

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎี

2.1 ความจำเป็นของการลดอุณหภูมิ

ภายหลังจากการเก็บเกี่ยวผลิตผลทุกชนิดจะยังคงมีชีวิตอยู่ ด้วยการหายใจ (Respiration) ซึ่งจะใช้พลังงานจากธาตุอาหารที่สะสมอยู่ถ่ายเทมาเป็นความร้อน ซึ่งความร้อนนี้เรียกว่าความร้อนจากการหายใจ (Heat of Respiration) ผลิตผลที่มีอัตราการหายใจสูงจะเสื่อมคุณภาพได้เร็ว เนื่องจากธาตุอาหารถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานในอัตราที่สูง ฉะนั้นถ้าต้องการให้ผลิตผลมีคุณภาพสูงอยู่ได้นาน สิ่งที่สำคัญก็คือ จะต้องลดอัตราการหายใจของผลิตผลให้เหลือน้อยที่สุด

การเก็บรักษาผลิตผลไว้ที่อุณหภูมิต่ำ โดยการลดอุณหภูมิของผลิตผลลงมา หรือการทำความเย็นผลิตผลนั้น เป็นวิธีการลดอัตราการหายใจของผลิตผล โดยอาจประมาณได้ว่าถ้าอุณหภูมิของผลิตผลลดลงทุก ๆ 10°C จะช่วยลดอัตราการหายใจได้ประมาณ 2 - 4 เท่า นอกจากนี้ผลิตผลที่เก็บไว้ที่อุณหภูมิต่ำจะทำให้ชะลอการสุก ลดการสูญเสียน้ำ และชะลอการเสื่อม ซึ่งมีผลต่อคุณภาพของผลิตผลให้สูงขึ้น แต่ทั้งนี้อุณหภูมิที่จะเก็บรักษาผลิตผลนี้ต้องไม่ลดลงมาต่ำกว่าอุณหภูมิที่ทำให้เกิดการเสียหายด้วยความเย็นต่อผลิตผล (Cold Injury) อุณหภูมิที่ทำให้เกิดความเสียหายต่อผลิตผลนี้จะขึ้นอยู่กับชนิด และพันธุ์ของผลิตผล ดังนั้นถ้าลดอุณหภูมิของผลิตผลลงแต่ไม่ควรต่ำกว่าอุณหภูมิที่ทำให้เกิดการเสียหาย และเก็บรักษาผลิตผลไว้ที่อุณหภูมินี้ จะทำให้รักษาคุณภาพของผลิตผลให้อยู่ในระดับสูงและเก็บไว้ได้นาน

ในการเก็บรักษาผลิตผลไว้ที่อุณหภูมิต่ำหรือการทำความเย็นผลิตผลนั้น จะสามารถแยกส่วนประกอบที่สำคัญออกได้เป็น 2 ส่วนคือ

ก. การลดอุณหภูมิผลิตผลลงมา

ข. การเก็บรักษาผลิตผลไว้ในห้องเย็น

วิธีการทั้งสองนี้ ต้องใช้คู่กัน คือ ผลิตผลที่เก็บเกี่ยวมาแล้วนั้นต้องผ่านการลดอุณหภูมิให้อุณหภูมิลดลงมาเท่ากับอุณหภูมิที่จะเก็บรักษาไว้ในห้องเย็นก่อน แล้วจึงนำมาเก็บรักษาไว้ในห้องเย็น เพื่อรักษาคุณภาพให้อยู่ได้นานต่อไป สามารถอธิบายวิธีการทั้งสองได้ ดังนี้

ก. การลดอุณหภูมิ เป็นการนำเอาความร้อนที่สะสมอยู่ภายในผลิตผลออก เพื่อที่จะให้อุณหภูมิของผลิตผลลดลง ความร้อนที่ต้องการนำออกจะมีค่าค่อนข้างมาก โดยที่ค่าลังของการทำความเย็นกำหนดด้วยสมการดังนี้

$$\text{กำลังของการทำความเย็น} = \frac{\text{ความร้อนที่ต้องนำออกจากผลิตผล}}{\text{เวลา}} \dots 2.1$$

เวลา

นอกจากนี้เวลาที่ใช้ดึงความร้อนออกค่อนข้างน้อย จึงทำให้เครื่องทำความเย็นที่ใช้สำหรับการลดอุณหภูมิมิขนาดใหญ่มาก ทำให้เกิดความสิ้นเปลืองกระแสไฟฟ้าในการทำงานมาก นอกจากนี้อัตราการไหลของอากาศจะต้องสูงกว่าห้องเย็นปกติ เพื่อที่จะทำให้ผลิตผลเย็นอย่างรวดเร็ว ซึ่งการลดอุณหภูมินี้มีด้วยกันหลายวิธี จะได้กล่าวต่อไปใน

ภายหลัง

ข. การเก็บในห้องเย็น หลังจากผลิตผลถูกลดอุณหภูมิลงมาแล้ว จะถูกนำมาเก็บรักษาไว้ในห้องเย็น ความร้อนที่จะต้องนำออกจึงเกิดจากการหายใจของผลิตผล และความร้อนที่เข้ามาจากภายนอกเท่านั้น ซึ่งโดยปกติห้องเย็นจะมีการหมุนวนอยู่แล้ว ความร้อนที่เข้ามาจากภายนอกจึงมีค่าน้อย กำลังของการทำความเย็นสำหรับห้องเย็นจึงน้อยกว่าในการลดอุณหภูมิ ผลิตผลที่จะนำเข้าจึงต้องเป็นผลิตผลที่เย็นแล้ว เพราะห้องเย็นไม่ได้ถูกออกแบบมาเพื่อลดอุณหภูมิของผลิตผลโดยการนำเอาผลิตผลที่ยังไม่เย็นเข้าห้องเย็น ซึ่งจะทำให้ผลิตผลเย็นช้า และจะไม่รักษาคุณภาพของผลิตผลมากนัก

2.2 วิธีการลดอุณหภูมิ

การลดอุณหภูมิมียุทธวิธีต่าง ๆ ด้วยกันหลายวิธี ซึ่งแต่ละวิธีจะมีลักษณะที่เหมาะสมกับผลิตผลหรือภาชนะที่ใช้บรรจุผลิตผลบางชนิด แต่อาจไม่เหมาะสมกับชนิดอื่นก็ได้ ฉะนั้นในการเลือกวิธีการลดอุณหภูมิ จึงควรคำนึงถึงปัจจัยต่าง ๆ ก่อน แล้วจึงหาวิธีการลดอุณหภูมิที่เหมาะสมมาใช้ต่อไป วิธีการลดอุณหภูมิมียุทธวิธีด้วยกันหลายวิธี อาจจะแยกวิธีที่สำคัญ ๆ ออกได้ดังนี้

2.2.1 การเก็บในห้องเย็น วิธีนี้เป็นวิธีที่ง่ายที่สุด โดยตั้งภาชนะที่บรรจุผลิตผลไว้ในห้องเย็นเท่านั้น และระวังให้มีช่องว่างระหว่างแถวของภาชนะพอสมควร เพื่อให้อากาศไหลผ่านได้ โดยปกติช่องจำหน่ายเย็นจะอยู่สูงใกล้เพดานห้องและอากาศเย็นจะไหลผ่านภาชนะบรรจุซึ่งตั้งอยู่บนพื้น กลับไปยังช่องอากาศไหลกลับที่อยู่ใกล้พื้น วิธีนี้เป็นวิธีที่ง่าย แต่ช้ามาก เพราะอากาศเย็นไหลอยู่รอบนอกภาชนะบรรจุ ไม่ได้ไหลผ่านผลิตผลภายในภาชนะ ดังนั้นผลิตผลจะคายความร้อนได้ดี โดยการนำความร้อน (Conduction) ออกไปสู่ผนังภาชนะเท่านั้น ซึ่งเป็นไปอย่างช้ามาก โดยปกติอาจใช้เวลาเป็นวัน ๆ เพื่อทำให้ผลิตผลเย็นลงถึงอุณหภูมิที่ต้องการ วิธีนี้ไม่เหมาะสำหรับผักหรือผลไม้ที่เสื่อมสภาพได้ง่าย โดยเฉพาะอย่างยิ่งถ้าใช้ภาชนะที่อากาศถ่ายเทยาก เช่น เชิงที่ปิดฝา และคว่ำทับกันไว้ ผลิตผลภายในอาจเสียหายหมดก่อนที่จะเย็นลง

2.2.2 การใช้อากาศเย็น ในวิธีนี้ผลิตผลจะถูกทำให้เย็นลงโดยการบังคับให้อากาศเย็นไหลผ่านเข้าไปในภาชนะบรรจุ โดยจะอาศัยความแตกต่างของอากาศที่ขอบสองข้างของภาชนะ เครื่องลดอุณหภูมิแบบนี้จะต้องมีพัดลมดูดอากาศที่มีปริมาณการไหลมากพอ และใช้ภาชนะที่มีช่องระบายอากาศที่เหมาะสม วิธีการนี้จะลดอุณหภูมิของผลิตผลได้เร็วกว่าการวางในห้องเย็นธรรมดาประมาณ 6 - 10 เท่า และสามารถใช้ได้กับผลิตผลเกือบทุกชนิด จึงมีการใช้แพร่หลายมาก

2.2.3 การใช้น้ำเย็น ผลิตผลจะถูกทำให้เย็นลงโดยการจุ่มลงไปในถังน้ำเย็น หรือโดยการฉีดน้ำเย็นลงมาจากด้านบนให้เข้าสู่ภาชนะบรรจุ น้ำเย็นที่ใช้จะต้องมีอุณหภูมิและอัตราการไหลที่พอเหมาะ หากปฏิบัติได้ถูกต้องจะทำให้ผลิตผลเย็นลงได้เร็วมาก เพราะสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ใช้น้ำเป็นสารตัวกลาง จะสูงกว่าที่ใช้อากาศเป็นสารตัวกลางมาก วิธีนี้มีข้อจำกัดที่สามารถใช้ได้กับผลิตผลบางชนิดที่เปียกได้ โดยไม่เกิดความเสียหายเท่านั้น เช่น หน่อไม้ฝรั่ง ข้าวโพดหวาน และผักประเภทหัว ในประเทศไทยมีผู้ใช้วิธีนี้กับลำไย นอกจากนี้ ภาชนะบรรจุจะต้องทนน้ำได้

2.2.4 การใช้น้ำแข็ง วิธีนี้มีข้อจำกัดที่จะใช้ได้เฉพาะกับผลิตผลที่เปียกได้และสัมผัสกับน้ำแข็งได้โดยไม่เสียหาย ตลอดจนภาชนะก็ต้องทนน้ำได้ อาจแยกได้เป็น 2 วิธี คือการบรรจุน้ำแข็งกลัดไว้ในภาชนะโดย

ตรง (Package Icing) และการอัดน้ำแข็งเกล็ดไว้ระหว่างชั้นของภาชนะ (Top Icing) ทั้ง 2 วิธีนี้จะทำให้ผลิตภัณฑ์เย็นลงได้เร็วมากถ้าปฏิบัติถูกวิธี แต่มีข้อเสียคือสิ้นเปลืองแรงงาน ค่าใช้จ่ายสูงในระยะยาว ผลิตภัณฑ์ไม่สม่ำเสมอและประสิทธิภาพต่ำ ในบางกรณีอาจใช้ร่วมกับวิธีการลดอุณหภูมิชนิดอื่น เช่น การเก็บในห้องเย็นเพื่อลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ในระยะต้นก็ได้

2.2.5 การลดความดัน ใช้ได้ดีกับผักใบ เช่น ผักกาดหอม ผักกระหล่ำปลี และผักกาดขาวปลี เป็นต้น โดยบรรจุไว้ในถังเหล็กที่ปิดสนิท แล้วดูดอากาศออกจากถังให้ความดันต่ำกว่าบรรยากาศมาก ๆ น้ำที่อยู่ภายในใบผักจะระเหยเป็นไอที่ความดันต่ำ และจะพาความร้อนออกมาด้วยในรูปของความร้อนแฝง ดังนั้นผักจะเย็นลงอย่างรวดเร็วและสม่ำเสมอ ความดันที่ใช้ประมาณ 0.006 เท่าของบรรยากาศ ซึ่งจะทำให้ผักกาดหอมเย็นลงถึง 2°C ภายในเวลาประมาณ 30 นาที วิธีนี้ต้องใช้เทคโนโลยีสูง และมีราคาแพงมาก จะคุ้มค่าลงทุนก็ต่อเมื่อมีผลิตภัณฑ์ปริมาณมากพอ และมีสม่ำเสมอตลอดปี เพื่อให้สามารถใช้เครื่องได้เต็มที่ตลอดเวลา

2.2.6 การระเหยของน้ำ เป็นวิธีการอย่างง่าย ๆ และราคาถูก ซึ่งได้ผลดีในบางกรณี อาจทำได้โดยบังคับให้อากาศไหลผ่านวัสดุที่อุ้มน้ำ เช่น กระสอบเปียก หรือสร้างโรงเรือนโดยเฉพาะ สำหรับการลดอุณหภูมิแบบนี้ทำให้ได้ความชื้นสูงเหมาะสมสำหรับผัก ผลไม้ และดอกไม้สด แต่อุณหภูมิที่ได้จะไม่ต่ำมากนัก

2.2.7 วิธีการอื่น ๆ เช่น การใช้ไนโตรเจนเหลว คาร์บอนไดออกไซด์เหลวและคาร์บอนไดออกไซด์แข็ง (น้ำแข็งแห้ง) วิธีการนี้มีราคาแพงมากจึงใช้เฉพาะในกรณีพิเศษเท่านั้น

2.3 การลดอุณหภูมิด้วยสูญญากาศ

การลดอุณหภูมิด้วยสูญญากาศ (Vacuum Precooling) เป็นวิธีการทำความเย็นด้วยสูญญากาศโดยนำมาประยุกต์ใช้กับการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ที่เน่าเปื่อยได้ง่าย ส่วนมากจะเป็นผลิตภัณฑ์ผักผักใบ ที่มีอัตราส่วนของพื้นผิวต่อปริมาตรสูงโดยจะอาศัยการระเหยกลายเป็นไอของน้ำจากภายในผลิตภัณฑ์ ผลิตภัณฑ์จะถูกบรรจุไว้ในถังปิดสนิท โดยสมมติให้สภาวะของการทำงานเริ่มต้นที่ความดันและอุณหภูมิบรรยากาศ ซึ่งอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์เท่ากับอุณหภูมิบรรยากาศ ขณะที่ทำการลดความดันอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์จะยังคงที่จนกระทั่งความดันได้มาถึงจุดอิ่มตัว ที่สภาวะนี้อากาศที่อยู่ภายในถังจะหายไป ขณะที่ความดันได้ถูกลดลงถึงจุดอิ่มตัว ปริมาณของอากาศที่อยู่ภายในถังจำนวนเล็กน้อยจะถูกแทนที่ด้วยไอน้ำที่ระเหยออกจากผิวของผลิตภัณฑ์ จนกระทั่งมีความเย็นถึงอุณหภูมิที่ต้องการ ซึ่งความดันในถังจะถูกควบคุมไว้คงที่จนกระทั่งถึงจุดอิ่มตัว จะมีความสัมพันธ์กับอุณหภูมิที่ต้องการเก็บรักษา ต่อจากนั้นระบบจะหยุดทำงานเพื่อนำเอาผลิตภัณฑ์ออกมา การเริ่มต้นและหยุดทำงานของระบบ ความดันและอุณหภูมิในถังบรรจุจะยังคงที่ในระดับหนึ่ง ดังนั้นจึงสามารถพิจารณากระบวนการที่เกิดขึ้นภายในถังบรรจุเป็นแบบคงตัว ความสัมพันธ์ระหว่างความดัน ปริมาตร และอุณหภูมิในถังสูญญากาศหาได้จากสมการสถานะของก๊าซสมบูรณ์ เพื่อหามวลของอากาศแห้งและไอน้ำที่อยู่ภายในถังบรรจุได้ดังนี้ สำหรับอากาศแห้ง

$$m_a = \frac{P_a V_a}{R_a T} \quad \dots\dots\dots 2.2$$

สำหรับไอน้ำ

$$m_v = \frac{P_v V_v}{R_v T} \quad \dots\dots\dots 2.3$$

โดยที่ความดันของอากาศในบรรยากาศจะประกอบด้วยความดันย่อยของอากาศแห้งกับความดันย่อยของไอน้ำ ดังนั้นความดันรวมของอากาศที่บรรยากาศสามารถเขียนสมการได้ดังนี้

$$P = P_a + P_v \quad \dots\dots\dots 2.4$$

เมื่อ

$$P_v = \phi P_g = \phi P_{sat @ T} \quad \dots\dots\dots 2.5$$

โดยที่

- m_a = มวลของอากาศแห้ง, kg
- m_v = มวลของไอน้ำ, kg
- V_a = ปริมาตรของอากาศแห้ง, m^3
- V_v = ปริมาตรของไอน้ำ, m^3
- R_a = ค่าคงที่ของอากาศแห้ง, kJ/kg - K
- R_v = ค่าคงที่ของไอน้ำ, kJ/kg - K
- P_a = ความดันย่อยของอากาศแห้ง, kPa
- P_v = ความดันย่อยของไอน้ำ, kPa
- P = ความดันรวมที่บรรยากาศ, kPa
- T = อุณหภูมิสมบูรณ์ของอากาศ, K
- $P_{sat @ T}$ = ความดันของไอน้ำอิ่มตัว, kPa
- ϕ = เปรอเซ็นต์ความชื้นสัมพัทธ์, %

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออกจากผลิตภัณฑ์ในระหว่างการทำความเย็นด้วยสูญญากาศ ถ้าสมมติว่าผลิตภัณฑ์ไม่มีการรับความร้อนจากสิ่งแวดล้อมใด ๆ ปริมาณความร้อนที่ออกจากผลิตภัณฑ์สามารถเขียนสมการได้ดังนี้

$$Q = m c_p (T_{amb} - T_{sat}) \quad \dots\dots\dots 2.6$$

เนื่องจากความร้อนที่ออกมาจากผิวของผลิตภัณฑ์จะทำให้เกิดการระเหยกลายเป็นไอของน้ำที่มีอยู่ในผลิตภัณฑ์ ซึ่งออกมาในรูปของความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ ดังนั้น ปริมาณความร้อนทั้งหมดที่ต้องการให้น้ำระเหยออกจากผลิตภัณฑ์สามารถเขียนสมการได้ดังนี้

$$Q = m_v L \quad \dots\dots\dots 2.7$$

ดังนั้น การหาปริมาณของน้ำที่ระเหยออกจากผลิตภัณฑ์ หาได้จากสมการ

$$m_v = \frac{m c_p (T_{amb} - T_{sat})}{L} \quad \dots\dots\dots 2.8$$

โดยที่

Q = ปริมาณความร้อนที่ถูกถ่ายเทออกจากผลิตภัณฑ์, kJ

m = มวลของผลิตภัณฑ์, kg

m_v = มวลของไอน้ำที่ระเหยออกจากผลิตภัณฑ์, kg

c_p = ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของผลิตภัณฑ์, kJ/kg · K

L = ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ, kJ/kg

T_{amb} = อุณหภูมิสมบูรณ์เริ่มต้นของผลิตภัณฑ์, K

T_{sat} = อุณหภูมิสมบูรณ์ที่ความดันไออิ่มตัว, K

การลดอุณหภูมิในเครื่องทำสุญญากาศ (Vacuum Cooler) ความเย็นที่เกิดขึ้นเป็นผลมาจากการเดือดของน้ำ ที่ระเหยออกจากผิวของผลิตภัณฑ์ การเดือดจะยังคงไม่เกิดขึ้นจนกระทั่งความดันได้ถูกลดลงมาถึงจุดอิ่มตัว ซึ่งจะมีความสัมพันธ์กับอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ ความร้อนที่อยู่ภายในผลิตภัณฑ์จะทำให้ น้ำเดือดระเหยเป็นไอออกจากผิวผลิตภัณฑ์ ทำให้เกิดความเย็นขึ้นอย่างต่อเนื่องตามความดันที่ลดลง จากความรู้ทางเทอร์โมไดนามิกส์ ของเหลวใดๆ ก็ตาม จะมีคุณสมบัติอยู่ในตัวประการหนึ่ง คือ คุณสมบัติเกี่ยวกับความดันไอ (Vapor Pressure) กล่าวคือที่อุณหภูมิใดอุณหภูมิหนึ่ง ของเหลวจะมีค่าความดันไอยุ่ค่าหนึ่ง ซึ่งเป็นความสัมพันธ์ที่แน่นอน เช่น ความดันไออิ่มตัวที่บรรยากาศ น้ำจะเริ่มกลายเป็นไอที่อุณหภูมิ 100°C และความดันไออิ่มตัว 4.579 torr น้ำจะเริ่มกลายเป็นไอที่อุณหภูมิ 0°C ดังแสดงในตาราง 2.1

ตาราง 2.1 ค่าความดันไออิ่มตัวเทียบกับอุณหภูมิ (14)

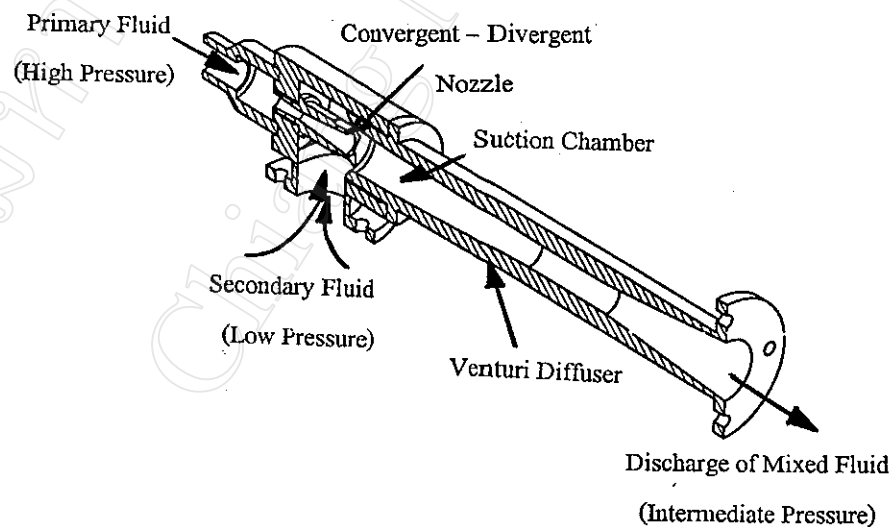
อุณหภูมิ (°C)	ความดันไออิ่มตัว (torr)	อุณหภูมิ (°C)	ความดันไออิ่มตัว (torr)
0	4.579	16	13.634
1	4.926	17	14.530
2	5.294	18	15.477
3	5.685	19	16.477
4	6.101	20	17.535
5	6.543	21	18.650
6	7.013	22	19.827
7	7.513	23	21.068
8	8.045	24	22.377
9	8.609	25	23.756
10	9.209	26	25.209
11	9.844	27	26.739
12	10.518	28	28.349

ตาราง 2.1 ค่าความดันไออิ่มตัวเทียบกับอุณหภูมิ (ต่อ)

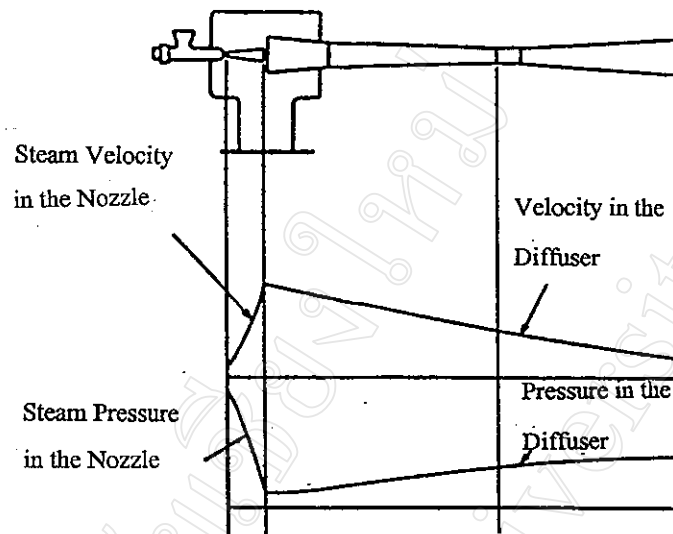
อุณหภูมิ (°C)	ความดันไออิ่มตัว (torr)	อุณหภูมิ (°C)	ความดันไออิ่มตัว (torr)
13	11.231	29	30.043
14	11.987	30	31.824
15	12.788	31	33.659

2.4 หัวฉีดไอน้ำ

หัวฉีดไอน้ำเป็นอุปกรณ์ที่ใช้หลักการทำงานโดยให้ของไหลทำงานที่มีความดันสูง (ของไหลปฐมภูมิ) เช่น ไอน้ำ น้ำ หรืออากาศ ไหลผ่านหัวฉีดแบบลู่เข้า - บานออก ทางออกของหัวฉีดจะมีความเร็วที่สูงมาก ทำให้จุดเอาของไหลซึ่งเป็นภาระทางด้านดูดที่มีความดันต่ำ (ของไหลทุติยภูมิ) เช่น ไอ หรืออากาศ เข้าไปผสมด้วยกันในห้องผสม โดยออกแบบให้การผสมเป็นแบบความดันคงที่ ขณะที่ไหลผ่านตัวกระจายของเวนจูรีที่ถูกขยายหน้าตัด จะทำให้เสดความเร็ว (Velocity Head) เปลี่ยนเป็นเสดความดัน (Pressure Head) ดังนั้นของผสมที่ทางออกจึงมีความเร็วต่ำลง ขณะที่ความดันจะเพิ่มสูงกว่าความดันทางด้านดูด ดังแสดงในรูป 2.1 เนื่องจากหัวฉีดไอน้ำไม่มีชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่จึงยากต่อการทำความเข้าใจเกี่ยวกับการทำงาน ดังนั้นจึงได้แสดงผลของการเปลี่ยนแปลงระหว่างความดันและความเร็วของของไหลที่เกิดขึ้นภายในหัวฉีดไอน้ำ ดังแสดงในรูป 2.2



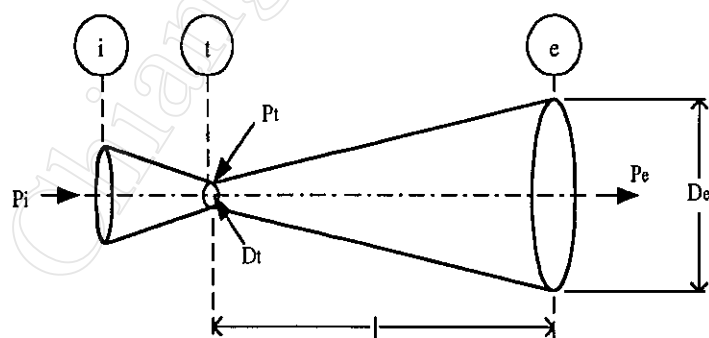
รูป 2.1 การทำงานของหัวฉีดไอน้ำ



รูป 2.2 การเปลี่ยนแปลงระหว่างความดันและความเร็วของของไหลที่เกิดขึ้นภายในหัวฉีดไอน้ำ (18)

ซึ่งลักษณะรูปร่างและส่วนประกอบต่าง ๆ ของหัวฉีดไอน้ำที่ออกแบบ มีส่วนประกอบที่สำคัญอยู่ 3 ส่วน คือ

2.4.1 หัวฉีด เป็นอุปกรณ์สำหรับเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกล โดยอาศัยการลดความดัน เพื่อให้ความเร็วของสารตัวกลางที่ไหลผ่านหัวฉีดมีความเร็วที่ทางออกสูงกว่าความเร็ววิกฤต หรือเป็นความเร็วเหนือเสียง (Supersonic) โดยอาศัยช่องทางที่ค่อย ๆ เปลี่ยนแปลงขนาดอย่างสม่ำเสมอ ดังนั้นลักษณะรูปร่างของหัวฉีดจึงเป็นแบบลู่เข้า – บานออก ดังแสดงในรูป 2.3



รูป 2.3 รูปร่างหัวฉีดแบบลู่เข้า – บานออก

เมื่อพิจารณาการวิเคราะห์ในทางทฤษฎีของการไหลผ่านหัวฉีดเป็นแบบไอเซนทรอปิก โดยสมมติให้ของไหลเป็นก๊าซสมบูรณ์ ไม่คิดผลของความเสียดทานของหัวฉีด และสภาวะการไหลของของไหลเป็นแบบคงตัว ซึ่งมีอัตรา

ส่วนความดันวิกฤต (Critical Pressure Ratio, r_c) สำหรับ $P/P_i < r_c$ โดยที่ $r_c = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{k/(k-1)}$ สำหรับสมการของการไหลด้วยความเร็วเหนือเสียง เมื่อพื้นที่เป็นฟังก์ชันกับความดันของของไหล หาได้จากสมการ

$$\left[\frac{A_t}{A_e} \right]^2 = \left[\frac{2}{k-1} \right] \left[\frac{k+1}{2} \right]^{\frac{k+1}{k-1}} \left[\frac{P_e}{P_i} \right]^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad \dots\dots\dots 2.9$$

จากสมการที่ 2.9 ถ้ากำหนดให้ A_e/A_t เป็นอัตราส่วนของพื้นที่ในทางทฤษฎี ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างพื้นที่ทางออกของกรวยหัวฉีดต่อพื้นที่คอคอขวดหัวฉีด เมื่อแสดงอยู่ในเทอมของเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีด จะได้ว่า

$$\frac{D_e}{D_t} = \left[\frac{A_e}{A_t} \right]^{0.5} \quad \dots\dots\dots 2.10$$

โดยที่

P_i = ความดันของไอน้ำที่ทางเข้าหัวฉีด, torr (kPa)

P_t = ความดันของไอน้ำที่คอคอขวดหัวฉีด, torr (kPa)

P_e = ความดันของไอน้ำที่ทางออกหัวฉีด, torr (kPa)

A_t = พื้นที่หน้าตัดที่คอคอขวดหัวฉีด, mm²

A_e = พื้นที่หน้าตัดที่ทางออกหัวฉีด, mm²

D_t = เส้นผ่านศูนย์กลางที่คอคอขวดหัวฉีด, mm

D_e = เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางออกหัวฉีด, mm

r_c = อัตราส่วนความดันวิกฤต

k = อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ (ไอน้ำแห้งมีค่า $k = 1.3$)

ลักษณะรูปร่างภายในของหัวฉีดทั้งในส่วนที่ลู่เข้าและบานออก มีลักษณะเป็นทรงกรวย ดังนั้นเมื่อรู้อัตราส่วนของพื้นที่ในทางทฤษฎีและมุมรวมของกรวยที่ลู่เข้าและบานออกที่สภาวะการออกแบบ จะสามารถกำหนดความยาวของกรวยหัวฉีดได้จากความรู้ทางตรีโกณมิติ ดังนี้

$$l = \frac{D_e - D_t}{2 \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad \dots\dots\dots 2.11$$

โดยที่

l = ความยาวของกรวย, mm

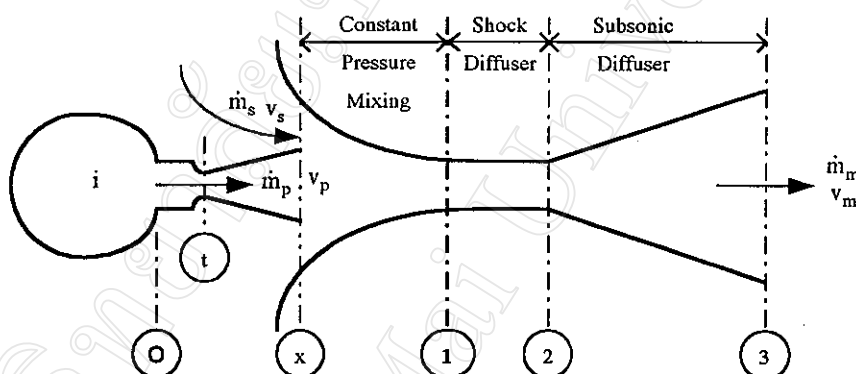
θ = มุมรวมของกรวย, องศา

2.4.2 ช่วงผสม เป็นช่วงที่ของไหลปฐมภูมิและของไหลทุติยภูมิเกิดการผสมกัน การวิเคราะห์ปัญหาการผสมของกระแสการไหลทั้งสองเป็นแบบ 1 มิติ ดังแสดงในรูป 2.4 สมมติให้กระแสน้ำหนักโมเลกุล

และอัตราส่วนความร้อนจำเพาะเท่ากัน ไม่คิดผลของความร่อนระหว่างผนังท่อกับกระแสของไหล สำหรับการออกแบบหัวฉีดไอน้ำให้การผสมระหว่างหน้าตัด x และ 1 เป็นแบบความดันคงที่ ของไหลผสมกันอย่างสมบูรณ์จะเกิดขึ้นที่หน้าตัด 1 ระหว่างหน้าตัด 1 และ 2 อาจเกิดการช็อกขวาง (Transverse Shocks) และที่หน้าตัด 3 ความเร็วทางออกเป็นศูนย์ กระบวนการทำงานเป็นแบบไอเซนทรอปิก โดยการประยุกต์ใช้สมการอนุรักษ์มวล (Conservation Equation of Mass) สมการโมเมนตัม (Momentum Equation) และสมการพลังงาน (Energy Equation) ดังนี้

สมการอนุรักษ์มวล

$$\dot{m}_p + \dot{m}_s = \dot{m}_m \quad \dots\dots\dots 2.12$$



รูป 2.4 รูปแบบการวิเคราะห์การผสมของกระแสการไหลแบบ 1 มิติ ที่ความดันคงที่ (13)

สมการ โมเมนตัม

$$\dot{m}_p v_p + \dot{m}_s v_s = \dot{m}_m v_m \quad \dots\dots\dots 2.13$$

สมการพลังงาน

$$\dot{m}_p h_p + \dot{m}_s h_s = \dot{m}_m \left(h_m + \frac{v_m^2}{2} \right) \quad \dots\dots\dots 2.14$$

โดยที่

$\dot{m}_p$ = อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ, kg/s

$\dot{m}_s$ = อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิ, kg/s

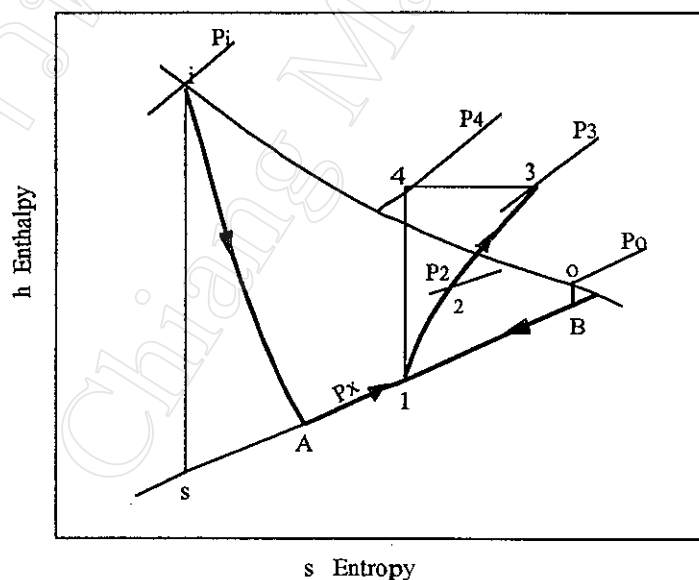
$\dot{m}_m$ = อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลผสม, kg/s

- v_p = ความเร็วของของไหลปฐมภูมิ, m/s
 v_s = ความเร็วของของไหลทุติยภูมิ, m/s
 v_m = ความเร็วของของไหลผสม, m/s
 h_p = เอนทัลปีของของไหลปฐมภูมิ, kJ/kg
 h_s = เอนทัลปีของของไหลทุติยภูมิ, kJ/kg
 h_m = เอนทัลปีของของไหลผสม, kJ/kg

2.4.3 ตัวกระจาย เป็นอุปกรณ์สำหรับลดความเร็วของการผสมหลังจากที่ได้ผสมกัน ในขณะเดียวกัน จะทำให้ความดันของการผสมเพิ่มขึ้นด้วยวิธีการหน่วงการไหล โดยการหน่วงการไหลเป็นผลของการเปลี่ยนแปลงหน้าตัดด้วยการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดที่ทางออกของหัวฉีดไอน้ำ จะทำให้การไหลของการผสมที่ทางออกมีความเร็วต่ำกว่าเสียง การออกแบบลักษณะของตัวกระจายเช่นนี้เพื่อลดเสียงดังที่ทางออกให้ต่ำลง ความสามารถในการหน่วงความเร็วที่ทางออกจะขึ้นอยู่กับมุมและความยาวของกรวยที่ออกแบบเป็นสำคัญ

2.5 ประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำ

เพื่อให้เกิดความเข้าใจในการหาประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำ สามารถอธิบายการทำงานโดยใช้ แผนภาพเอนทัลปี (Mollier Diagram) ของไอน้ำ ดังแสดงในรูป 2.5



รูป 2.5 แผนภาพเอนทัลปีการทำงานของหัวฉีดไอน้ำ (7)

ใช้ไอน้ำแห้งอิ่มตัว (ของไหลปฐมภูมิ) เข้าสู่หัวฉีดไอน้ำที่ความดัน P_i ตรงกับสถานะ i และขยายผ่านหัวฉีดแบบถั่ว - บานออกถึงความดันสถิต (Static Pressure) ที่สถานะ A เท่ากับความดัน P_x (ความดันที่ออกจากหัวฉีด, P_x) ซึ่งจะทำให้เกิดการดูดภาระของไอน้ำหรืออากาศที่ทางดูด (ของไหลทุติยภูมิ) เข้าสู่หัวฉีดไอน้ำที่ความดันไอน้ำอิ่มตัวทางด้านดูด ตรงกับสถานะ O และขยายถึงความดันสถิต P_x ที่สถานะ B โดยที่กระแสทั้งสองเริ่มต้น

ผสมที่ตำแหน่ง x ในห้องผสมของหัวฉีดไอน้ำ สมมติให้เกิดการผสมขึ้นอย่างสมบูรณ์ที่ความดันคงที่ ตรงกับสถานะ 1 ในทางปฏิบัติการผสมจะถูกหน่วงพร้อมกับความดันเพิ่มสูงขึ้น ขณะที่ความเร็วของการผสมจะลดลงที่ความดันด้านจ่าย แต่ในทางทฤษฎีจะเป็นไปได้ว่าพลังงานจลน์ที่ตำแหน่ง 1 จะถูกถ่ายเทเป็นพลังงานศักย์ที่ตำแหน่ง 4 อย่างไรก็ตามจะเกิดการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมระหว่างกระแสของไหลทั้งสอง ซึ่งจะถูกหน่วงไว้ทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานจลน์ หลังจากที่กระแสน้ำทั้งสองได้ผสมกันจะเกิดการสูญเสียเพิ่มขึ้นเนื่องจากการช็อค (Shock) การหมุนวน และความเสียดทานระหว่างผนัง ซึ่งการสูญเสียเหล่านี้จะทำให้เกิดความดันเพิ่มสูงขึ้นในทางทฤษฎีของการกระจาย (Diffusion) ได้สมมติให้เกิดขึ้นเป็นสองส่วน กล่าวคือ ส่วนที่หนึ่งเป็นการกระจายช็อคด้วยความเร็วเหนือเสียง (Supersonic Shock Diffusion) จากสถานะ 1 ถึงสถานะ 2 (ระหว่างตำแหน่งที่ 1 ถึงตำแหน่งที่ 2) และส่วนที่สองเป็นการกระจายความเร็วต่ำกว่าเสียง (Subsonic Diffusion) จากสถานะ 2 ถึงสถานะ 3 (ระหว่างตำแหน่งที่ 2 ถึงตำแหน่งที่ 3) แต่ในทางปฏิบัติการกระจายช็อค (Shock Diffusion) จะเกิดขึ้นก่อนมาถึงตำแหน่งที่ 1 และจะเกิดขึ้นที่ตำแหน่งที่ 2 เนื่องจากความเร็วของไอน้ำที่ทางออกตำแหน่งที่ 3 จะถูกจำกัดไว้ด้วยความเร็วที่ทางออกจะไม่เป็นศูนย์ ดังนั้นพลังงานการสูญเสียที่เกิดขึ้นจึงน้อย สำหรับความดันสถิต P_3 เทียบกับตำแหน่งที่ 3 จะถูกกำหนดด้วยความดันที่ออกแบบทางด้านจ่าย ดังนั้นจากไดอะแกรม ซึ่งได้แสดงการทำงานภายในหัวฉีดไอน้ำ ในการหาประสิทธิภาพการทำงานของหัวฉีดไอน้ำในแต่ละสเตจตามที่ได้ออกแบบ ประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำจะอยู่ในรูปของประสิทธิภาพของการอัด ดังนี้

$$\eta_E = \frac{(h_3 - h_0)(\dot{m}_{\text{steam}} + \dot{m}_v)}{\dot{m}_{\text{steam}}(h_i - h_s)} \times 100 \quad \dots\dots\dots 2.15$$

โดยที่

η_E = ประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำ, %

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

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

h_0 = เอนทัลปีทางด้านดุด, kJ/kg

h_3 = เอนทัลปีทางด้านจ่าย, kJ/kg

h_s = เอนทัลปีของการขยายตัวแบบไอเซนทรอปิก, kJ/kg

h_i = เอนทัลปีทางเข้าหัวฉีด, kJ/kg

โดยที่ประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำจะแสดงอยู่ในรูปของอัตราส่วนระหว่างพลังงานของการอัดจริงหารด้วยพลังงานของการขยายตัวของไอน้ำที่ผ่านหัวฉีดในทางทฤษฎี จึงทำให้หัวฉีดไอน้ำมีประสิทธิภาพไม่มาก เนื่องจากการสูญเสียพลังงานจลน์ของการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมระหว่างของไหลทั้งสอง และการสูญเสียเนื่องจากการเกิดอาการช็อค การหมุนวน และความเสียดทานของผนังหัวฉีดไอน้ำ

2.6 การออกแบบหัวฉีดไอน้ำ

การออกแบบหัวฉีดไอน้ำสำหรับงานวิจัยนี้ จะยึดตามหลักเกณฑ์การออกแบบของ Power R.B. (16) เพื่อใช้เป็นแนวทางที่สำคัญในการออกแบบหัวฉีดไอน้ำแต่ละสเตจ สำหรับหาปริมาณไอน้ำที่ต้องการในแต่ละ

แสดง ตามอัตราส่วนการอัดของการออกแบบ เพื่อนำข้อมูลไปคำนวณหาขนาดต่าง ๆ ของหัวฉีดไอน้ำ ซึ่งจะประกอบด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย และข้อต่อด้านดูด ตามสมการที่กำหนดให้ สำหรับรายละเอียดของการออกแบบ ซึ่งเกี่ยวกับลักษณะรูปร่างของหัวฉีดไอน้ำ (ดูรูป 1.2 ประกอบ) ได้ยึดตามค่าการออกแบบที่ผู้ผลิตหัวฉีดไอน้ำนิยมใช้ในการออกแบบ มีส่วนประกอบที่สำคัญ คือ

ก. หัวฉีด เป็นส่วนที่ทำให้เกิดการดูดภาระของของไหลทางด้านดูด ซึ่งมีลักษณะรูปร่างเป็นแบบถั่ว - บานออก ออกแบบให้มุมรวมของกรวยในส่วนที่ถั่วเข้าประมาณ 20 องศา และส่วนที่บานออกประมาณ 12 องศา

ข. ช่วงผสม เป็นส่วนของไหลทั้งสองเกิดการผสมกันที่ความดันคงที่ ซึ่งมีลักษณะรูปร่างเป็นทรงกรวยถั่วเข้า ออกแบบให้มุมรวมของกรวยที่ทางเข้าประมาณ 12 องศาและมุมรวมที่ปลายของกรวย 4 องศา โดยที่ความยาวของช่วงผสมจะอยู่ในเทอมของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดของตัวกระจาย ออกแบบให้ความยาวของช่วงผสมประมาณ 7 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

ค. คอคอดตัวกระจาย เป็นส่วนที่มีพื้นที่คงที่ ออกแบบให้ความยาวคอคอดประมาณ 3 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

ง. ตัวกระจาย เป็นส่วนที่มีลักษณะรูปร่างเป็นทรงกรวยบานออก เพื่อทำให้ความเร็วของผสมที่ทางออกมีความเร็วต่ำกว่าเสียง ออกแบบให้มุมรวมของกรวยที่บานออกประมาณ 10 องศา และความยาวของตัวกระจายประมาณ 5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

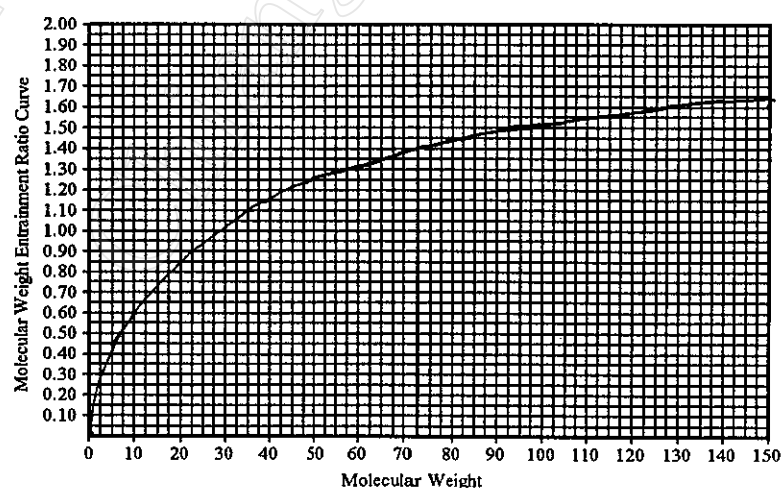
สำหรับการออกแบบหัวฉีดไอน้ำของงานวิจัยนี้ ซึ่งจะไม่สนใจผลของการเปลี่ยนแปลงระหว่างความดันและความเร็วที่เกิดขึ้นภายในหัวฉีดไอน้ำในแต่ละสภาวะ ที่ได้จากสมการพื้นฐานในการวิเคราะห์ทางทฤษฎี แต่จะสนใจเฉพาะผลของการออกแบบของหัวฉีดไอน้ำในแต่ละสภาวะว่าสามารถทำงานได้ตามสภาวะที่ออกแบบได้หรือไม่ โดยจะดูได้จากผลการทดสอบของความดันที่ด้านดูดและด้านจ่ายเป็นไปตามค่าการออกแบบหรือไม่ แล้วนำไปเขียนเส้นสมรรถนะการทำงานของหัวฉีดไอน้ำในแต่ละสภาวะที่สภาวะการออกแบบ ซึ่งสมการที่ใช้ในการออกแบบได้ผ่านขั้นตอนการทดลองและปรับปรุงเพื่อให้มีความสะดวกและเป็นมาตรฐานในการคำนวณออกแบบหัวฉีดไอน้ำ โดยตั้งอยู่บนพื้นฐานการใช้ไอน้ำแห้งอิ่มตัว ความร้อนจำเพาะของก๊าซคงที่ พิจารณาการไหลเป็นแบบ 1 มิติ สภาวะการไหลเป็นแบบคงตัว และการไหลของของไหลที่เกิดขึ้นภายในหัวฉีดไอน้ำเป็นแบบไอเซนโทรปิก

การออกแบบหัวฉีดไอน้ำจะใช้ไอน้ำแห้งอิ่มตัว เป็นของไหลปฐมภูมิ อากาศแห้งที่อุณหภูมิบรรยากาศ เป็นของไหลทุติยภูมิ โดยสมมติให้กระแสน้ำของของไหลทั้งสองเกิดการผสมที่ความดันคงที่ ในการหาปริมาณไอน้ำที่ต้องการของหัวฉีดไอน้ำแต่ละสภาวะ ผู้ออกแบบจะต้องรู้ภาระทางด้านดูดของอากาศแห้ง (Dry Air Equivalent Load) ความดันด้านดูดและด้านจ่ายที่จุดออกแบบ และความดันไอน้ำที่ใช้ เพื่อให้เกิดความง่ายและสะดวกต่อการคำนวณจึงได้กำหนดขั้นตอนของการออกแบบหัวฉีดไอน้ำไว้ดังต่อไปนี้

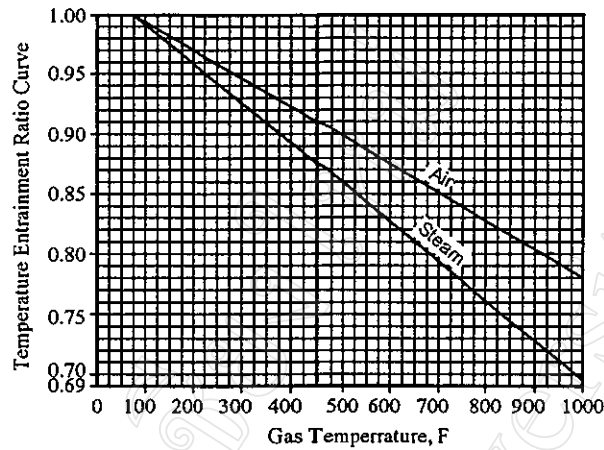
ก. การคำนวณหาภาระทางด้านดูด (Suction Load) ซึ่งการออกแบบหัวฉีดไอน้ำจะต้องรู้ภาระของอากาศแห้งทางด้านดูดของแต่ละสภาวะก่อนจึงจะสามารถหาปริมาณไอน้ำที่ต้องการสำหรับสภาวะนั้นได้ โดยหาได้จากแผนภูมิที่ได้กำหนดไว้ เนื่องจากอากาศปกติหรืออากาศที่อยู่ล้อมรอบตัวเรา มักจะมีไอน้ำปนอยู่ด้วยเสมอ

เรียกว่าอากาศชื้น ซึ่งเป็นของผสมระหว่างอากาศแห้งและไอน้ำ มีน้ำหนักโมเลกุลประมาณ 29 และ 18 ตามลำดับ เพื่อให้เกิดความง่ายและเป็นมาตรฐานในการคำนวณหาภาระของก๊าซทางด้านดูด HEI (Heat Exchanger Institute) Standard for Steam Jet Ejector จึงได้กำหนด Entrainment Ratio Curves ของน้ำหนักโมเลกุล และอุณหภูมิ โดยสามารถนำไปใช้กับก๊าซอื่น ๆ ได้ ที่มีความดันด้านดูดและด้านจ่ายเหมือนกัน ดังแสดงในรูป 2.6 และ 2.7 ตามลำดับ เพื่อใช้ในการเปลี่ยนภาระอากาศชื้นทางด้านดูดให้เป็นภาระอากาศแห้งเสียก่อน แล้วจึงคำนวณหาปริมาณไอน้ำที่ต้องการในแต่ละสเตจได้

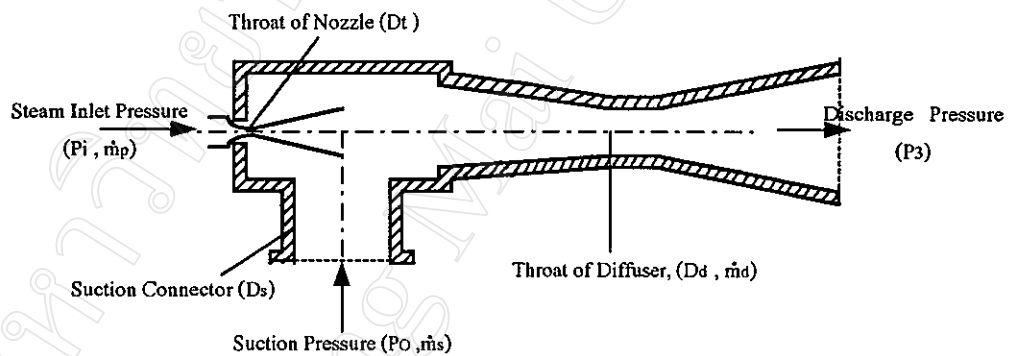
ข. การคำนวณหาปริมาณของไอน้ำที่ต้องการสำหรับหัวฉีดไอน้ำในแต่ละสเตจ เพื่อให้สามารถอัดภาระอากาศแห้งทางด้านดูดออกไปยังด้านจ่ายตามความดันที่ออกแบบ สิ่งที่ต้องคำนึงถึงคือ การออกแบบหัวฉีดไอน้ำเพื่อให้สามารถสร้างสุญญากาศตามความดันที่ออกแบบจะขึ้นอยู่กับจำนวนสเตจของหัวฉีดไอน้ำ เพราะว่าหัวฉีดไอน้ำในแต่ละสเตจจะสามารถทำงานได้ดีในช่วงอัตราส่วนการอัดอยู่ระหว่าง 5 : 1 ถึง 8 : 1 ของการออกแบบ ดังนั้นการเลือกอัตราส่วนการอัดที่ไม่เหมาะสมจะทำให้สิ้นเปลืองไอน้ำมาก โดยเฉพาะหัวฉีดไอน้ำที่ต่อกันแบบอนุกรมหลาย ๆ ตัว ภาระทางด้านดูดของตัวถัดไปจะรับภาระโดยตรงที่จ่ายออกจากสเตจก่อนหน้านี้ ทำให้ภาระทางด้านดูดเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลให้ไอน้ำที่ต้องใช้อัดจะเพิ่มตามไปด้วย แต่ถ้ามีเครื่องควบแน่นต่ออยู่ระหว่างสเตจ จะสามารถช่วยลดภาระทางด้านดูดให้เหลือน้อยลงได้ เพราะว่าไอน้ำจะถูกควบแน่นเป็นน้ำทำให้ภาระทางด้านจ่ายลด ทำให้สเตจต่อไปมีขนาดเล็กลง ในการคำนวณหาปริมาณไอน้ำของหัวฉีดไอน้ำในแต่ละสเตจสิ่งที่สำคัญก็คือ จะต้องรู้ภาระอากาศแห้งทางด้านดูด ความดันด้านดูดและด้านจ่ายที่จุดออกแบบ ความดันไอน้ำที่ใช้ แต่เนื่องจากเอกสารที่ใช้ในการออกแบบเป็นหน่วยอังกฤษ ดังนั้นเพื่อให้เป็นมาตรฐานเดียวกันสำหรับงานวิจัยนี้จะใช้หน่วยในระบบ SI จึงได้ปรับปรุงสมการที่ใช้คำนวณ โดยที่ $1 \text{ kg} = 2.2046 \text{ lbm}$, $25.4 \text{ mm} = 1 \text{ inch}$, $1.013 \text{ bar} = 14.7 \text{ Psia}$, $10 \text{ bar} = 150 \text{ Psig}$ หรือ $11.013 \text{ bar} = 165 \text{ Psia}$ เป็นต้น เพื่อสามารถนำไปคำนวณหาขนาดต่าง ๆ ของหัวฉีดไอน้ำ ดังแสดงในรูป 2.8



รูป 2.6 กราฟแสดงอัตราส่วนน้ำหนัก โมเลกุลที่ด้านดูดของหัวฉีดไอน้ำ (16)



รูป 2.7 กราฟแสดงอัตราส่วนอุณหภูมิที่ด้านดูดของหัวฉีดไอน้ำ (16)



รูป 2.8 ตัวแปรต่าง ๆ ของหัวฉีดไอน้ำที่ใช้ประกอบการคำนวณ

ปริมาณไอน้ำที่ต้องการในแต่ละสแตจ หาได้จากสมการ

$$\dot{R} = \dot{R}_{da} \cdot \dot{R}_a \cdot M_{pi} \cdot M_{pi/po} \cdot M_{stab} \cdot M_{p3-0} \quad \dots\dots\dots 2.16$$

โดยที่

$\dot{R}$ = ปริมาณไอน้ำที่ต้องการ, kg_{steam}/h (lb_{steam}/h)

$\dot{R}_{da}$ = ปริมาณอากาศแห้ง, $kg_{dry air}/h$ ($lb_{dry air}/h$)

$\dot{R}_a$ = อัตราส่วนระหว่างไอน้ำต่ออากาศแห้งที่จุดออกแบบ, $kg_{steam}/kg_{dry air}$, ($lb_{steam}/lb_{dry air}$)

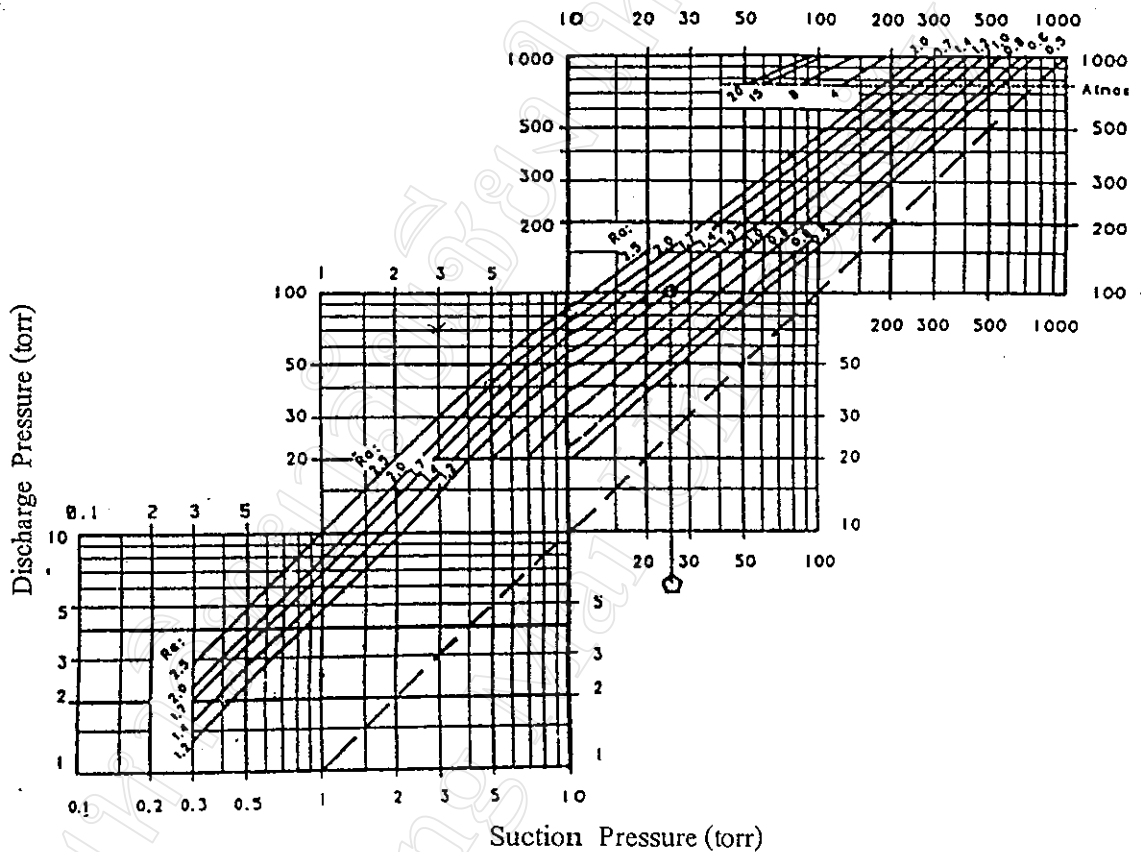
หาได้จากกราฟรูป 2.9

M_{pi} = ตัวคูณแก้ไขความดันสมบูรณ์ของไอน้ำที่ใช้ หาได้จากกราฟรูป 2.10

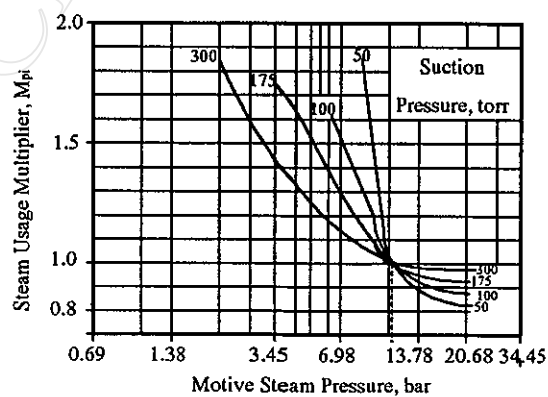
M_{pvpo} = ตัวคูณแก้ไขความดันสมบูรณ์ของไอน้ำที่ใช้ต่อความดันสมบูรณ์ด้านดูด
หาได้จากกราฟรูป 2.11

M_{stab} = ตัวคูณแก้ไขความเสถียรของภาระทางด้านดูด สำหรับสภาวะสุดท้าย = 1.15

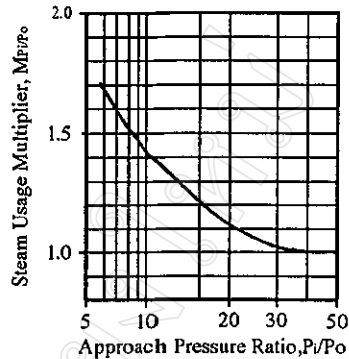
M_{p3-0} = ตัวคูณแก้ไขความดันที่ไม่มีภาระทางด้านดูด สำหรับสภาวะสุดท้าย = 1.10



รูป 2.9 กราฟแสดงอัตราส่วนระหว่างไอน้ำต่ออากาศแห้งที่ต้องการของหัวฉีดไอน้ำ
แต่ละสภาวะ สำหรับไอน้ำความดันแรง 10 bar (16)



รูป 2.10 กราฟแสดงตัวคูณแก้ไขความดันไอน้ำที่ใช้ (16)



รูป 2.11 กราฟแสดงตัวคูณแก้ไขความดันสมบูรณ์ระหว่างความดันไอน้ำที่ใช้ต่อความดันด้านดูด (16)

ก. การคำนวณหาขนาดต่าง ๆ ของหัวฉีดไอน้ำ (ดูรูป 2.8 ประกอบ)

การคำนวณหาอัตราการไหลวิกฤตของไอน้ำผ่านหัวฉีด ซึ่งตั้งอยู่บนพื้นฐานของไอน้ำแห้งอิ่มตัว กำหนดให้สัมประสิทธิ์การไหลเท่ากับ 0.97 จะหาได้จากสมการ

$$\dot{m}_p = 0.459 D_t^2 P_i^{0.96} \quad \dots\dots\dots 2.17$$

จากสมการที่ 2.17 สามารถคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีดได้จากสมการ

$$D_t = \frac{1.477 \dot{m}_p^{0.5}}{P_i^{0.48}} \quad \dots\dots\dots 2.18$$

โดยที่

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

D_t = เส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีด, mm

P_i = ความดันสมบูรณ์ไอน้ำที่ออกแบบ, bar

คำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย ได้จากสมการ

$$D_d = 33.942 \left[\frac{\dot{m}_d}{P_3} \right]^{0.5} \quad \dots\dots\dots 2.19$$

โดยที่

$\dot{m}_d$ = อัตราการไหลเชิงมวลสุทธิของผสมที่ด้านจ่ายจะเท่ากับอัตราการไหลของไอน้ำที่

ใช้สำหรับสแตงนั้นบวกกับ 0.8 เท่าภาระทางด้านดูดของอากาศแห้ง, kg/h

D_d = เส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย, mm

P_3 = ความดันสมบูรณ์ทางด้านจ่าย, torr

คำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของข้อต่อด้านดูด ได้จากสมการ

$$D_s = 60.342 \left[\frac{\dot{m}_s}{P_o} \right]^{0.5} \quad \dots\dots\dots 2.20$$

โดยที่

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

D_s = เส้นผ่านศูนย์กลางข้อต่อด้านดูด, mm

P_o = ความดันสมบูรณ์ทางด้านดูด, torr

2.7 การผสมกันของก๊าซสมบูรณ์

การผสมของก๊าซสมบูรณ์ (Perfect Gas) โดยให้กระแสการไหลของไอน้ำเป็นของไหลปฐมภูมิ และกระแสการไหลของอากาศเป็นของไหลทุติยภูมิ สมมติให้เป็นก๊าซสมบูรณ์ มีความร้อนจำเพาะของแต่ละการไหลคงที่ และไม่มีการทำปฏิกิริยากันทางเคมี จากสมการก๊าซสมบูรณ์ และสมการพลังงานของเทอร์โมไดนามิกส์ สำหรับค่าเอนทัลปี ของก๊าซผสมระหว่างของไหลปฐมภูมิและทุติยภูมิ หาได้จากสมการ

$$h_m = \frac{\dot{m}_p h_p + \dot{m}_s h_s}{\dot{m}_m} \quad \dots\dots\dots 2.21$$

เนื่องจากเป็นก๊าซสมบูรณ์ ซึ่ง $dh = c_p dT$ ดังนั้น ความร้อนจำเพาะของก๊าซผสมจะสามารถหาได้จากสมการ

$$c_{pm} = \frac{\dot{m}_p c_{pp} + \dot{m}_s c_{ps}}{\dot{m}_p + \dot{m}_s} \quad \dots\dots\dots 2.22$$

และอุณหภูมิของก๊าซผสม หาได้จากสมการ

$$T_m = \frac{\dot{m}_p c_{pp} T_p + \dot{m}_s c_{ps} T_s}{\dot{m}_p c_{pp} + \dot{m}_s c_{ps}} \quad \dots\dots\dots 2.23$$

โดยที่

c_{pp} = ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของของไหลปฐมภูมิ (ไอน้ำ), kJ/kg - K

c_{ps} = ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของของไหลทุติยภูมิ (อากาศ), kJ/kg - K

c_{pm} = ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของของไหลผสม, kJ/kg - K

T_p = อุณหภูมิสมบูรณ์ของไอน้ำ, K

T_s = อุณหภูมิสมบูรณ์ของอากาศ, K

T_m = อุณหภูมิสมบูรณ์ของของไหลผสม, K