagram



รูปที่ 14 แสดงสภาวะต่าง ๆ ที่ได้จากการทดสอบหัวฉีดไอน้ำ

ตารางที่ 5 แสดงผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพหัวฉีดไอน้ำทาง
ทฤษฎีกับการทดสอบ

Efficiency	1 st Stage	2 nd Stage	3 rd Stage
Theoretical (%)	28.31	28.23	27.48
Test (%)	7.23	14.52	14.05

เมื่อพิจารณาผลจากการคำนวณหาประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำที่
ภาระด้านดุดของจุดออกแบบ 5 kg/h แสดงในตารางที่ 5 พบว่าประ
สิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำทางทฤษฎีของหัวฉีดไอน้ำสเตจที่ 1, 2 และ
3 เท่ากับ 28.31 % , 28.23 % และ 27.48 % ตามลำดับ แต่ใน
การทดสอบซึ่งใช้อากาศที่บรรยากาศเป็นภาระทางด้านดุดของสเตจที่ 1
ซึ่งจะมีอากาศแห้งและไอน้ำผสมเข้ามาด้วย ดังแสดงในรูปที่ 14 พบว่า
ความดันสมบูรณ์ด้านดุดและด้านจ่ายของหัวฉีดไอน้ำทั้งสามสเตจเมื่อ
ทำงานพร้อมกัน จะมีค่าใกล้เคียงกับค่าที่ออกแบบทางทฤษฎี ดังนั้น
ประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำที่ได้จากการทดสอบสเตจที่ 1, 2 และ 3
เท่ากับ 7.23 % , 14.52 % และ 14.05 % ตามลำดับ จะมีค่าน้อย
กว่าทางทฤษฎีมาก เพราะว่าการทำงานของหัวฉีดไอน้ำที่เกิดขึ้นจริง
ของไหลปฐมภูมิ (ไอน้ำแห้งอิ่มตัว) และของไหลทุติยภูมิ (ไอน้ำและ
อากาศแห้งด้านดุด) ต่างก็เปลี่ยนแปลงภายใต้สภาวะย้อนกลับไม่ได้
จึงทำให้ประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำที่ได้จากการทดสอบลดลงเป็นผล
จากความเร็วของการผสมของกระแสทั้งสองที่ออกจากตัวกระจายของ
แต่ละสเตจยังมีค่าสูงมาก จึงทำให้อุณหภูมิด้านจ่ายลดลงและเป็นผลให้
เอนทัลปีด้านจ่ายลดลงไปด้วย โดยเฉพาะหัวฉีดไอน้ำสเตจที่ 1 ที่มี
สัมประสิทธิ์การไหลของไอน้ำผ่านหัวฉีดต่ำกว่าสเตจอื่น จึงทำให้มีประ
สิทธิภาพต่ำกว่าสเตจที่ 2 และ 3 มากไปด้วย

8. สรุป

จากผลการทดสอบระบบทำความเย็นด้วยสูญญากาศโดยใช้หัวฉีด
ไอน้ำพบว่าปริมาณไอน้ำที่ใช้จริง 106 kg/h ต่ำกว่าทางทฤษฎี 15.73 %
สามารถสร้างสูญญากาศที่มีภาระทางด้านดุดจุดออกแบบ 5 kg/h ได้
ต่ำกว่าที่ออกแบบ เพื่อเป็นการประหยัดไอน้ำจึงใช้หัวฉีดไอน้ำสเตจที่
2 และ 3 ในการลดอุณหภูมิผลิตผลในเวลา 30 นาที พบว่าสามารถลด
อุณหภูมิที่ใจกลางของผักกาดหอม ผักกระหล่ำปลี และผักกาดขาวปลี
ลงได้ 2°C 6.5°C และ 2.9°C ตามลำดับ และพบว่าสัมประสิทธิ์การ
ไหลของหัวฉีดไอน้ำมีผลต่อประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำ เมื่อเปรียบ
เทียบเชิงเศรษฐศาสตร์กับระบบทำความเย็นโดยใช้ห้องเย็น ที่มีสภาพ
การทำงานเหมือนกัน พบว่าค่าใช้จ่ายรวมรายปีจะสูงกว่า 2.324 เท่า
และมีค่าพลังงานต่อกิโลกรัมของผลิตผลเท่ากับ 0.833 บาท/กิโลกรัม ใน
การส่งผลิตผลไปขายที่ต่างประเทศโดยผ่านกระบวนการลดอุณหภูมิ
ด้วยสูญญากาศที่มีมูลค่าของผลิตผลเพิ่มขึ้น 6 บาท/กิโลกรัม จะทำให้มี
กำไรเพิ่มขึ้นเนื่องจากราคาขายต่อปี เท่ากับ 1,653,997 บาท และมี
ระยะเวลาในการคืนทุนเท่ากับ 5.15 เดือน

9. ข้อเสนอแนะ

1. เนื่องจากการออกแบบและสร้างชุดหัวฉีดไอน้ำ จะเลือกใช้ค่า
ประมาณกลาง ๆ ของค่าที่ใช้ในการออกแบบ ดังนั้นควรมีการศึกษา
ผลของการเปลี่ยนแปลงค่าของมุม ความยาวของส่วนต่าง ๆ ของหัว
ฉีดและเวนจูรี่ และผลของการเปลี่ยนตำแหน่งการติดตั้งหัวฉีด

2. สำหรับงานวิจัยนี้ไอน้ำที่ออกจากสเตจที่ 3 จะถูกจ่ายทิ้งที่ความ
ดันบรรยากาศ ทำให้สูญเสียไอน้ำไปโดยเปล่าประโยชน์ ดังนั้นจึงควร
มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับสเตจสุดท้าย เพื่อให้ไอน้ำที่ได้
จากการควบแน่นเป็นของเหลวสามารถนำกลับมาใช้เป็นน้ำเลี้ยงของ
หม้อไอน้ำ ซึ่งจะประหยัดต้นทุนในการผลิตไอน้ำลงได้

10. เอกสารอ้างอิง

- [1] ASHRAE Handbook. Steam Jet Refrigeration Equipment. ASHRAE Inc, pp.13.1 – 13.6, 1979.
- [2] ASHRAE Handbook. Methods of Precooling Fruit and Vegetable. ASHRAE Inc, pp.27.1 – 27.10, 1978.
- [3] Aderson, J.D. In Modern Compressible Flow. 2 nd ed. NewYork : McGraw – Hill, 1990.
- [4] Denish, N.T.M. and Heppell, T.A. Vacuum System Design. U.S.A : Barnes and Nobel Inc, 1968.
- [4] Emanuel, G. Optimum Performance for a Single Stage Gaseous Ejector. Int. J. AIAA, Vol. 14 No 9, pp. 1292 – 1296, 1976.
- [5] Joseph, A. S. and Allen, E. F. Fluid Dynamics and Fluid Machinery. New York : McGraw – Hill, 1994.
- [6] Keenan, J.H. Neumann, E.P. and Lustwerk, F. An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment. Int. J. Applied Mechanics, Vol. 17, pp. 299 – 309, 1950.
- [7] Power, B.D. High Vacuum Pumping Equipment. London : William Clowes and Sons, Ltd, 1966.
- [8] Power, R.B. Steam Jet Ejector for the Process Industries. New York : McGraw – Hill, Inc, 1994.
- [9] Richenberg, R.E. and Main, W.D. Steam Jet Ejectors in Pilot and Production Plants. Int. J. Chemical Engineering Progress, Vol. 63, No 9, pp. 84 – 88, 1967.