



ระบบปรับอากาศแบบใช้หัวฉีดไอน้ำลดความดัน

นายสมจินต์ พ่วงเจริญชัย

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

งานห้องสมุดและหอสมุด
สำนักวิทยบริการและเทคโนโลยีสารสนเทศ
วันที่..... - 5 พ.ค. 2552
เลขทะเบียน..... 000133
เลขหมู่..... 39.

ระบบปรับอากาศแบบใช้หัวฉีดไอน้ำลดความดัน



นายสมจินต์ พ่วงเจริญชัย

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

ชื่อ : นายสมจินต์ พ่วงเจริญชัย
เรื่อง : ระบบปรับอากาศแบบใช้หัวฉีดไอน้ำลดความดัน
สาขาวิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันทางด้านอุตสาหกรรมมีการนำเอาหม้อไอน้ำมาใช้กันอย่างแพร่หลาย โดยไอน้ำที่ผลิตขึ้นมา ไอน้ำส่วนที่เหลือสามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้ โดยนำมาใช้ร่วมกับระบบหัวฉีดไอน้ำลดความดัน เพื่อผลิตสารทำความเย็นชั้นที่สอง (Chilled Water) ที่ใช้ในระบบปรับอากาศแบบใช้หัวฉีดไอน้ำลดความดัน (USER STEAM JET INJECTION FOR AIR CONDITION SYSTEM) โดยอาศัยหลักที่ว่า เมื่อลดความดันที่ผิวหน้าของน้ำที่อยู่ในภาชนะที่ปิดมิดชิดแล้ว ทำให้น้ำที่เหลือในอีวาपोเรเตอร์มีอุณหภูมิต่ำลงด้วย น้ำเย็นนี้มีอุณหภูมิประมาณ $4.44-21.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ จะถูกนำไปหมุนเวียนผ่านแอร์แฮนด์ลิงยูนิต (Air Handling Unit) ในระบบปรับอากาศ โดยจะทำการแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศ จึงทำให้บริเวณที่ต้องการปรับอากาศมีอุณหภูมิลดลง

จากผลการทดลอง การลดอุณหภูมิของน้ำด้วยสุญญากาศ พบว่า ความดันภายในถังค่อยๆ ลดลง ขณะที่อุณหภูมิของน้ำจะไม่เปลี่ยนแปลง จนกระทั่งความดันภายในถังบรรจุสามารถลดลงจนมาถึงความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิขณะนั้น จะทำให้น้ำที่อยู่ภายในถังเริ่มเดือดระเหยกลายเป็นไอ ขณะที่ความดันภายในระบบยังคงลดลงอย่างต่อเนื่อง กระบวนการของการระเหยจะทำให้เกิดความเย็นขึ้นภายในถัง ซึ่งสามารถลดอุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำจาก $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ เป็น $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ ดังนั้นในการทำความเย็นสุญญากาศของน้ำจะสามารถลดอุณหภูมิได้ $10\text{ }^{\circ}\text{C}$

นายสมจินต์ พ่วงเจริญชัย

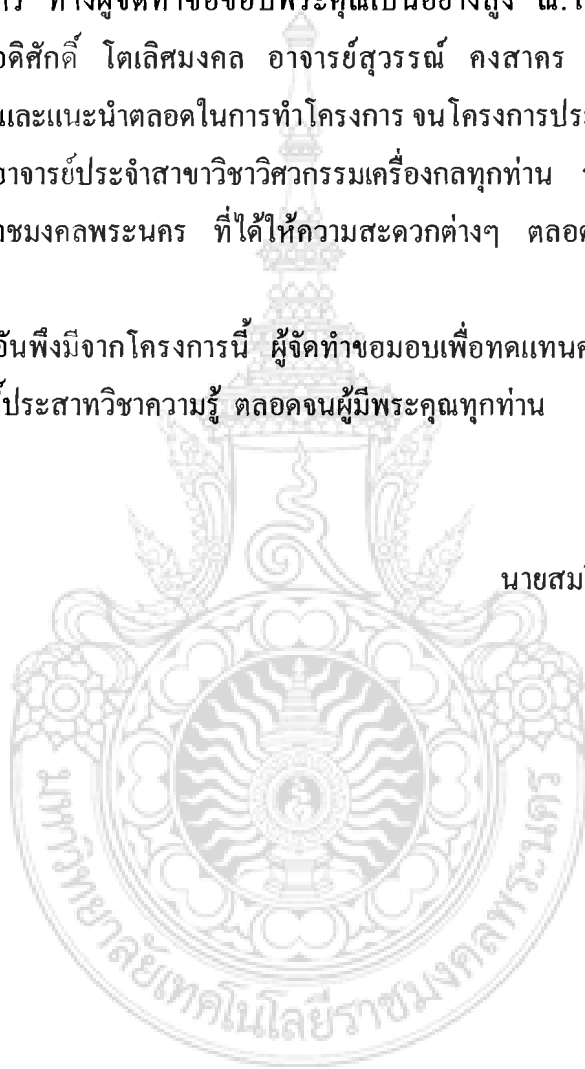
กิตติกรรมประกาศ

โครงการวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจากทางมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ในการดำเนินการจัดทำโครงการ ทางผู้จัดทำขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูง ณ.โอกาสนี้ และผู้วิจัยขอขอบพระคุณอาจารย์อดิศักดิ์ โตเลิศมงคล อาจารย์สุวรรณ คงสาคร และอาจารย์ศรีศักดิ์ น้อยไรรูมิ ที่ให้คำปรึกษาและแนะนำตลอดในการทำโครงการ จนโครงการประสบผลสำเร็จด้วยดี

ขอขอบพระคุณคณาจารย์ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่าน รวมทั้งเจ้าหน้าที่ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ที่ได้ให้ความสะดวกต่างๆ ตลอดระยะเวลาในการทำโครงการ

ประโยชน์และคุณค่าอันพึงมีจากโครงการนี้ ผู้จัดทำขอขอบเพื่อทดแทนคุณแค่ บิดา มารดา ครูบาอาจารย์ ผู้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ ตลอดจนผู้มีพระคุณทุกท่าน

นายสมจินต์ พ่วงเจริญชัย



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อ	ก
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูป	ซ
บทที่	
1. บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาของโครงการ	1
1.2 วัตถุประสงค์ในการจัดทำโครงการ	1
1.3 ขอบเขตของโครงการ	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน	2
2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	3
2.1 โหลดความเย็นของห้อง	3
2.2 หม้อน้ำหลอดไฟ	10
2.3 หัวฉีดไอน้ำ (Steam Jet)	13
2.4 การออกแบบหัวฉีดไอน้ำ	18
2.5 หอระบายความร้อน (Cooling Tower)	23
2.6 สมการพลังงานสำหรับการไหลแบบคงตัวของของไหลที่อัดตัวไม่ได้	24
2.7 คอยล์เย็น (Cooling Coil)	26
2.8 ท่อลม (Duct)	26
2.9 ความดันสูญเสียในระบบท่อ	29
2.10 การลดอุณหภูมิด้วยสูญญากาศ	30
2.11 ภาวะความดันผนังบาง	34
2.12 การหาค่าลังงานของปั๊มน้ำ	35
2.13 คอนเดนเซอร์	36

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
3. การออกแบบและคำนวณ	39
3.1 การหาความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนัง	39
3.2 การคำนวณและออกแบบหัวฉีดไอน้ำ	44
3.3 การเลือกคูลิ่งทาวเวอร์ตามกลุ่มมือ	62
3.4 การออกแบบท่อลมโดยวิธีความเสียดทานเท่ากัน	63
3.5 การหาความสูญเสียในท่อ	64
3.6 การหาค่าพลังงานที่ป้อนเข้าปั๊ม	66
3.7 การคำนวณหาค่าฮีตเตอร์	67
3.8 การออกแบบคอนเดนเซอร์	68
3.9 การคำนวณและออกแบบถังน้ำ	71
4. ผลการทดลอง	73
4.1 ขั้นตอนการเปิดระบบปรับอากาศ	73
4.2 ตารางแสดงผลการทดลอง	74
4.3 กราฟแสดงผลการทดลอง	77
5. สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	80
5.1 สรุปผลการทดลอง	80
5.2 ข้อเสนอแนะ	81
บรรณานุกรม	82
ภาคผนวก	83

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 แสดงความร้อนที่คายจากอุปกรณ์ที่มอเตอร์ขับเคลื่อน	9
2.2 แสดงคอนแทกแฟคเตอร์(ค่าที่ได้จากไซโครเมตริกชาร์ท)	26
2.3 แสดงความเร็วลมที่แนะนำสำหรับระบบปรับอากาศความเร็วต่ำ	28
2.4 แสดงความยาวสมมูลของข้อต่อและวาล์ว (<i>ft</i>)	30
2.5 แสดงค่าความดันไออิ่มตัวเทียบกับอุณหภูมิอิ่มตัว	33
2.6 แสดงค่าความปลอดภัย	35
2.7 แสดงค่าคงที่ของท่อ	39
3.1 แสดงขนาดต่าง ๆ ของหัวฉีดไอน้ำที่ออกแบบ	61
3.2 แสดงสรุปผลการออกแบบท่อลมโดยวิธีความเสียดทานเท่ากัน	64
3.3 แสดงความสูญเสียในระบบท่อจาก หอระบายความร้อน(Cooling Tower) ถึง คอนเดนเซอร์(Condensor)	65
3.4 แสดงความสูญเสียในระบบท่อจากถังน้ำเย็นถึง (Air Handling Unit)	68
4.1 แสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 5 mm	74
4.2 แสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 5.5 mm	74
4.3 แสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 6 mm	75
4.4 แสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 7 mm	75
4.5 แสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 10 mm	76
4.6 แสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 15 mm	76

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดงภาพการไหลของความร้อนแสดงความร้อนที่ห้องได้รับทั้งหมดความร้อนที่ ถูกอมไว้และไหลกลับความเย็นของห้อง	5
2.2 แสดงการทำงานของหัวฉีดไอน้ำ	13
2.3 แสดงส่วนประกอบต่าง ๆ ของหัวฉีดไอน้ำ	14
2.4 แสดงรูปร่างหัวฉีดแบบตู้เข้า-บานออก	14
2.5 แสดงรูปแบบการวิเคราะห์การผสมของกระแสการไหลแบบ 1 มิติที่ความดันคงที่	17
2.6 แสดงแผนภูมิอัตราส่วนน้ำหนักโมเลกุลที่ด้านดูดของหัวฉีดไอน้ำ	19
2.7 แสดงแผนภูมิอัตราส่วนอุณหภูมิที่ด้านดูดของหัวฉีดไอน้ำ	20
2.8 แสดงตัวแปรต่าง ๆ ของหัวฉีดไอน้ำที่ใช้ประกอบการคำนวณ	20
2.9 แสดงแผนภูมิอัตราส่วนระหว่างไอน้ำต่ออากาศแห้งที่ต้องการของหัวฉีดไอน้ำ แต่ละสเตจ (Stage) สำหรับไอน้ำความดันคงที่ 10 bar	21
2.10 แสดงแผนภูมิตัวคูณแก้ไขความดันไอน้ำที่ใช้	22
3.1 แสดงพื้นที่ที่ศึกษาทั้งหมด	39
3.2 แสดงพื้นที่ที่ศึกษาได้ทั้งหมด	40
3.3 แสดงพื้นที่ที่ระเหยออกทั้งหมด	41
3.4 แสดงพื้นที่เผาไหม้ทั้งหมด	42
3.5 แสดงตำแหน่งของส่วนประกอบของหัวฉีดไอน้ำ	60
3.6 แสดงภาพการออกแบบท่อลม	63
4.1 กราฟแสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปใน ปากกรวยเวนจูรี 5 mm	77
4.2 กราฟแสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปใน ปากกรวยเวนจูรี 5.5 mm	77
4.3 กราฟแสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปใน ปากกรวยเวนจูรี 6 mm	78
4.4 กราฟแสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปใน ปากกรวยเวนจูรี 7 mm	78

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.5 กราฟแสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 10 mm	79
4.6 กราฟแสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 15 mm	79



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาของโครงการ

ประเทศไทยในปัจจุบันนี้ได้มีวิวัฒนาการทางด้านอุตสาหกรรมและได้มีการนำเอาหม้อไอน้ำ (BOILER) มาใช้กันอย่างแพร่หลาย และไอน้ำในส่วนที่เหลือจากการใช้งานแทนที่จะปล่อยทิ้งไปโดยเปล่าประโยชน์ เราก็สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ได้

ทางเลือกหนึ่งสำหรับการนำไอน้ำในส่วนที่เหลือจากการใช้งานมาใช้คือ การทำความเย็นในอาคารสำนักงานด้วยการใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นชั้นที่สองหรือที่เรียกว่าระบบปรับอากาศแบบการใช้หัวฉีดไอน้ำลดความดัน (USING STEAM JET INJECTION FOR AIR CONDITION SYSTEM) มีการทำงานโดยอาศัยหลักที่เมื่อลดความดันที่ผิวหน้าของน้ำที่อยู่ในภาชนะที่ปิดมิดชิด จะทำให้น้ำมีอุณหภูมิต่ำลงด้วย น้ำเย็นนี้มีอุณหภูมิประมาณ $4.44 - 21.1^{\circ}\text{C}$ จะถูกปั๊มให้หมุนเวียนเข้าไปทำความเย็นร่วมกับเครื่องปรับอากาศเป็นวิธีการปรับอากาศ โดยการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศร้อนกับน้ำเย็น จึงทำให้บริเวณที่ต้องการปรับอากาศมีอุณหภูมิลดลงเหมาะที่จะนำไปใช้ประโยชน์และเหมาะสำหรับใช้กับโรงงานอุตสาหกรรมที่ใช้หม้อไอน้ำ จะเห็นได้ว่าเป็นการช่วยลดค่าใช้จ่ายและเป็นอีกทางเลือกหนึ่ง สำหรับการเลือกระบบปรับอากาศให้กับอาคารสำนักงาน จึงเป็นเหตุที่โครงการนี้ต้องทำการศึกษาวิธีการปรับอากาศดังกล่าวเพื่อที่จะนำข้อมูลที่ได้มาประยุกต์ใช้ในอาคาร

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1.2.1 เพื่อศึกษาการทำงานของระบบปรับอากาศแบบใช้หัวฉีดไอน้ำลดความดัน (Using

Steam Jet Ingection For Air Condition System)

1.2.2 เพื่อออกแบบระบบปรับอากาศแบบการขยายตัวของไอน้ำ

1.2.3 เพื่อสร้างระบบปรับอากาศแบบการขยายตัวของไอน้ำ

1.3 ขอบเขตของโครงการ

- 1.3.1 ใช้หม้อไอน้ำ (Boiler) 2 ตัว ขนาด 80 kg/hr และขนาด 120 kg/hr
- 1.3.2 ใช้หัวฉีดไอน้ำ (Steam Jet Injector) ที่สามารถลดอุณหภูมิอยู่ระหว่าง 10–15 °C
- 1.3.3 ใช้ห้องลดอุณหภูมิ (Evaporator)
- 1.3.4 ใช้คอนเดนเซอร์ (Condensor) ระบายความร้อนไอน้ำที่ออกหัวฉีด
- 1.3.5 ใช้ระบบระบายความร้อนด้วยหอระบายความร้อน (Cooling Tower)
- 1.3.6 ใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นชั้นที่สองเพื่อทำความเย็น
- 1.3.7 ใช้ระบบลมแบบ AHU (Air Handling Unit) ในการจ่ายลม

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.4.1 ให้ได้รู้การทำงานและวิธีการใช้หม้อไอน้ำ (Boiler)
- 1.4.2 ได้รู้การคำนวณและออกแบบขนาดของหัวฉีดไอน้ำ (Steam Jet Injector)
- 1.4.3 สามารถเข้าใจหลักการลดความดันในห้องอุณหภูมิ
- 1.4.4 สามารถเข้าใจหลักการทำงานของระบบระบายความร้อนไอน้ำที่ออกจากหัวฉีดด้วยคอนเดนเซอร์ (Condensor)
- 1.4.5 สามารถเข้าใจระบบระบายความร้อนด้วยหอผึ่งน้ำ (Cooling Tower)
- 1.4.6 สามารถเข้าใจหลักการทำน้ำเย็นที่ใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นชั้นที่สอง
- 1.4.7 สามารถออกแบบระบบการจ่ายลมแบบ AHU (Air Handling Unit) ได้

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- 1.5.1 ศึกษาข้อมูลการสร้างระบบปรับอากาศแบบใช้หัวฉีดไอน้ำลดความดัน
- 1.5.2 คำนวณและออกแบบระบบปรับอากาศแบบใช้หัวฉีดไอน้ำลดความดัน
- 1.5.3 คำนวณและออกแบบระบบระบายความร้อนด้วยน้ำ
- 1.5.4 การสร้างเครื่องระบบปรับอากาศแบบใช้หัวฉีดไอน้ำลดความดัน
- 1.5.5 การทดสอบการทำงานของระบบปรับอากาศแบบใช้หัวฉีดไอน้ำลดความดัน
- 1.5.6 การวิเคราะห์ข้อมูลและสรุปผล

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

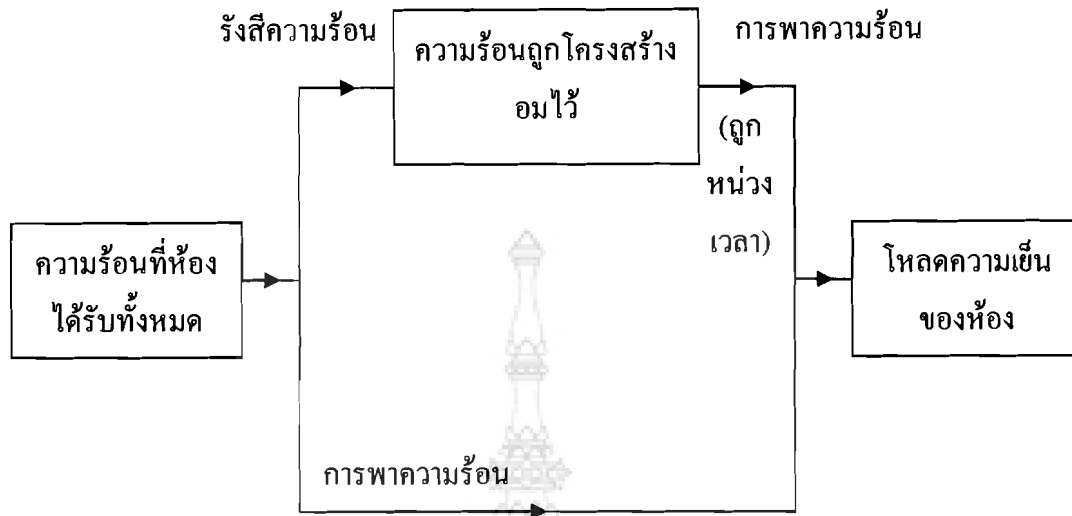
2.1 โหลดความเย็นของห้อง

การปรับรักษาอุณหภูมิของอากาศภายในห้องให้ต่ำกว่าอากาศภายนอกขึ้นอยู่กับ การดึงความร้อนออกจากห้องในอัตราเท่ากับอัตราความร้อนที่ห้องได้รับ เรียกว่า อัตราความร้อนที่เครื่องปรับอากาศดึงออกจากภายในห้องที่เราทำการปรับอากาศว่าโหลดความเย็นหรือโหลดรวมของห้อง จะประกอบด้วยโหลดความร้อนสัมผัสและโหลดความร้อนแฝง ซึ่งโหลดความร้อนสัมผัสจะทำให้อุณหภูมิของอากาศภายในห้องสูงขึ้น ดังนั้นอากาศที่จะต้องถูกส่งเข้าไปในห้องจะต้องมีอุณหภูมิและความชื้นต่ำและมีปริมาณมากพอที่จะรับ โหลดความเย็นของห้องได้ ดังนั้นการคำนวณหาโหลดความเย็นของห้องที่จะใช้ในการเลือกขนาดของเครื่องทำความเย็นและขนาดท่อต่าง ๆ จึงจำเป็นต้องแยกการคำนวณจากแหล่งความร้อนสัมผัส และจากแหล่งความร้อนแฝง เพื่อประโยชน์ในการนำไปใช้เลือกเครื่องทำความเย็นต่าง ๆ

ความร้อนที่ห้องจะได้รับจากแหล่งความร้อนต่าง ๆ คือ

- 1) ความร้อนถ่ายเทผ่านผนังด้านนอกหลังคาและกระจก
- 2) ความร้อนถ่ายเทผ่านผนังด้านในเพดานและพื้นห้อง
- 3) ความร้อนจากการแผ่รังสีของดวงอาทิตย์
- 4) ความร้อนจากหลอดไฟ
- 5) ความร้อนจากผู้อยู่อาศัย
- 6) ความร้อนจากเครื่องมือและอุปกรณ์ไฟฟ้าต่างๆ
- 7) ความร้อนเนื่องจากอากาศภายนอกรั่วผ่านประตูและหน้าต่าง

ความร้อนที่ห้องได้รับทั้งหมด คืออัตราความร้อนที่ห้องได้รับจากทุกแหล่งดังกล่าว ส่วนหนึ่งของความร้อนจำนวนนี้เท่านั้นที่สามารถทำให้อากาศในห้องร้อนขึ้นทันที ความร้อนที่เหลือจะถูกวัสดุซึ่งเป็นส่วนประกอบของห้องอมไว้ ดังนั้นความร้อนสุทธิที่อากาศในห้องได้รับจึงน้อยกว่าความร้อนที่ห้องได้รับทั้งหมด เรียกว่าผลบวกของความร้อนสุทธิที่ห้องได้รับจากแหล่งต่างๆแต่ละแหล่งว่าโหลดความเย็นของห้อง (อัตราความร้อนที่ดึงออกจากห้องเพื่อปรับรักษาภาวะอากาศภายในไว้)



รูปที่ 2.1 แสดงการไหลของความร้อนแสดงความร้อนที่ห้องได้รับทั้งหมด
ความร้อนที่ถูกอมไว้และโหลดความเย็นของห้อง

การคำนวณโหลดความเย็นต้องคำนึงถึงความร้อนของอาคารด้วย เพราะการอมความร้อนของอาคาร อาจทำให้ความร้อนที่ห้องได้รับทั้งหมดถูกส่วนประกอบของอาคารอมไว้เป็นบางส่วน

ปริมาณความร้อนที่เป็นโหลดความเย็น จะมีองค์ประกอบเช่นเดียวกับโหลดปรับอากาศ คือ ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังและหลังคา ความร้อนจากเครื่องใช้และอุปกรณ์ไฟฟ้า ความร้อนจากผูปฏิบัติงานในห้องทำความเย็นและความร้อนที่มาจากอากาศที่ถ่ายเท

2.1.1 ความร้อนถ่ายเทผ่านผนังด้านนอก

อาจคำนวณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังด้านนอก หลังคาและกระจกได้จากสมการ

$$Q = UA(\Delta T) \quad (2-1)$$

โดยที่

Q = ความร้อนสุทธิที่ไหลผ่านหลังคา ผนังหรือกระจก, (Btu/hr)

U = สัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อนผ่านหลังคา ผนังหรือกระจก, (Btu / hr · ft² · °F)

A = พื้นที่หลังคา ผนังหรือกระจก, (ft²)

ΔT = ความต่างอุณหภูมิโหลดความเย็น, (°F)

2.1.2 ความร้อนถ่ายเทผ่านผนังด้านใน

อาจหาความร้อนที่ถ่ายเทจากห้องไม่ปรับอากาศผ่านผนัง พื้นหรือเพดานเข้าห้องปรับอากาศได้จากสมการ

$$Q = UA(TD) \quad (2-2)$$

โดยที่

Q = อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังด้านในพื้นหรือเพดาน, (Btu/hr)

U = สัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อนสำหรับผนังด้านในพื้นหรือเพดาน, (Btu / hr · ft² · °F)

A = พื้นที่ผนังด้านในพื้นหรือเพดาน, (ft²)

TD = ความต่างอุณหภูมิระหว่างห้องปรับอากาศและไม่ปรับอากาศ, (°F)

2.1.3 รังสีจากดวงอาทิตย์ผ่านกระจก

พลังงานจากการแผ่รังสีจากดวงอาทิตย์จะทะลุผ่านวัสดุโปร่งใส เช่น กระจกและกลายเป็นส่วนหนึ่งของความร้อนที่ห้องได้รับ ปริมาณความร้อนสุทธิที่ห้องได้รับนี้ จะแปรผันตามเวลา ทิศ การอมความร้อนและชนิดของวัสดุบังแสง อย่างไรก็ตามอาจหาได้จากสมการ

$$Q = q_{sg} AF_s (CLF) \quad (2-3)$$

โดยที่

Q = ความร้อนสุทธิที่ได้รับจากการแผ่รังสีของดวงอาทิตย์ผ่านกระจก, (Btu/hr)

q_{sg} = แฟกเตอร์ความร้อนที่ได้รับจากดวงอาทิตย์, (Btu / hr · ft²)

A = พื้นที่กระจก, (ft²)

F_s = แฟกเตอร์เครื่องบังแสง

CLF = แฟกเตอร์โหลดความเย็นสำหรับกระจก

2.1.4 ความร้อนจากไฟแสงสว่าง

อาจหาความร้อนที่ได้รับจากไฟแสงสว่างได้จากสมการ

$$Q = 3.4 WF_B (CLF) \quad (2-4)$$

โดยที่

Q = ความร้อนสุทธิที่ได้รับจากไฟแสงสว่าง, (Btu/hr)

W = ขนาดหลอดไฟ, (Watts)

F_B = แฟกเตอร์บัลลาสต์

CLF = แฟกเตอร์โหลดความเย็นสำหรับไฟแสงสว่าง

3.4 = ค่าคงที่ที่ใช้ในการเปลี่ยนวัตต์ให้เป็น

แฟกเตอร์ CLF รับผิดชอบความร้อนจากไฟแสงสว่างส่วนที่ถูกวัดค่าต่าง ๆ อนุมัติปริมาณความร้อนที่ถูกลบจะขึ้นอยู่กับจำนวนชั่วโมงที่เปิดไฟ และจำนวนชั่วโมงที่ระบบทำความเย็นทำงานรวมทั้งชนิดของโครงสร้างอาคาร ชนิดของโคมไฟและอัตราการระบายอากาศในกรณีต่อไปนี้อาจไม่ต้องคำนึงถึงความร้อนที่ถูกลบคือ

- 1) ระบบทำความเย็นทำงานเฉพาะในช่วงที่มีผู้อาศัย
- 2) ระบบทำความเย็นทำงานนานกว่า 16 ชั่วโมง
- 3) ในช่วงที่ไม่มีผู้อาศัยยอมให้อุณหภูมิห้องสูงขึ้น (อุณหภูมิสวิง)

เนื่องจากกรณีดังกล่าวของบนนี้ควบคุมสถานการณ์ต่าง ๆ มากมาย ฉะนั้นจะต้องเลือกใช้ CLF ด้วยความระมัดระวัง ด้วยเหตุนี้เองจึงเลือกใช้ค่า $CLF = 1.0$

2.1.5. ความร้อนจากคน

คนคายความร้อนออกมาทั้งในรูปความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง ความร้อนสัมผัสอาจถูกส่วนประกอบของอาคารอมไว้ก็ได้ แต่ความร้อนแฝงจะไม่อาจหาความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงที่ได้รับจากคนได้จากสมการ

$$Q_s = q_s n (CLF) \quad (2-5)$$

และ

$$Q_L = q_L n \quad (2-6)$$

โดยที่

Q_s, Q_L = ความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงที่ได้รับ, (Btu/hr)

q_s, q_L = ความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงที่ได้รับต่อคน

n = จำนวนคน

CLF = แฟกเตอร์โหลดความเย็น

2.1.6. ความร้อนจากเครื่องมือเครื่องใช้

อาจหาความร้อนที่ได้รับจากเครื่องมือเครื่องใช้จากผู้ผลิต หรือแผ่นป้ายประจำเครื่องโดยตรง เครื่องมือเครื่องใช้บางชนิดอาจคายทั้งความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงออกมา ในกรณีที่ติดตั้งเครื่องมือเครื่องใช้ไว้ใต้ฝาครอบระบายอากาศ ห้องจะได้รับความร้อนน้อยลงในกรณีที่ระบบทำความเย็นทำงานตลอด 24 ชั่วโมงจะต้องคูณค่าความร้อนด้วยแฟกเตอร์ CLF สำหรับความร้อนที่คายจากมอเตอร์ และอุปกรณ์ที่มอเตอร์ขับเคลื่อนเกิดจากการเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าเป็นความร้อนสัดส่วนความร้อนที่คายออกมาหรือความร้อนที่ได้รับขึ้นกับตำแหน่งที่ติดตั้งมอเตอร์และ

อุปกรณ์ที่มอเตอร์ขับเคลื่อนว่าอยู่ในห้องปรับอากาศด้วยกันหรือไม่ หรืออยู่เพียงอย่างเดียวหนึ่ง ตารางที่ 2.1 ให้ปริมาณความร้อนที่คายออกมาในแต่ละกรณี

2.1.7. ความร้อนจากอากาศรั่วเข้าห้องและจากอากาศระบาย

อากาศรั่วเข้าห้อง คืออากาศจากภายนอกที่ไหลผ่านช่องระหว่างกรอบและบานหน้าต่าง หรือประตูเข้ามาในห้อง อากาศระบายคืออากาศจากภายนอกที่นำเข้ามาในห้องปรับอากาศด้วยความจงใจโดยผ่านการปรับภาวะที่อุปกรณ์ปรับจ่ายลม อาจหาความร้อนสัมผัสที่ห้องได้รับจากอากาศรั่วเข้าห้องได้จากสมการ

$$Q_s = 1.1 \text{ cfm} (TC) \quad (2-7)$$

สำหรับความร้อนแฝงที่ห้องได้รับจากอากาศรั่วเข้าห้องอาจหาได้จากสมการ

$$Q_L = 0.68 \text{ cfm} (W_o - W_i) \quad (2-8)$$

โดยที่

Q_s, Q_L = ความร้อนสัมผัส, ความร้อนแฝงที่ได้รับจากอากาศรั่วเข้าห้อง

$$1.1 = \text{ตัวคงที่ที่ได้จากผลคูณ} \frac{(60 \text{ min/hr})(0.244 \text{ Btu/lb.}^\circ F)}{(13.34 \text{ ft}^3/\text{lb})}$$

$$0.68 = \text{ตัวคงที่ซึ่งได้จากผลคูณ} \frac{(60 \text{ min/hr})(1050 \text{ Btu/lb})}{(13.34 \text{ ft}^3/\text{lb})(7000 \text{ gr/lb})}$$

cfm = อัตราไหลของอากาศรั่วเข้าห้องหรืออากาศระบาย, (ft^3)

TD = ความต่างระหว่างอุณหภูมิภายในและภายนอกห้องปรับอากาศ, ($^\circ F$)

W_i, W_o = ความชื้นจำเพาะของอากาศภายในและภายนอกห้องปรับอากาศตามลำดับ, (gr_w/lb_w)

2.1.8 การถ่ายเทความร้อนให้กับสิ่งล้อมรอบ

เนื่องจากส่วนหนึ่งของความร้อนสัมผัสที่ห้องได้รับถ่ายเทผ่านโครงสร้างของอาคารออกไปยังสิ่งล้อมรอบ ฉะนั้นความร้อนส่วนนี้จึงไม่ใช่โหลดของห้อง ปกติจะคำนวณความร้อนส่วนนี้โดยปรับค่าความร้อนสัมผัสที่ห้องได้รับจากการนำความร้อน รังสีจากดวงอาทิตย์ แสงสว่าง คนและอุปกรณ์ สมการสำหรับคำนวณตัวปรับค่าเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนให้กับสิ่งล้อมรอบ

$$F_c = 1 - 0.02K \quad (2-9)$$

$$K = \frac{(U_w A_w + U_g A_g)}{L} \quad (2-10)$$

โดยที่

F_c = ตัวคูณเพื่อปรับค่าความร้อนสัมผัสที่ห้องได้รับ

K = ค่าความนำความร้อนต่อหน่วยความยาว, $(Btu/hr \cdot ft \cdot ^\circ F)$

L = ความยาวของผนังด้านนอก, (ft)

U_w, U_g = สัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อนของผนังและกระจกตามลำดับ, $(Btu/hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$

A_w, A_g = พื้นที่ผนัง, กระจก, (ft^2)

ตารางที่ 2.1 แสดงความร้อนที่คายจากอุปกรณ์ที่มอเตอร์ขับเคลื่อน, (Btu/hr)

แรงม้ามอเตอร์	ตำแหน่งอุปกรณ์เมื่อเทียบกับกระแสลมหรือห้องปรับอากาศ		
	ทั้งมอเตอร์และอุปกรณ์ ที่ถูกขับเคลื่อนอยู่ข้างใน	มอเตอร์อยู่ข้างนอก อุปกรณ์ที่ถูกขับเคลื่อน อยู่ข้างใน	มอเตอร์อยู่ข้างใน อุปกรณ์ที่ถูกขับเคลื่อน อยู่ข้างนอก
1/8	580	320	260
1/6	710	430	280
1/4	1000	640	360
1/3	1290	850	440
1/2	1820	1280	540
3/4	2680	1930	750
1	3220	2540	680
1-1/2	4770	3820	950
2	8380	5100	1280
3	9450	7650	1800
6	15600	12800	2800
7-1/2	22500	19100	3400
10	30000	25500	4500
15	44500	38200	6300
20	58500	51000	7500

2.2 หม้อน้ำหลอดไฟ (Fire Tube Boiler)

หม้อน้ำชนิดนี้เป็นหม้อน้ำที่สร้างขึ้นมาตั้งแต่สมัยแรก หม้อน้ำสมัยแรก ๆ ให้กำเนิดไอน้ำ ความกดดันต่ำ ในปัจจุบันยังสามารถใช้งานอยู่ได้ก็มีจำนวนไม่น้อย แม้ว่าจะมีอายุประมาณ 100 ปีแล้วก็ตาม

หม้อน้ำหลอดไฟนั้น จำแนกได้ 3 ประเภทใหญ่ ๆ ตามลักษณะของหลอดไฟ (Internal Tube) ดังนี้

- 1) หม้อน้ำหลอดเปลวไฟ (Flame Tube Boiler)
- 2) หม้อน้ำหลอดร้อน (Hot Tube Boiler)
- 3) หม้อน้ำหลอดประสม (Combination Fire Tube Boiler)

หม้อน้ำทั้ง 3 ประเภทดังกล่าวข้างต้นเป็นหม้อน้ำที่ไฟแล่นอยู่ในหลอดน้ำอยู่บนผิวนอกของหลอด การผลิตความร้อนเป็นไปแบบใช้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนภายใน (Internal Furnace) หม้อน้ำหลอดไฟขนาดที่โตยิ่งขึ้นไปอีก จะมีลักษณะสร้างที่พัฒนาสูงมากขึ้นไปอีก คือจะใช้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนภายนอก (External Furnace) มาร่วมด้วย กล่าวโดยง่าย ๆ ก็คือหม้อน้ำแบบหลังนี้จะมีเตาอิฐทนไฟขนาดใหญ่ ตัวหม้อน้ำจะวางอยู่ในเตาตอนบนแก๊สเผาไหม้ในชั้นแรกจะสัมผัสกับผิวนอกของหม้อน้ำแล้วจึงจะแล่นเข้าสู่หลอดไฟในหม้อน้ำนั้น

2.2.1 สมรรถนะหม้อน้ำหลอดไฟ

ลักษณะออกแบบสร้างหม้อน้ำ

1) อัตราดูความร้อนของเตา ณ สภาวะปกติเตาหม้อน้ำควรมีอัตราดูความร้อน $175 MBh/ft^2$ อัตราผลิตความร้อนด้วยการพาความร้อน (Convection) มักมีกำหนดไม่เกิน $10-12 MBh/ft^2$

2) ลักษณะจัดวางพื้นที่ผลิตความร้อน จะต้องออกแบบวางให้ถูกต้องโดยมีเทคนิคและความรู้พิเศษในการวางตำแหน่งหลัก และครีมนต่าง ๆ หากเปลวไฟร้อนจัดจนเป็นเปลวแสง การกระจายความร้อนด้วยรังสี จะทำให้สามารถผลิตความร้อนได้มาก เตาที่ใช้แก๊สเป็นเชื้อเพลิงมักไม่ค่อยมีเปลวแสงการผลิตเปลี่ยนความร้อนเกิดแต่การพาความร้อนเพียงอย่างเดียว ทำให้ต้องใช้ท่อยาว ๆ เป็นพื้นที่ผลิตความร้อนจึงจะพอ

3) ความสามารถกลายเป็นไอน้ำปกติเป็นไอน้ำได้ช้า แต่ทั้งนี้ย่อมสุดแต่ลักษณะออกแบบว่าจะใช้อัตราส่วนพื้นที่ผลิตความร้อนต่อปริมาณน้ำเลี้ยงในกำหนดเท่าใด หากมีสภาวะทำให้น้ำไหลพาวนก็จะเป็นไอน้ำได้ง่ายขึ้น แต่โดยปกติหม้อน้ำแบบนี้ ให้กำเนิดไอน้ำได้ช้า

4) การไหลพาวนและหม้อน้ำหลอดไฟไม่ค่อยมีมากักทำให้ไม่สามารถผลิตความร้อนออกไปจากหลอดไฟได้เร็วทำให้สมรรถนะสูงไม่ได้

5) อันตรายอันเกิดจากอุบัติเหตุหากลกระเบิดมีความรุนแรงมากห้องหรือตึกอาจพังเสียหายได้

2.2.2. ข้อดีของหม้อน้ำแบบหลอดไฟ

2.2.2.1 โดยที่ช่องน้ำ ช่องกำเนิดไอน้ำ อยู่นอกหลอดไฟและมีปริมาณโตจึงทำให้หม้อน้ำขณะปฏิบัติงานไม่ล้นและสั่นสะเทือนได้ง่าย แม้ว่าอัตราใช้น้ำอาจจะไม่สม่ำเสมอตลอดเวลา หรืออัตราการเผาไหม้ไม่สม่ำเสมอคงที่ก็ดี หม้อน้ำหลอดไฟจึงง่ายต่อการใช้งานและแน่นอนมาก

2.2.2.2 การล้างทำความสะอาดผิวพื้นที่ผลิตความร้อนกำเนิดไอน้ำกระทำได้ง่ายเพราะเป็นพื้นที่ภายนอกของหลอด ทำให้สามารถใช้น้ำเลียงได้ทุกสภาพ เหมาะอย่างยิ่งที่จะใช้เป็นหม้อน้ำกำลังเคลื่อนที่ เช่น หม้อน้ำเรือ และหม้อน้ำรถไฟ หากเป็นหม้อน้ำเรือเมื่อน้ำก็จะสามารถใช้น้ำในเมื่อน้ำนั้นเป็นน้ำเลียงหม้อน้ำ ได้เลย

2.2.2.3 เล็กกะทัดรัดและสร้างง่าย

2.2.2.4 น้ำไม่ต้องบริสุทธิ์นัก

2.2.2.5 จ่ายไอน้ำได้สม่ำเสมอ

2.2.2.6 ทำงานได้ทั้งปกติและอัตโนมัติ (Manual – Auto)

2.2.3 ข้อเสียของหม้อน้ำแบบหลอดไฟ

2.2.3.1 การเริ่มติดเตาหม้อน้ำชนิดนี้ใช้เวลานานจึงจะเข้าสภาพทำงานปกติได้ที่เป็นเช่นนี้เพราะทั้งเหล็กชิ้นส่วน และน้ำมีเป็นจำนวนมากต้องใช้เวลาานกว่าทุกอย่างจะค่อย ๆ ร้อนขึ้นจนถึงอุณหภูมิทำงาน

2.2.3.2 หม้อน้ำแบบหลอดไฟนี้มีน้ำหนักมาก สมรรถนะน้ำหนักจำเพาะของหม้อน้ำมีค่าประมาณ 1 kN/kW

2.2.3.3 สมรรถนะการกำเนิดไอน้ำของหม้อน้ำหลอดไฟนี้ค่อนข้างต่ำ การผลิตความร้อนนั้นมิได้ใช้การแพร่รังสีความร้อนให้เป็นประโยชน์เพียงพอ

2.2.3.4 ในกรณีเกิดหม้อน้ำระเบิดจะมีอันตรายมาก เพราะมีทั้งน้ำร้อนและไอน้ำจำนวนมากอยู่ในหม้อน้ำ

2.2.3.5 หม้อน้ำชนิดนี้จะไม่สามารถกำเนิดไอน้ำด้วยความกดดันสูงกว่า 20 บาร์เกจได้ เพราะพื้นที่ภายในหม้อน้ำส่วนที่กำเนิดไอน้ำมีมาก ทำให้ปรากฏเป็นแรงกดดันค่าสูง เป็นขีดจำกัดไม่ให้กำเนิดไอน้ำความดันสูง ๆ ได้

2.2.4 ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ

2.2.4.1. สูญเสียไปทางปล่องหรือสูญเสียความร้อนสัมผัสซึ่งขึ้นอยู่กับ

2.2.4.1.1 อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง

หม้อน้ำจะทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ ถ้าอากาศที่ใช้เผาไหม้มีไม่มากเกินไปจนปริมาณที่ใช้สำหรับการเผาไหม้ไม่เพียงพอ ปริมาณอากาศที่เกินจะไม่ทำปฏิกิริยาในการเผาไหม้ ทั้งออกซิเจนและไนโตรเจนในอากาศที่เกิน จะดูดซับความร้อนไว้จนมีอุณหภูมิเท่าแก๊สเสียออกปล่อง ถ้าปริมาณอากาศที่เกินยิ่งสูงก็ยิ่งสูญเสียพลังงานความร้อนมากขึ้น ในทางปฏิบัติจึงพยายามปรับแต่งให้ใช้อากาศที่เกินน้อยที่สุดโดยไม่มีควันดำที่ปากปล่องตลอดช่วงการทำงานของหม้อไอน้ำตั้งแต่ Low Fire (เดินโหลดต่ำ) จนถึง High Fire (เดินโหลดสูง) โดยปริมาณอากาศที่เกินเปอร์เซ็นต์สามารถวัดได้โดยใช้เครื่องวัดปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) หรือปริมาณออกซิเจน (O_2) ในแก๊สเสียก่อนออกปล่องปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ที่เหมาะสมอยู่ในช่วง 13 – 14

2.2.4.1.2 อุณหภูมิแก๊สเสียออกปล่องมาก - น้อยขึ้นอยู่กับ

1) การออกแบบหม้อน้ำแก้ไขอะไรไม่ได้ เช่น หม้อน้ำ 4 กลีบจะมีอุณหภูมิต่ำกว่าหม้อน้ำแบบ 3 กลีบหรือ 2 กลีบ เพราะแก๊สร้อนมีเวลาถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำนานขึ้นแก๊สเสียออกปล่องจะมีอุณหภูมิต่ำกว่า

2) ความสะอาดของผิวภายในท่อไฟถ้าผิวถ่ายเทความร้อนมีเขม่าคาปอนด์เกาะหนา จะเป็นฉนวนกั้นถ่ายเทความร้อน

2.2.4.2 สูญเสียจากการแผ่รังสี (Radiation Losses)

1) เป็นการสูญเสียความร้อนผ่านผนังเตา ประกอบด้วยการแผ่รังสีและการพาความร้อน

2) คิดเป็นปริมาณความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นผิวต่อชั่วโมง

3) เป็นการสูญเสียขึ้นอยู่กับชนิดหม้อน้ำและการหุ้มฉนวน สำหรับหม้อน้ำหม้อไฟ การสูญเสียประมาณ 1.5 – 2.0 %

4) การสูญเสียจะน้อยที่สุด ถ้าใช้งานหม้อน้ำด้วยโหลดเต็มที่ตลอดเวลา

2.2.4.3 สูญเสียไปกับน้ำโบลดาวน์ (Blow Down Losses) 0.5 – 3.0 %

1) ต้องมีการระบายน้ำในหม้อไอน้ำทิ้งเพื่อปล่อยตะกอนของเกลือที่ตกค้างออกไป เป็นการป้องกันการเกิดตะกรันในท่อ

2) ขึ้นอยู่กับคุณภาพน้ำเลี้ยงถ้าปรับปรุงคุณภาพน้ำเลี้ยงดี ปริมาณโบลดาวน์จะน้อยก็จะสูญเสียตามไปด้วย

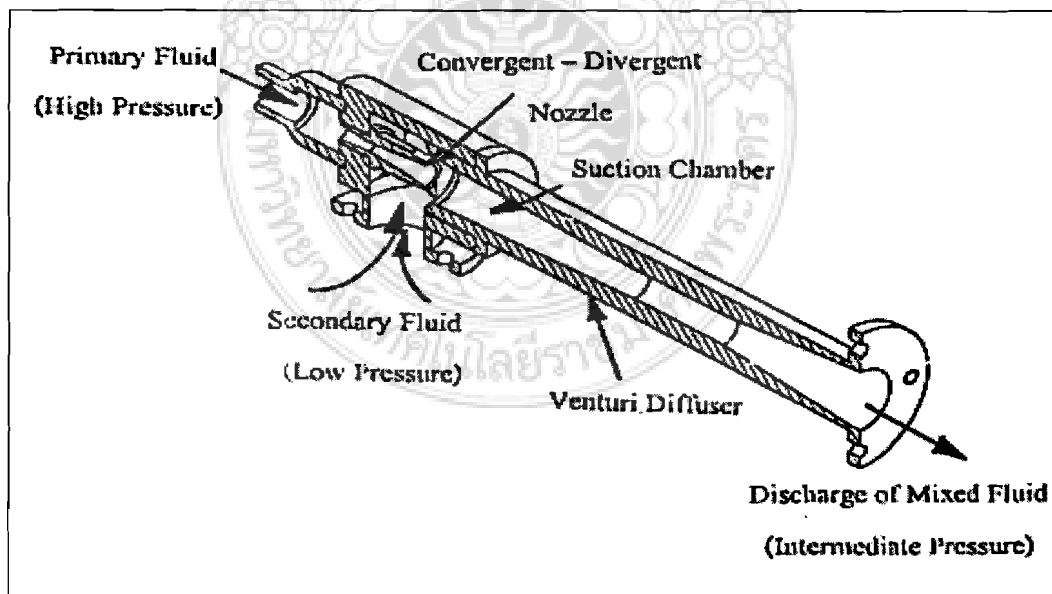
3) ถ้าคุณภาพน้ำเลี้ยงไม่ดี ต้องโบลดาวน์ตลอดเวลา ควรพิจารณานำความร้อนกลับมาใช้ประโยชน์

2.2.4.4 เสียไปขณะเตาดับ (Down – Time Losses)

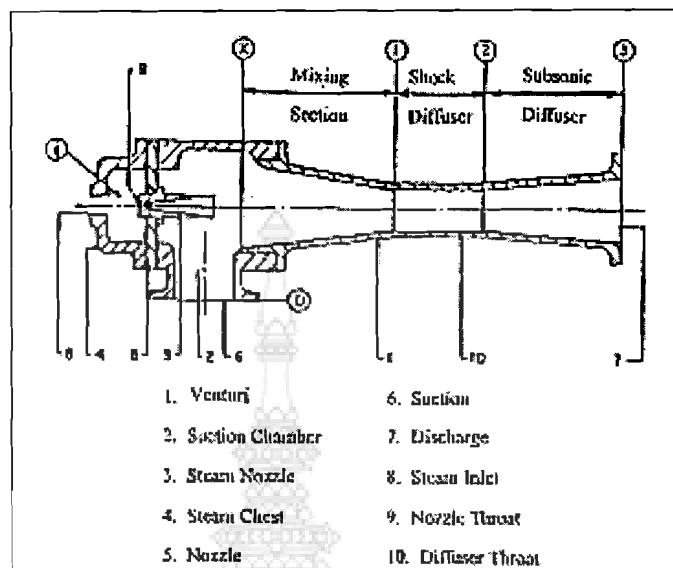
- 1) ความร้อนส่วนหนึ่งถูกลมชักดูดออกไป ทำให้เตาเย็นลง ความร้อนอีกส่วนหนึ่งออกไปจากหม้อน้ำ
- 2) เมื่อหม้อน้ำสตาร์ทติดใหม่ จะสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงไปส่วนหนึ่ง
- 3) การสูญเสียนี้จะเกิดกับการเดินใช้งานไม่เต็มตามความสามารถของหม้อน้ำ

2.3 หัวฉีดไอน้ำ

หัวฉีดไอน้ำเป็นอุปกรณ์ที่ใช้หลักการทำงานโดยให้ของไหลทำงานที่มีความดันสูง เช่น ไอน้ำ น้ำ หรืออากาศไหลผ่านหัวฉีดแบบลู่เข้า – บานออก ทางออกของหัวฉีดจะมีความเร็วที่สูงมาก ทำให้เกิดเอาของไหลซึ่งเป็นภาระทางด้านดูดที่มีความดันต่ำ (ของไหลทุติยภูมิ) เช่น ไขมัน หรือ อากาศเข้าไปผสมด้วยกันในห้องผสม โดยออกแบบให้การผสมเป็นแบบความดันคงที่ ขณะที่ไหลผ่านตัวกระจายของเวนจูรีที่ถูกขยายหน้าตัดจะทำให้เสดความเร็ว (Velocity Head) เปลี่ยนเป็นเสดความดัน (Pressure Head) ดังนั้นของผสมที่ทางออกจึงมีความความเร็วต่ำลง ขณะที่ความดันจะเพิ่มสูงกว่าความดันทางด้านดูด ดังแสดงในรูปที่ 2.2



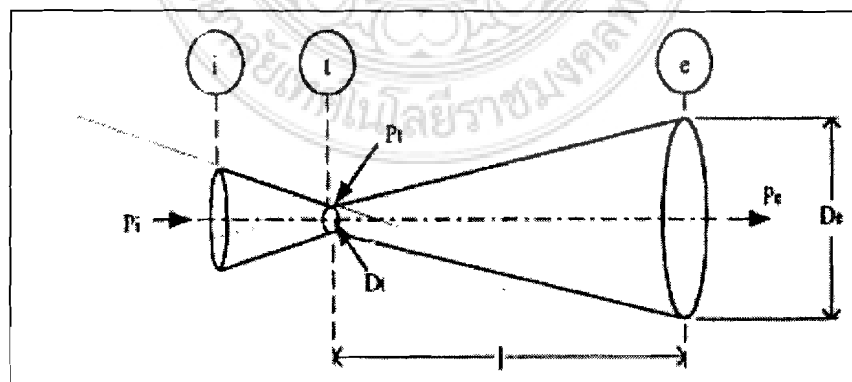
รูปที่ 2.2 แสดงการทำงานของหัวฉีดไอน้ำ



รูปที่ 2.3 แสดงส่วนประกอบต่างๆ ของหัวฉีดไอน้ำ

ซึ่งลักษณะรูปร่างและส่วนประกอบต่างๆ ของหัวฉีดไอน้ำที่ออกแบบ มีส่วนประกอบที่สำคัญ คือ

2.3.1 หัวฉีด เป็นอุปกรณ์สำหรับการเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานจลน์ โดยจะอาศัยการลดความดัน เพื่อให้ความเร็วของสารตัวกลางที่ไหลผ่านหัวฉีดมีความเร็วที่ทางออกสูงกว่าความเร็ววิกฤต หรือเป็นความเร็วเหนือเสียง (Supersonic) โดยอาศัยช่องทางที่ค่อยๆ เปลี่ยนแปลงขนาดอย่างสม่ำเสมอ ดังนั้นลักษณะรูปร่างของหัวฉีดจึงเป็นแบบลู่เข้า-บานออกดังแสดงในรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 แสดงรูปร่างหัวฉีดแบบลู่เข้า-บานออก

เมื่อพิจารณาการวิเคราะห์ในทางทฤษฎีของการไหลผ่านหัวฉีดเป็นแบบไอเซนโทรปิก โดยสมมติให้ของไหลเป็นก๊าซสมบูรณ์ ไม่เกิดผลของความเสียดทานของหัวฉีด และสภาวะการไหลของของไหลเป็นแบบคงตัว ซึ่งมีอัตราส่วนความวิกฤต (Critical Pressure Ratio , r_c)

สำหรับ $P_t/P_i < r_c$ โดยที่ $r_c = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}}$ พิจารณาจากสมการจะเห็นว่า จะเป็น 0 ได้ก็ต่อเมื่อเศษของทั้งสองเทอมมีค่าเท่ากัน คือ เศษลบกันมีค่าเป็น 0 ดังนั้น

$$\frac{P_t}{P_i} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2-11)$$

สำหรับอุณหภูมิวิกฤตหาได้ดังนี้

$$T_c = T_1 \left[\frac{2}{k+1} \right] \quad (2-12)$$

สำหรับสมการของการไหลด้วยความเร็วเหนือเสียง เมื่อพื้นที่เป็นฟังก์ชันกับความดันของของไหล หาจากสมการ

$$\left[\frac{A_1}{A_2} \right]^2 = \left[\frac{2}{k-1} \right] \left[\frac{k+1}{2} \right]^{\frac{k+1}{k-1}} \left[\frac{P_e}{P_i} \right]^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{P_e}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (2-13)$$

จากสมการถ้ากำหนดให้ A_e/A_1 เป็นอัตราส่วนของพื้นที่ในทฤษฎี ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างพื้นที่ทางออกของกรวยหัวฉีด เมื่อแสดงอยู่ในเทอมของเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีด จะได้

$$\frac{D_e}{D_1} = \left[\frac{A_e}{A_1} \right]^{0.5} \quad (2-14)$$

โดยที่

P_i = ความดันไอน้ำที่ทางเข้าของหัวฉีด , (psi)

P_t = ความดันไอน้ำที่คอคอดของหัวฉีด , (psi)

P_e = ความดันไอน้ำที่ทางออกของหัวฉีด , (psi)

A_t = พื้นที่หน้าตัดที่คอคอดหัวฉีด , (ft^2)

A_e = พื้นที่หน้าตัดที่ทางออกหัวฉีด , (ft^2)

D_i = เส้นผ่านศูนย์กลางที่คอคอดหัวฉีด , (ft)

D_e = เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางออกหัวฉีด , (ft)

r_c = อัตราส่วนความดันวิกฤต

k = อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ (ไอน้ำแห้งอิ่มตัว $k = 1.3$)

ลักษณะรูปร่างภายในของหัวฉีดทั้งในส่วนที่ลู่อเข้าและบานออก มีลักษณะเป็นทรงกรวย ดังนั้นเมื่อรู้อัตราส่วนของพื้นที่ในทางทฤษฎีและมุมรวมของกรวยที่ลู่อเข้าและบานออกที่สภาวะการออกแบบ จะสามารถกำหนดความยาวของกรวยหัวฉีดได้จากความรู้ทางตรีโกณมิติ ดังนี้

$$l = \frac{D_e - D_i}{2 \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad (2-15)$$

โดยที่

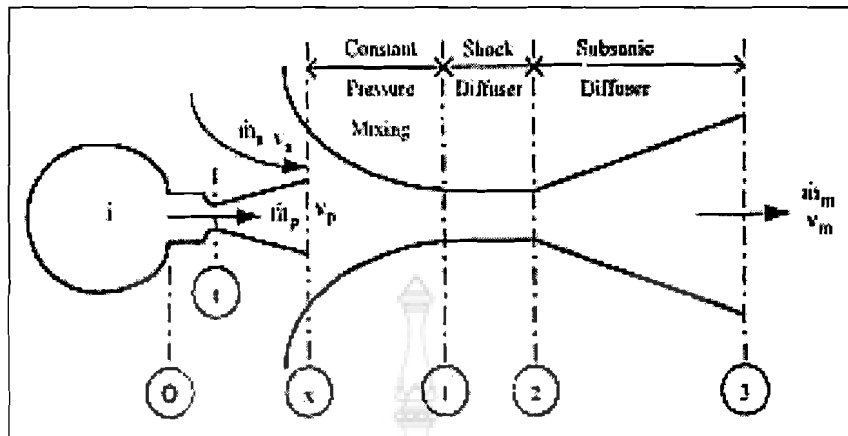
l = ความยาวของกรวย , (ft)

θ = มุมรวมของกรวย , องศา

2.3.2 ช่วงผสม เป็นช่วงที่ของไหลปฐมภูมิ และของไหลทุติยภูมิเกิดการผสมกัน การวิเคราะห์ปัญหาการผสมของกระแสน้ำไหลทั้งสองเป็นแบบ 1 มิติ ดังแสดงในรูปที่ 2.5 สมมติให้กระแสน้ำทั้งสองมีน้ำหนักโมเลกุลและอัตราส่วนความร้อนจำเพาะเท่ากัน ไม่คิดผลของความร้อนระหว่างผนังท่อ กับกระแสน้ำของไหล สำหรับการออกแบบหัวฉีดไอน้ำให้การผสมระหว่างหน้าตัด x และ 1 เป็นแบบความดันคงที่ ของการไหลผสมกันอย่างสมบูรณ์จะเกิดขึ้นที่หน้าตัด 1 ระหว่างหน้าตัด 1 และ 2 อาจเกิดการช็อกขวาง (Transverse Shocks) และที่หน้าตัด 3 ความเร็วทางออกเป็นศูนย์ กระบวนการทำงานเป็นแบบไอเซนทรอปิก โดยการประยุกต์ใช้สมการอนุรักษ์มวล (Conservation of Mass) สมการโมเมนตัม (Momentum Equation) และสมการพลังงาน (Energy Equation) ดังนี้

สมการอนุรักษ์มวล

$$\dot{m}_m = \dot{m}_p + \dot{m}_s \quad (2-16)$$



รูปที่ 2.5 แสดงรูปแบบการวิเคราะห์การผสมของกระแสการไหลแบบ 1 มิติที่มีความดันคงที่

สมการโมเมนตัม

$$\dot{m}_p v_p + \dot{m}_s v_s = \dot{m}_m v_m \quad (2-17)$$

สมการพลังงาน

$$\dot{m}_p h_p + \dot{m}_s h_s = \dot{m}_m \left[h_m + \frac{v_m^2}{2} \right] \quad (2-18)$$

โดยที่

$\dot{m}_p$ = อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิ, (lbm/s)

$\dot{m}_s$ = อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทุติยภูมิ, (lbm/s)

$\dot{m}_m$ = อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลผสม, (lbm/s)

v_p = ความเร็วของของไหลปฐมภูมิ, (ft/s)

v_s = ความเร็วของของไหลทุติยภูมิ, (ft/s)

v_m = ความเร็วของของไหลผสม, (ft/s)

h_p = เอนทาลปีของของไหลปฐมภูมิ, (Btu/lbm)

h_s = เอนทาลปีของของไหลทุติยภูมิ, (Btu/lbm)

h_m = เอนทาลปีของของไหลผสม, (Btu/lbm)

2.3.3 ตัวกระจาย เป็นอุปกรณ์สำหรับลดความเร็วของการผสมหลังจากที่ได้ผสมกัน ในขณะเดียวกันจะทำให้ความดันของการผสมเพิ่มขึ้นด้วยวิธีการหน่วงการไหล โดยการหน่วงการไหลเป็นผลของการเปลี่ยนแปลงหน้าตัดด้วยการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดที่ทางออกของหัวฉีดไอน้ำ

จะทำให้การไหลของการผสมที่ทางออกมีความเร็วต่ำกว่าเสียง การออกแบบลักษณะของตัวกระจายเช่นนี้เพื่อลดเสียงดังที่ทางออกให้ต่ำลง ความสามารถในการหน่วงความเร็วที่ทางออกจะขึ้นอยู่กับมุมและความยาวของกรวยที่ออกแบบเป็นสำคัญ

2.4 การออกแบบหัวฉีดไอน้ำ

สำหรับรายละเอียดของการออกแบบ ซึ่งเกี่ยวกับลักษณะรูปร่างของหัวฉีดไอน้ำ (ดูรูปที่ 2.3 ประกอบ) ได้ยึดตามค่าการออกแบบที่ผู้ผลิตไอน้ำนิยม ใช้ในการออกแบบมีส่วนประกอบที่สำคัญ

2.4.1 หัวฉีด เป็นส่วนที่ทำให้เกิดการดูดภาระของของไหลทางด้านดูด ซึ่งมีลักษณะรูปร่างเป็นแบบลู่เข้า-บานออก ออกแบบให้มุมรวมของกรวยในส่วนที่ลู่เข้าประมาณ 20 องศา และส่วนที่บานออกประมาณ 12 องศา

2.4.2 ช่วงผสม เป็นส่วนของไหลทั้งสองเกิดการผสมกันที่ความดันคงที่ ซึ่งมีลักษณะรูปร่างเป็นทรงกรวยลู่เข้า ออกแบบให้มุมรวมของกรวยที่ทางเข้าประมาณ 12 องศา และมุมรวมที่ปลายของกรวย 4 องศา โดยที่ความยาวของช่วงผสมจะอยู่ในเทอมของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดของตัวกระจาย ออกแบบให้ความยาวของช่วงผสม 7 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

2.4.3 คอคอดตัวกระจาย เป็นส่วนที่มีพื้นที่คงที่ ออกแบบให้ความยาวคอคอดประมาณ 3 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

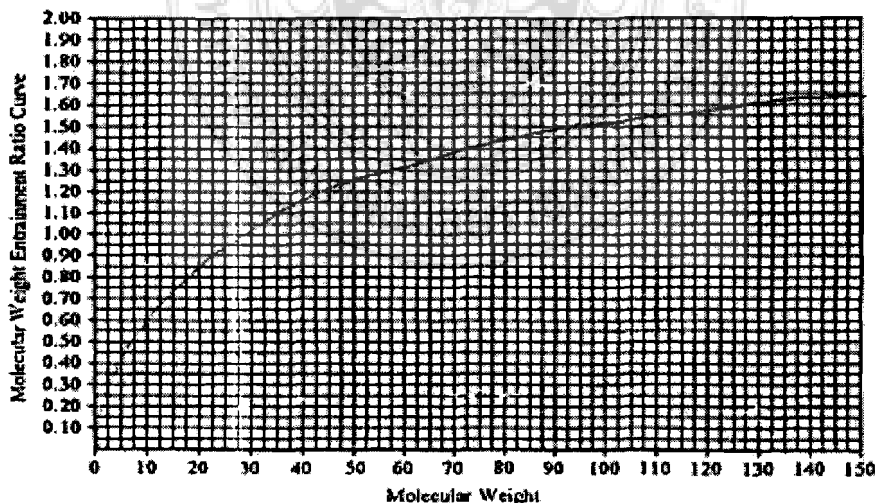
2.4.4 ตัวกระจาย เป็นส่วนที่มีลักษณะรูปร่างเป็นทรงกรวยบานออก เพื่อทำให้ความเร็วของผสมที่ทางออกมีความเร็วต่ำกว่าเสียง ออกแบบให้มุมรวมของกรวยที่บานออกประมาณ 10 องศา และความยาวของตัวกระจายประมาณ 5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

การออกแบบหัวฉีดไอน้ำจะใช้ไอน้ำแห้งเป็นตัว เป็นของไหลปฐมภูมิ อากาศแห้งที่อุณหภูมิบรรยากาศ เป็นของไหลทุติยภูมิ โดยสมมติให้กระแสของของไหลทั้งสองเกิดการผสมที่ความดันคงที่ ในการหาปริมาณไอน้ำที่ต้องการของหัวฉีดไอน้ำแต่ละสเตจ (Stage) ผู้ออกแบบจะต้องรู้ภาระทางด้านดูดของอากาศแห้ง ความดันด้านดูดและด้านจ่ายที่จุดออกแบบ และความดันไอน้ำที่ใช้ เพื่อให้เกิดความง่ายและสะดวกต่อการคำนวณจึงได้กำหนดขั้นตอนของการออกแบบหัวฉีดไอน้ำดังต่อไปนี้

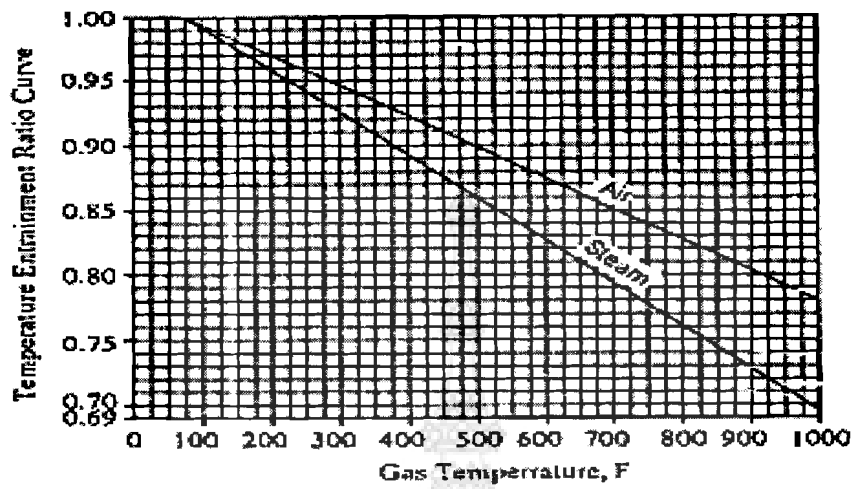
2.4.5 การคำนวณหาภาระทางดูด (Suction Load) ซึ่งการออกแบบหัวฉีดไอน้ำจะต้องรู้ภาระของอากาศแห้งทางดูดของแต่ละสเตจ (Stage) ก่อนจึงจะสามารถหาปริมาณไอน้ำที่ต้องการสำหรับสเตจ (Stage) นั้นได้ โดยหาได้จากแผนภูมิที่ได้กำหนดไว้ เนื่องจากอากาศปกติหรืออากาศที่อยู่รอบตัวเรา มักจะมีไอน้ำปนอยู่ด้วยเสมอ เรียกว่าอากาศชื้น ซึ่งเป็นของผสมระหว่างอากาศแห้งและไอน้ำ มีน้ำหนักโมเลกุลประมาณ 29 และ 18 ตามลำดับ เพื่อให้เกิดความง่ายและ

เป็นมาตรฐานในการคำนวณหาภาระของอากาศทางจุด HEI (Heat Exchanger Institute) Standrad for Steam Jet Ejector จึงได้กำหนด Entrainment Ratio Curves ของน้ำนักโมเลกุล และอุณหภูมิ โดยสามารถนำไปใช้กับก๊าซอื่น ๆ ได้ ที่มีความดันด้านดูดและด้านจ่ายเหมือนกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.4 และ 2.5 ตามลำดับ เพื่อใช้ในการเปลี่ยนภาระอากาศขึ้นทางด้านดูดให้เป็นภาระอากาศแห่งเสียก่อน แล้วจึงคำนวณหาปริมาณไอน้ำที่ต้องการในแต่ละสเตจ (Stage) ได้

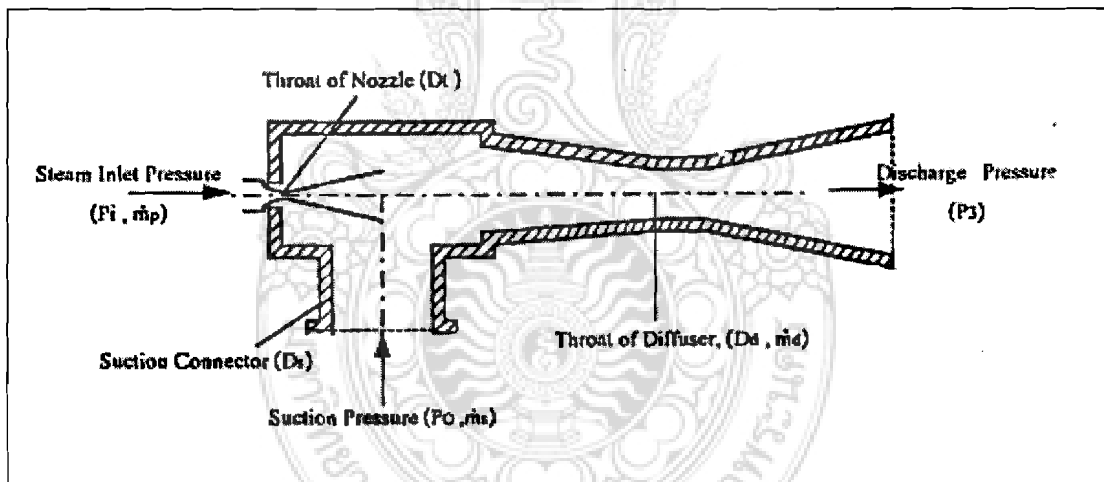
2.4.6 การคำนวณหาปริมาณของไอน้ำที่ต้องการสำหรับหัวฉีดไอน้ำในแต่ละสเตจ (Stage)
เพื่อให้สามารถอัดภาระอากาศแห่งทางด้านดูดออกไปยังด้านจ่ายตามความดันที่ออกแบบ สิ่งที่ต้องคำนึงถึงคือ การออกแบบหัวฉีดไอน้ำเพื่อให้สามารถสร้างสูญญากาศตามความดันที่ออกแบบจะขึ้นอยู่กับจำนวนสเตจ (Stage) ของหัวฉีดไอน้ำ เพราะว่าหัวฉีดไอน้ำในแต่ละสเตจ (Stage) จะสามารถทำงานได้ดีในช่วงอัตราส่วนการอัดอยู่ระหว่าง 5:1 ถึง 8:1 ของการออกแบบ ดังนั้นการเลือกอัตราส่วนการอัดที่ไม่เหมาะสมจะทำให้สิ้นเปลืองไอน้ำมาก ในการคำนวณหาปริมาณไอน้ำของหัวฉีดไอน้ำ จะต้องรู้ภาระอากาศแห่งทางด้านดูด ความดันด้านดูดและด้านจ่ายที่จุดออกแบบ ความดันด้านดูดและด้านจ่ายที่จุดออกแบบ ความดันไอน้ำที่ใช้ ดังนั้นเพื่อให้เป็นมาตรฐานเดียวกันสำหรับงานวิจัยนี้จะใช้หน่วยในระบบ SI จึงได้ปรับปรุงสมการที่ใช้คำนวณ โดยที่ $1 \text{ kg} = 2.2046 \text{ lbm}$, $25.4 \text{ mm} = 1 \text{ inch}$, $1.013 \text{ bar} = 14.7 \text{ psi}_a$, $10 \text{ bar} = 150 \text{ psi}_g$ หรือ $11.013 \text{ bar} = 165 \text{ psi}_a$ เป็นต้น เพื่อสามารถนำไปคำนวณหาขนาดต่าง ๆ ของหัวฉีด ดังแสดงในรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.6 แสดงแผนภูมิอัตราส่วนน้ำนักโมเลกุลที่ด้านดูดของหัวฉีดไอน้ำ



รูปที่ 2.7 แสดงแผนภูมิอัตราส่วนอุณหภูมิที่ด้านดูดของหัวฉีดไอน้ำ



รูปที่ 2.8 แสดงตัวแปรต่างๆ ของหัวฉีดไอน้ำที่ใช้ประกอบการคำนวณ

ปริมาณไอน้ำที่ต้องการในแต่ละสเตจ (Stage) หาได้จากสมการ

$$\dot{R} = \dot{R}_{da} \dot{R}_a \dot{M}_{pi} M_{pi/po} M_{stab} M_{p3-0} \quad (2-19)$$

โดยที่

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

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

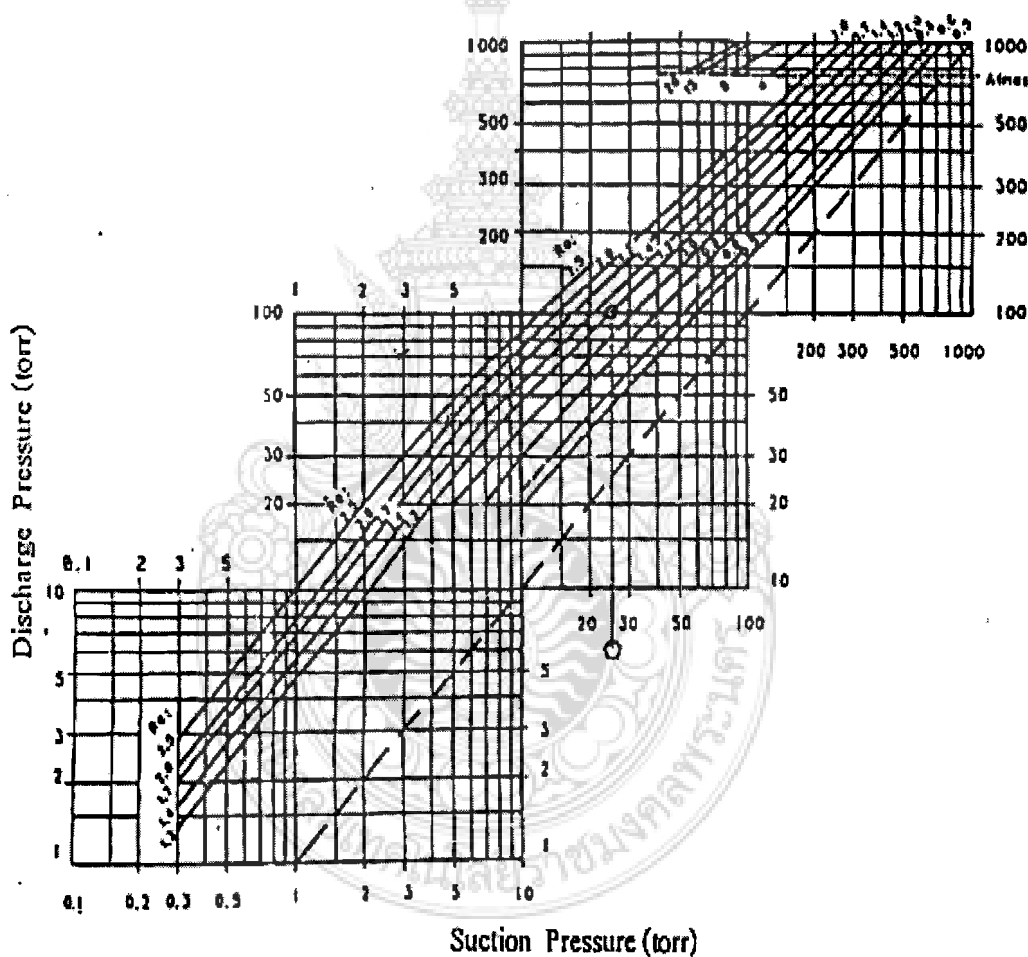
$\dot{R}_a$ = อัตราส่วนระหว่างไอน้ำต่ออากาศแห้งที่จุดออกแบบ, $(lb_{steam}/lb_{dry\ air})$
(หาได้จากรูปที่ 2.7)

M_{pi} = ตัวคูณแก้ไขความดันสมบูรณ์ของไอน้ำที่ใช้ (หาได้จากกราฟรูปที่ 2.8)

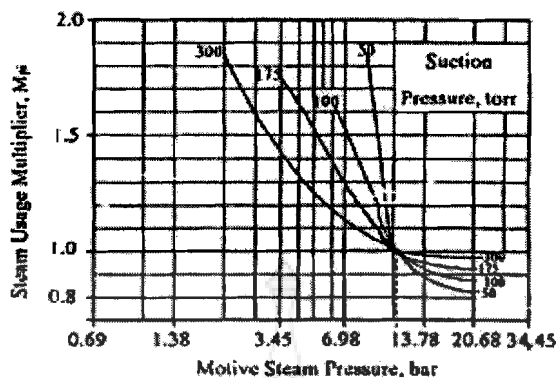
M_{pilpo} = ตัวคูณแก้ไขความดันสมบูรณ์ของไอน้ำที่ใช้ต่อความดันสมบูรณ์ด้านดูด

M_{stad} = ตัวคูณแก้ไขความเสถียรของภาระทางด้านดูด

M_{p3-0} = ตัวคูณแก้ไขความดันที่ไม่มีภาระทางดูด



รูปที่ 2.9 แสดงอัตราส่วนระหว่างไอน้ำต่ออากาศแห้งที่ต้องการของหัวฉีด
ไอน้ำแต่ละสเตจ (Stage) สำหรับไอน้ำความดันแกว 10 bar



รูปที่ 2.10 แสดงตัวคูณแก้ไขความดันไอน้ำที่ใช้

2.4.7 การคำนวณหาขนาดต่างๆ ของหัวฉีดไอน้ำ (ดูรูปที่ 2.6 ประกอบ)

การคำนวณหาอัตราการไหลวิกฤตของไอน้ำผ่านหัวฉีด ซึ่งตั้งอยู่บนพื้นฐานของไอน้ำแห้งอิ่มตัวกำหนดให้สัมประสิทธิ์การไหลเท่ากับ 0.97 จะหาได้จากสมการ

$$\dot{m}_p = 0.459 D_i^2 P_i^{0.96} \quad (2-20)$$

สามารถคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอขวดหัวฉีดได้จากสมการ

$$D_i = \frac{1.477 \left(\dot{m}_p \right)^{0.5}}{P_i^{0.48}} \quad (2-21)$$

โดยที่

$\dot{m}_p$ = อัตราการไหลเชิงมวลวิกฤตของไอน้ำที่ผ่านหัวฉีด, (lbm/h)

D_i = เส้นผ่านศูนย์กลางของคอขวดหัวฉีด, (ft)

P_i = ความดันสมบูรณ์ไอน้ำที่ออกแบบ, (psi)

หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอขวดตัวกระจายได้จากสมการ

$$D_d = 33.942 \left(\frac{\dot{m}_d}{P_3} \right)^{0.5} \quad (2-22)$$

โดยที่

$\dot{m}_d$ = อัตราการไหลเชิงมวลสุทธิของผสมที่ด้านจ่ายเท่ากับอัตราการไหลของไอน้ำ
ที่ n ใช้สำหรับสเตจ (Stage) นั้นบวกกับ 0.8 เท่าภาระทางด้านดูดของอากาศแห้ง, (lbm/h)

D_d = เส้นผ่านศูนย์กลางคอขวดตัวกระจาย, (ft)

P_3 = ความดันสมบูรณ์ทางด้านจ่าย, (psi)

กำหนดหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของข้อต่อด้านดูด ได้จากสมการ

$$D_s = 60.342 \left(\frac{\dot{m}_s}{P_0} \right)^{0.5} \quad (2-23)$$

โดยที่

$\dot{m}_s$ = อัตราการไหลเชิงมวลทางด้านดูดของอากาศแห้ง, (lbm/hr)

D_s = เส้นผ่านศูนย์กลางข้อต่อด้านดูด, (ft)

P_0 = ความดันสมบูรณ์ทางด้านดูด, (psi)

2.5 หอระบายความร้อน (Cooling Tower)

หอระบายความร้อนหรือคูลลิ่งทาวเวอร์เป็นอุปกรณ์สำคัญ ที่ใช้ระบายความร้อนจากระบบปรับอากาศทำหน้าที่ระบายความร้อนจากเครื่องทำความเย็น (Condensing unit) สู่อากาศ

2.5.1 การเลือกหอระบายความร้อนจากแบบของผู้ผลิต จำเป็นจะต้องอาศัยข้อมูลที่ทางผู้ออกแบบกำหนดเทียบกับข้อมูลจากทางผู้ผลิตหอระบายความร้อน เพื่อนำมาเลือกหอระบายความร้อนที่เหมาะสมต่อการทำงานต่อไป สำหรับข้อมูลที่จะต้องใช้ในการเลือกหอระบายความร้อนจะมีดังต่อไปนี้

- 1) อุณหภูมิกระเปาะเปียกอากาศแวดล้อม, ($^{\circ}F$)
- 2) ปริมาณน้ำหมุนเวียนผ่านหอระบายความร้อน แกลลอนต่อนาที (GPM)
- 3) อุณหภูมิน้ำเข้าหอระบายความร้อน, ($^{\circ}F$)
- 4) อุณหภูมิน้ำออกจากหอระบายความร้อน, ($^{\circ}F$)

ศัพท์อีกตัวหนึ่งที่ต้องกล่าวถึงนั่นคือจำนวนตันของหอระบายความร้อน 1 ตันของหอระบายความร้อนจะเท่ากับอัตราความร้อน 15,000 บีทียู ต่อชั่วโมง อัตรานี้ได้มาจากตัวเลขทำความเย็นหนึ่งตัน คือ 12,000 บีทียู ต่อ ชั่วโมง รวมกับความร้อนที่ปล่อยออกมาจากเครื่องทำ

ความเย็นอีกประมาณ 25 % หรืออาจกล่าวได้อีกอย่างหนึ่งว่า 1 ตันของหอยระบายนเท่ากับอัตราการระบายความร้อนของน้ำ 3 แกลลอนต่ออนาที

2.5.2 การเลือกชนิดของหอยระบายความร้อน นับว่าเป็นเรื่องที่ต้องอาศัยความรู้และประสบการณ์ของผู้ออกแบบมาเป็นสิ่งสำคัญในการตกลงใจ ซึ่งเป็นการยากที่จะชี้เฉพาะเจาะจงไปได้ว่าหอยระบายความร้อนชนิดใดชนิดหนึ่งจะมีความเหมาะสมกับโครงการแต่ละโครงการอย่างไร แต่เป็นเรื่องที่จะต้องพิจารณาอย่างละเอียดถี่ถ้วน อย่างไรก็ตามพอจะมีปัจจัยสำคัญ ๆ ที่ขอแนะนำเป็นแนวทางในการเลือกชนิดของหอยระบายความร้อนดังต่อไปนี้

- 1) งบประมาณ
- 2) ข้อมูลที่เกี่ยวกับโครงการที่จะใช้หอยระบายความร้อนนั้น
- 3) ข้อมูลเกี่ยวกับผู้จัดหาและบริการ
- 4) ข้อมูลเกี่ยวกับหอยระบายความร้อนเอง

2.6 สมการพลังงานสำหรับการไหลแบบคงตัวของของไหลที่อัดตัวไม่ได้

(Energy equation for steady flow of incompressible fluids)

สำหรับของเหลวที่มีค่าความดันเปลี่ยนแปลงน้อยมาก เราจะพิจารณาเป็นของไหลประเภทอัดตัวไม่ได้ ซึ่งจะมีความหนาแน่นคงที่ หรือ $\gamma = \gamma_1 = \gamma_2$ ค่าคงที่ ในการไหลแบบปั่นป่วน ค่า α จะมีค่าเข้าใกล้ 1 มาก เพื่อความสะดวกจึงสมมติให้มีค่าเป็น 1 สำหรับของไหลที่อัดตัวไม่ได้

$$\left[\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 \right] + h_m + Q_H = \left[\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \right] + (u_2 - u_1) \quad (2-24)$$

แต่มีบางครั้งปั๊มต้องทำงานในการยกของไหลขึ้นสูงเท่านั้น , แต่ยังคงเอาชนะความเสียดทานในท่อดูด และท่อส่ง ด้วยความเสียดทานทำให้ปั๊มต้องทำงานมากขึ้น

c คือความร้อนจำเพาะของของไหลที่อัดตัวไม่ได้

h_L คือพลังงานสูญเสียอันเกิดจากความเสียดทานของของไหลต่อหน่วยน้ำหนัก ซึ่งเขียนได้ดังนี้

$$h_L = (u_2 - u_1) - Q_H = \frac{c}{g}(T_2 - T_1) - Q_H \quad (2-25)$$

ถ้ามีเครื่องจักรในช่วงภาคตัด 1 และ 2 และถ้าไม่มีความเพิ่มหรือสูญเสียความร้อนเลยแทนค่าสมการของไหลแบบอัดตัวไม่ได้เขียนได้ดังนี้

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L \quad (2-26)$$

เมื่อ h_L เป็นพลังงานสูญเสียที่คิดต่อหนึ่งหน่วยน้ำหนักของของไหล

ในบางกรณีค่าพลังงานสูญเสีย h_L จะมีค่ามากดังนั้น สำหรับของไหลจริง ค่า h_L จะต้องไม่เป็นศูนย์และในกรณีที่ h_L มีค่าน้อยมาก ๆ เราก็อาจจะตัดทิ้งได้ดังนั้นสมการพลังงานเขียนได้ดังนี้

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \quad (2-27)$$

หรืออาจจะเขียนเป็น

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z = \text{ค่าคงที่} \quad (2-28)$$

สมการที่กล่าวมาแล้วข้างต้นเรียกว่าสมการของแบร์นูลลี (Bernoulli's theorem) สมการของแบร์นูลลีนี้ใช้สำหรับของไหลที่ไม่มีแรงเสียดทานและอัดตัวไม่ได้ และยังสามารถประยุกต์ใช้กับของไหลจริงที่อัดตัวไม่ได้อีกด้วย

จากสมการแบร์นูลลีซึ่งเป็นผลรวมของเสถียรภาพ ความดัน เสถียรภาพและความสูง จะมีค่าเท่ากับค่าคงที่ หรืออาจเรียกว่า เสถียรภาพรวม (Total Head) ก็ได้ใช้ตัวย่อว่า h_{total} ดังนั้นสมการเสถียรภาพรวมเขียนได้เป็น

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z = h_{total} \quad (2-29)$$

เสถียรภาพรวม h_{total} มีหน่วยเป็น ft ของของไหลซึ่งก็เหมือนกับเสถียรภาพอื่น ๆ

$\frac{P}{\gamma}$ เรียกว่า เสถียรภาพความดัน (Pressure Head) คือความดันต่อหน่วยน้ำหนักของของไหลมีหน่วยเป็น ft ของของไหล

$\frac{V^2}{2g}$ เรียกว่า เสถียรภาพความเร็ว (Velocity Head) คือพลังงานจลน์ต่อหน่วยน้ำหนักของของ

ไหล อันเนื่องมาจากความเร็วของกระแสไหล มีหน่วยเป็นความสูงของของไหลเช่นเดียวกับเสถียรภาพความดัน

z เรียกว่า เฮดความสูง (Elevation Head) คือพลังงานศักย์ต่อหน่วยน้ำหนักของของไหล อันเนื่องจากระดับของของไหลเทียบกับระดับมาตรฐาน

2.7 คอยล์เย็น (Cooling Coil)

คอยล์เย็นทำหน้าที่อยู่ในห้องปรับอากาศและทำความเย็นให้กับห้องปรับอากาศ การทำงานน้ำเย็นจากเครื่องทำความเย็น (Condensing Unit / Chiller) ไหลผ่านภายในท่อขดคอยล์เย็น โดยภายนอกท่อคอยล์เย็นจะมีอากาศไหลผ่าน อากาศจะถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเย็นที่ไหลในท่อ อากาศที่พัดผ่านจะเย็นลง น้ำเย็นที่ไหลผ่านจะร้อนขึ้น โดยปกติจะเลือกคอยล์ที่มีสมรรถนะตามต้องการจากตารางหรือแผนภูมิของผู้ผลิต สมรรถนะของคอยล์ขึ้นกับปัจจัยต่อไปนี้

- 1) ปริมาณความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงที่ต้องการดึงออกจากอากาศ
- 2) ภาวะอากาศไหลเข้าและออกจากคอยล์ (อุณหภูมิ db และ wb)
- 3) การสร้างคอยล์ เช่น จำนวนและขนาดครีบน้ำหนักรับและระยะระหว่างท่อจำนวนแถว
- 4) ความเร็วน้ำ (หรือน้ำยา)
- 5) ความเร็วอากาศหน้าคอยล์ (อัตราการไหลของอากาศหารด้วยพื้นที่ฉายหรือพื้นที่หน้าคอยล์)

ตารางที่ 2.2 แสดงค่าคอนแท็คแฟคเตอร์ทำความเย็น (Helical Fins)

จำนวนแถว	ความเร็วหน้าคอยล์, fpm					
	8 fins/in			14 fins/in		
	400	500	600	400	500	600
2	0.60	0.58	0.57	0.73	0.69	0.65
3	0.75	0.73	0.71	0.86	0.82	0.80
4	0.84	0.82	0.81	0.93	0.90	0.88
6	0.94	0.93	0.92	0.98	0.97	0.96
8	0.98	0.97	0.96			

2.8 ท่อลม (Duct)

ท่อลมเป็นอุปกรณ์ที่จะอำนวยความสะดวกให้ลมจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่ง เช่น จากคอยล์เย็นไปยังหัวกระจายลมในห้อง หรือลมกลับผ่านช่องลมกลับคืนไปยังคอยล์เย็น เป็นต้นในการออกแบบท่อลม สิ่งที่ต้องนำมาพิจารณามีอยู่ 4 ประการ

2.8.1 เนื้อที่และสถานที่ที่ติดตั้ง ท่อลมปกติมักจะติดตั้งเหนือฝ้าเพดาน ดังนั้น ต้องพิจารณาถึงเนื้อที่เหนือฝ้าเพดานประกอบด้วย ขนาดของท่อลมจะเปลี่ยนไปตามเนื้อที่ช่องว่างที่จะติดตั้งและสถานที่ที่จะติดตั้งท่อลมต้องนำมาพิจารณาด้วย เพราะถ้าท่อลมตั้งอยู่ในบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงจะต้องใช้ฉนวนหุ้มหนาเพื่อป้องกันความร้อนที่จะรั่วเข้าไปในท่อลมเย็นด้วย

2.8.2 ความต้านทานแรงพัดลม ท่อลมขนาดเล็กมีความเสียดทานสูงทำให้ความเย็นของลมตกลงมากจึงต้องใช้พัดลมที่มีความดันสูง แต่ขณะเดียวกันจะเสียค่าใช้จ่ายค่ากระแสไฟฟ้าสำหรับมอเตอร์พัดลมสูงขึ้นด้วย

2.8.3 ความดังของเสียง ถ้าความเร็วลมในท่อลมสูงจะทำให้เกิดเสียงดังเป็นเสียงหวีดหวิวหรือเสียงดังหึ่งเช่นเดียวกับเสียงที่เกิดจากพัดลม ดังนั้นถ้าใช้ท่อลมที่มีขนาดใหญ่ขึ้นความเร็วลมจะลดลง ซึ่งสามารถขจัดเสียงดังที่เกิดขึ้น

2.8.4 ค่าใช้จ่ายในการสร้างท่อลม ค่าใช้จ่ายขึ้นอยู่กับทางเลือกใช้ระบบและขนาด ท่อลมขนาดเล็กทำให้เกิดเสียงดัง แต่จะประหยัดค่าใช้จ่ายในการสร้างทั้งวัสดุที่ใช้ทำท่อลมและวัสดุฉนวนที่หุ้มท่อลม ท่อลมขนาดใหญ่สามารถลดเสียงดังได้แต่ค่าใช้จ่ายในการก่อสร้างสูง

2.8.4.1 วัสดุและความหนาของวัสดุที่ใช้ทำท่อลม

ท่อลมอาจทำขึ้นได้ด้วยวัสดุหลายประเภท เช่น ไม้ ไฟเบอร์กลาส เหล็กดำ เหล็กอาบสังกะสี เหล็กสเตนเลส อลูมิเนียมและทองแดงเป็นต้น การเลือกใช้วัสดุจะขึ้นอยู่กับราคาและความคงทนของวัสดุ แต่วัสดุที่นิยมใช้ทั่วไปในปัจจุบัน คือ เหล็กอาบสังกะสี

ขณะที่ลมเคลื่อนที่ในท่อลม จะเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง และเมื่อเสียดทานกับผิวของท่อลมจึงทำให้ท่อลมเกิดการกระเพื่อม ทำให้เกิดเสียง ขณะเดียวกันถ้าท่อลมมีการหักงอไปมา การกระเพื่อมของท่อลมจะมีมากขึ้น

ในการออกแบบและเลือกขนาดของท่อลม สิ่งที่ต้องคำนึงถึงอีกประการหนึ่ง คือ ต้องคำนึงถึงขนาดมาตรฐานของแผ่นเหล็กอาบสังกะสีที่มีขายในท้องตลาด ทั้งนี้เพื่อจะได้ใช้แผ่นเหล็กได้เต็มที่และเหลือแผ่นเหล็กล้นน้อยที่สุด

2.8.4.2 การคำนวณขนาดของท่อ

เนื่องจากอากาศเป็นของไหลชนิดหนึ่ง ดังนั้นการสูญเสียกำลังงาน (ความดัน) เนื่องจากความเสียดทาน ขณะที่ไหลผ่านท่อจึงเป็นไปตามกฎ ของพลังงานของของไหล กล่าวคือในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ปริมาณการไหลของอากาศจะเพิ่มขึ้นจะทำให้กำลังงานสูญเสีย เนื่องจากความเสียดทานจะเพิ่มขึ้นด้วย ในกรณีที่ปริมาณของอากาศจำนวนหนึ่งคงที่ไหลผ่านท่อที่มีขนาดเล็กลงจะทำให้กำลังงานสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานเพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน ทั้งนี้เพราะสองกรณีดังกล่าว ความเร็วของอากาศจะเพิ่มขึ้น ซึ่งมีผลทำให้กำลังงานสูญเสียเนื่องจากความเสียดทาน

เพิ่มขึ้น ราคาค่าก่อสร้างต่อลมขึ้นอยู่กับขนาด ถ้าต่อลมมีขนาดใหญ่จะทำให้ราคาสูงด้วยราคา
ก่อสร้างต่อลมที่มีขนาดเล็ก จะต่ำแต่ขนาดเดียวกันจะต้องการกำลังงานในการส่งลมผ่านท่อจะสูง
ดังนั้นในการเลือกขนาดของต่อลมจึงต้องคำนึงถึงความปลอดภัยของการลงทุนการสร้างและค่าใช้จ่าย
ขณะใช้งานประกอบกัน แต่เนื่องจากว่าราคาของการสร้างต่อลมและค่าใช้จ่ายขณะใช้งานไม่ตายตัว
จึงเป็นการยากที่จะกำหนดเป็นหลักการที่แน่นอน ส่วนใหญ่การเลือกใช้ขนาดของต่อลม จึงอาศัย
ประสบการณ์มากกว่า การกำหนดขนาดของต่อลมจะมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงความเร็วลมในท่อ
แต่ขณะเดียวกันความเร็วลมในท่อจะถูกกำหนดโดยลักษณะการใช้งานกล่าวคือในงานที่ต้องการ
ความเงียบความเร็วลมในท่อจะต่ำแต่ในงานที่ไม่ต้องการความเงียบความเร็วลมในท่อจะสูง

2.8.4.3 การออกแบบต่อลมด้วยวิธีความเสียดทานเท่ากัน

การกำหนดขนาดของท่อด้วยวิธีความเสียดทานเท่ากันมีขั้นตอนดังนี้คือ อันดับ
แรกเลือกความสูญเสียความเสียดทานขึ้นมาแล้วใช้ค่านี้นหาขนาดของท่อทั้งระบบ ปกติจะเลือก
ความสูญเสียความเสียดทานที่ท่อประธานท่อนที่ต่อกับทางออกพัดลม โดยเลือกความเร็วสูงสุด
ที่ยอมให้ซึ่งเป็นความเร็วที่จะไม่ก่อให้เกิดเสียงรบกวนมากเกินไปได้ให้ค่าความเร็วที่แนะนำไว้ใน
ตารางที่ 2.3 โดยใช้กราฟความสูญเสียความเสียดทานสำหรับการไหลของอากาศในท่อเหล็กกล้า
กลมเคลือบสังกะสี

ตารางที่ 2.3 แสดงค่าความเร็วลมที่แนะนำสำหรับระบบปรับอากาศความเร็วต่ำ

รายละเอียด	บ้าน,ที่อยู่	โรงเรียน โรงภาพยนตร์ อาคารทั่วไป	อาคาร อุตสาหกรรม
ทางเข้าออกอาคารภายนอก	500	500	500
กรองอากาศ	250	300	350
คอยล์ทำความร้อน	450	500	600
เครื่องล้างอากาศ	500	500	500
ข้อต่อทางดูด	700	800	1000
ทางออกพัดลม	1000-1600	1300-2000	1600-2400
ท่อประธาน	700-900	1000-1300	1200-1800
ท่อแยก	600	600-900	800-1000
ท่อแยกแนวตั้ง	500	600-700	800

2.9 การหาความดันสูญเสียในระบบท่อ

2.9.1 ความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานในท่อ

ความเสียดทานคือ ความต้านทานในการไหลเนื่องจากความหนืดและเนื่องจากผนังท่อ เนื่องจากการไหลในระบบ HVAC เป็นการไหลแบบวุ่น (turbulent flow) ฉะนั้นจะหาความดันสูญเสียหรือความดันตก (pressure drop) เนื่องจากความเสียดทานได้จากสมการ

$$h_f = f \left[\frac{L}{D} \right] \left[\frac{V^2}{2g} \right] \quad (2-30)$$

โดยที่

h_f = ความดันสูญเสีย (ความดันตก) เนื่องจากความเสียดทานในท่อตรง

f = แฟคเตอร์ความเสียดทาน

L = ความยาวท่อ

D = เส้นผ่าศูนย์กลางท่อ

V = ความเร็วของไหล

แฟคเตอร์ (Factor) ความเสียดทานขึ้นอยู่กับความเรียบของผนังท่อ ผนังท่อที่มีผิวหยาบจะมีความต้านทานเนื่องจากความเสียดทานสูงกว่าผนังท่อผิวเรียบ ดังนั้นถ้าใช้ท่อผิวเรียบและดูแลรักษาให้สะอาดอยู่เสมอ ความเสียดทานจะน้อยและต้องการพลังงานเพื่อเอาชนะน้อยลง

แม้ว่าอาจใช้สมการคำนวณหา h_f ได้แต่ไม่สะดวกเท่ากับการใช้ชาร์ตซึ่งใช้ได้ง่ายกว่าและให้ผลเช่นเดียวกับสมการ ฉะนั้นจึงได้พัฒนาชาร์ตสำหรับการไหลของน้ำและอากาศในท่อขึ้นมา

2.9.2 ความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานสำหรับการไหลของน้ำในท่อ

ความได้นำเอาความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานซึ่งเกิดจากการไหลของของไหลในท่อตรงไปสร้างเป็นชาร์ตสำหรับวัสดุและภาวะที่พบบ่อย ถ้าน้ำมีอุณหภูมิ 200 °F จะมีความดันสูญเสียน้อยกว่าที่ให้ไว้ในชาร์ตเหล่านี้ประมาณ 10% ทั้งนี้เนื่องจากความหนืดและความหนาแน่นของน้ำเปลี่ยนตามอุณหภูมิ

2.9.3 ความดันสูญเสียที่ข้อต่อ

นอกจากจะเกิดความดันสูญเสียในท่อตรงแล้วยังเกิดความดันสูญเสียเนื่องจากความวุ่น (Turbulence) และการเปลี่ยนทิศทางไหลที่ข้อต่อและวาล์วอีกด้วย เรียกความสูญเสียนี้ว่าความสูญเสียพลวัต (dynamic losses) ได้แสดงค่าความสูญเสียเหล่านี้ไว้ในตารางที่ 2. 4 ในหน่วยความยาวสมมูล (equivalent length; E. L.) ซึ่งหมายถึงความสูญเสียที่เกิดขึ้นที่ข้อต่อหรือวาล์วจะเท่ากับ

ความสูญเสียที่เกิดขึ้นในท่อตรงซึ่งมีความยาวตามระบุในตารางที่ 2.4 เมื่อหาค่าความยาวสมมูลได้แล้วก็จะสามารถหาความดันตกที่ข้อต่อหรือวาล์วนั้น ๆ ได้จากชาร์ทความดันตกเนื่องจากความเสียดทานตามปกติ

ตารางที่ 2.4 แสดงความยาวสมมูลของข้อต่อและวาล์ว (ฟุต)

	Nominal Size (inches)													
	½	¾	1	1¼	1½	2	2½	3	4	5	6	8	10	
45 ° Elbow	0.8	0.9	1.3	1.7	2.2	2.8	3.3	4.0	5.5	6.6	8.0	11.0	13.2	
90 ° Elbow standard	1.6	2.0	2.6	3.3	4.3	5.5	6.5	8.0	11.0	13.0	16.0	22.0	26.0	
90 ° Elbow long	1.0	1.4	1.7	2.3	2.7	3.5	4.2	5.2	7.0	8.4	10.4	14.0	16.8	
Gate valve open	0.7	0.9	1.0	1.5	1.8	2.3	2.8	3.2	4.5	6.0	7.0	9.0	12.0	
Globe valve open	17	22	27	36	43	55	67	82	110	134	164	220	268	
Angle valve	7	9	12	15	18	24								
Tee – side flow	3	4	5	7	9	12	14	17	22	28	34	44	56	
Swing check valve	6	8	10	14	16	20	25	30	40	50	60	80	100	

2.10 การลดอุณหภูมิด้วยสุญญากาศ

การลดอุณหภูมิด้วยสุญญากาศ (Vacuum Precooling) เป็นวิธีการทำความเย็นด้วยสุญญากาศโดยนำมาประยุกต์ใช้กับการลดอุณหภูมิของน้ำได้ง่าย โดยจะอาศัยการระเหยกลายเป็นไอของน้ำ น้ำจะถูกบรรจุไว้ในถังปิดสนิท โดยสมมติให้สภาวะของการทำงานเริ่มต้นที่ความดันและอุณหภูมิบรรยากาศ ซึ่งอุณหภูมิของน้ำเท่ากับอุณหภูมิบรรยากาศ ขณะที่ทำการลดความดันอุณหภูมิของน้ำจะยังคงที่จนกระทั่งความดันได้มาถึงจุดอิ่มตัว ที่สภาวะนี้อากาศที่อยู่ภายในถังจะหายไป ขณะที่ความดันได้ถูกลดลงถึงจุดอิ่มตัวปริมาณของอากาศที่อยู่ภายในถังจำนวนเล็กน้อย

จะถูกแทนที่ด้วยไอน้ำที่ระเหยออกจากผิวของน้ำ จนกระทั่งมีความชื้นถึงอุณหภูมิที่ต้องการ ซึ่งความชื้นในถังจะถูกควบคุมไว้คงที่จนกระทั่งถึงจุดอิ่มตัว จะมีความสัมพันธ์กับอุณหภูมิที่ต้องการเก็บรักษา การเริ่มต้นและหยุดทำงานของระบบ ความชื้นและอุณหภูมิในถังบรรจุจะยังคงที่ในระดับหนึ่ง ดังนั้นจึงสามารถพิจารณากระบวนการที่เกิดขึ้นภายในบรรจุเป็นแบบคงตัว ความสัมพันธ์ ปริมาตร และอุณหภูมิในถังสุญญากาศได้จากสมการของก๊าซสมบูรณ์ เพื่อหามวลของอากาศแห้งและไอน้ำที่อยู่ภายในถังบรรจุได้ดังนี้

สำหรับอากาศแห้ง

$$m_a = \frac{P_a V_a}{R_a T} \quad (2-31)$$

สำหรับไอน้ำ

$$m_v = \frac{P_v V_v}{R_v T} \quad (2-32)$$

โดยที่ความดันของอากาศในบรรยากาศจะประกอบด้วยความดันย่อยของอากาศแห้งกับความดันย่อยของไอน้ำ ดังนั้นความดันรวมของอากาศสามารถเขียนสมการได้ดังนี้

$$P = P_a + P_v \quad (2-33)$$

เมื่อ

$$P_v = \Phi P_g = \Phi P_{sat@T} \quad (2-34)$$

โดยที่

- m_a = มวลของอากาศแห้ง, (lbm)
- m_v = มวลของไอน้ำ, (lbm)
- V_a = ปริมาตรของอากาศแห้ง, (ft^3)
- V_v = ปริมาตรของไอน้ำ, (ft^3)
- R_a = ค่าคงที่ของอากาศแห้ง, ($Btu/lbm \cdot ^\circ R$)
- R_v = ค่าคงที่ของไอน้ำ, ($Btu/lbm \cdot ^\circ R$)
- P_a = ความดันย่อยของอากาศแห้ง, (psi)
- P_v = ความดันย่อยของไอน้ำ, (psi)

T = อุณหภูมิสมบูรณ์ของอากาศ, ($^{\circ}R$)

$P_{sat@T}$ = ความดันของไออิ่มตัว, (psi)

Φ = เปอร์เซ็นต์ความชื้นสัมพัทธ์, (%)

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออกจากน้ำในระหว่างการทำความเย็นด้วยสุญญากาศ ถ้าสมมติว่า น้ำไม่มีการรับความร้อนจากสิ่งแวดล้อมใด ๆ ปริมาณความร้อนที่ออกจากน้ำสามารถเขียนสมการได้ดังนี้

$$Q = mc_p (T_{amb} - T_{sat}) \quad (2-35)$$

เนื่องจากความร้อนที่ออกมาจากผิวของน้ำจะทำให้เกิดการระเหยกลายเป็นไอของน้ำ ซึ่งออกมาในรูปของความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ ดังนั้น ปริมาณความร้อนทั้งหมดที่ต้องการให้น้ำระเหยออก สามารถเขียนได้ดังนี้

$$Q = m_v L \quad (2-36)$$

ดังนั้น การหาปริมาณของน้ำที่ระเหย หาได้จากสมการ

$$m_v = \frac{mc_p (T_{amb} - T_{sat})}{L} \quad (2-37)$$

โดยที่

Q = ปริมาณความร้อนที่ถูกถ่ายออกจากน้ำ, (Btu)

m = มวลของน้ำ, (lbm)

m_v = มวลของไอน้ำที่ระเหยออกจากน้ำ, (lbm)

c_p = ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของน้ำ, ($Btu/lbm \cdot ^{\circ}R$)

L = ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ, ($Btu/lbm \cdot ^{\circ}R$)

T_{amb} = อุณหภูมิสมบูรณ์เริ่มต้นของน้ำ, ($^{\circ}R$)

T_{sat} = อุณหภูมิสมบูรณ์ที่ความดันไออิ่มตัว, ($^{\circ}R$)

การลดอุณหภูมิในเครื่องทำสุญญากาศ (Vacuum Cooler) ความเย็นที่เกิดขึ้นเป็นผลมาจากการเดือดของน้ำ ที่ระเหยออกจากผิวของน้ำ การเดือดจะยังคงไม่เกิดขึ้นจนกระทั่งความดันได้ถูกลดลงถึงจุดอิ่มตัว ซึ่งความสัมพันธ์กับอุณหภูมิของน้ำ ความร้อนที่อยู่ภายในน้ำจะทำให้น้ำเดือดระเหยเป็นไอออกมา ทำให้เกิดความเย็นขึ้นอย่างต่อเนื่องตามความดันที่ลดลง จากความรู้ทางเทอร์โมไดนามิกส์ ของเหลวใด ๆ ก็ตาม จะมีคุณสมบัติอยู่ในตัวประการหนึ่ง คือ คุณสมบัติ

เกี่ยวกับความดันไอ (Vapor Pressure) กล่าวคือที่อุณหภูมิใดอุณหภูมิหนึ่ง ของเหลวจะมีค่าความดันไอยู่ค่าหนึ่ง ซึ่งเป็นความดันสัมพัทธ์ที่แน่นอน เช่น ความดันไออิ่มตัวที่บรรยากาศ น้ำจะเริ่มกลายเป็นไอที่อุณหภูมิ $212^{\circ}F$ และความดันไออิ่มตัว 0.088 psi หรือเท่ากับ 0.610 kPa น้ำจะเริ่มกลายเป็นไอที่อุณหภูมิ $32^{\circ}F$ ดังแสดงในตารางที่ 2.5

ตารางที่ 2.5 แสดงค่าความดันไออิ่มตัวเทียบกับอุณหภูมิ

อุณหภูมิ($^{\circ}C$)	อุณหภูมิ($^{\circ}F$)	ความดันไออิ่มตัว(kPa)	ความดันไออิ่มตัว (psi)
0	32.0	0.610	0.088
1	33.8	0.656	0.095
2	35.6	0.705	0.102
3	37.4	0.758	0.110
4	39.2	0.813	0.118
5	41.0	0.872	0.126
6	42.8	0.935	0.136
7	44.6	1.002	0.145
8	46.4	1.072	0.155
9	48.2	1.147	0.166
10	50.0	1.227	0.178
11	51.8	1.312	0.190
12	53.6	1.402	0.203
13	55.4	1.497	0.227
14	57.2	1.598	0.232
15	59.0	1.705	0.247
16	60.8	1.817	0.263
17	62.6	1.937	0.280
18	64.4	2.063	0.299
19	66.2	2.196	0.318
20	68.0	2.337	0.339
21	69.8	2.486	0.360
22	71.6	2.643	0.383

2.11 ภาวะความดันผนังบาง

ภาวะผนังบาง หมายถึง ภาวะที่ความหนาของผนังมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับรัศมีความโค้ง ให้ t เป็นความหนา และ R เป็นรัศมีโค้ง ถ้า R/t มีค่ามากกว่า 10 ก็อาจจะจัดได้ว่าเป็น ภาวะผนังบาง

2.11.1 การคำนวณความเค้น (Stress) ของถังแสดงตนเลศรูปสี่เหลี่ยม
จากสมการ

$$\sigma = \frac{p \times (a \times b)}{[(2a) + (2b)] t} \quad (2-38)$$

โดยที่

- a = คือขนาดความสูงของถัง , (m)
- b = คือขนาดความยาวของถัง , (m)
- c = คือขนาดความกว้างของถัง , (m)
- t = คือค่าความหนาของถัง , (m)
- p = คือแรงที่กระทำในถัง , (MPa)

2.11.2. ค่าความปลอดภัย

ค่าความปลอดภัยที่จะเลือกใช้ขึ้นอยู่กับตัวประกอบดังนี้

- 1) ชนิดของแรงที่มากกระทำต่อชิ้นงานว่าเป็นแรงที่จัดอยู่ในประเภทอยู่หนึ่ง หรือมีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาขณะใช้งาน
 - 2) ลักษณะการใช้งานของชิ้นงานว่าเกี่ยวข้องกับการที่อาจจะสูญเสียชีวิต หรือทำให้ทรัพย์สินเสียหายมากหรือไม่
 - 3) น้ำหนักของชิ้นงานมีความจำเป็นต้องเบาที่สุดหรือไม่
- ในกรณีที่ได้มีการกำหนดขนาดของชิ้นงานมาแล้ว ค่าความปลอดภัยของชิ้นงานคือ

$$N_U = \frac{\sigma_U}{\sigma} \quad (2-39)$$

และ

$$N_Y = \frac{\sigma_Y}{\sigma} \quad (2-40)$$

ความต้านทานแรงดึงอัลติเมต (Ultimate Tensile Strength) , σ_U

ความต้านทานแรงดึงคราก (Yield Stength), σ_Y

ค่าของความต้านทานแรงดึงอัลติเมต (Ultimate Tensile Strength) , σ_U และค่าของความต้านทานแรงดึงคราก (Yield Stength) , σ_Y เปิดดูได้จากภาคผนวก (ข) ของหนังสือกลศาสตร์ของแข็ง (Mechanics of Solids) ของ ผศ. บรรจบ อรชร

ตารางที่ 2.6 แสดงค่าความปลอดภัย

ชนิดของแรง	เหล็กเหนียวและโลหะเหนียว		เหล็กหล่อและโลหะเปราะ
	N_Y	N_U	N_U
แรงอยู่นิ่ง	1.5-2	3-4	5-6
แรงซ้ำทิศทางเดียวหรือแรงกระแทกเล็กน้อย	3	6	7-8
แรงซ้ำสองทิศทางหรือแรงกระแทกเล็กน้อย	4	8	10-12
แรงกระแทกอย่างหนัก	5-7	10-15	15-20

2.12 การหาคำลังงานของปั๊มน้ำ

ปั๊มคืออุปกรณ์ที่ใช้หมุนเวียนที่ใช้ในท่อ และสร้างความดันขึ้นมาเพื่อเอาชนะความต้านทานการไหลของของ ๆ ไหลในระบบท่อ ซึ่งสิ่งที่มีความสำคัญอย่างมากต่อสมรรถนะของปั๊มคือความดัน (เฮด) ที่ปั๊มสร้างขึ้น อัตราการไหลที่ส่งออก กำลังม้าที่ใช้ในการขับเคลื่อนและประสิทธิภาพจากปั๊ม เรียกสิ่งเหล่านี้ว่าลักษณะปั๊ม (Pump Characteristics) สำหรับกำลังงานที่ส่งออกจากปั๊มคือกำลังงานที่ส่งถ่ายให้น้ำ เรียกกำลังงานนี้ว่าแรงม้า น้ำ และหาได้จากสมการ

$$whp = \frac{(gpm)\gamma h_f}{3960} \quad (2-41)$$

เนื่องจากมีความเสียดทานและมีความสูญเสียอื่นอยู่ในตัวปั๊ม ฉะนั้นกำลังงานที่ป้อนให้ปั๊มจะมากกว่ากำลังงานที่ปั๊มส่งออกเสมอ นิยามประสิทธิภาพของปั๊ม (η_p) หาได้จากสมการ

$$\eta_p = \frac{whp}{bhp} (100) \quad (2-42)$$

โดยที่

whp = แรงม้าน้ำ(กำลังงานส่งออก), (hp)

bhp = กำลังงานที่ป้อนให้ปั๊ม, (hp)

gpm = อัตราการไหล, (gpm)

h_f = เสถียรภาพของปั๊ม, (ft_w)

γ = ความถ่วงจำเพาะของของไหล

= 1 สำหรับน้ำ

กำลังงานป้อนเข้าปั๊ม คือ กำลังงานต่ำสุดที่ต้องการจากมอเตอร์ ในทางปฏิบัติควรใช้มอเตอร์ที่มีขนาดโตกว่านี้เพื่อป้องกันไม่ให้มอเตอร์รับโหลดมากเกินไป

2.13 คอนเดนเซอร์ (Condenser)

เป็นอุปกรณ์ในวงจรการทำงานของกลวัตรไอน้ำ ซึ่งมีไว้เพื่อให้ไอน้ำที่ขยายตัวในเครื่องจักรไอน้ำหรือเครื่องกังหันไอน้ำ แล้วกลั่นตัวเป็นน้ำเพื่อกลับไปในหม้อต้มไอน้ำอีกครั้งหนึ่งในขณะเดียวกันจะขจัดอากาศ และก๊าซที่ไม่สามารถกลั่นตัวได้ เพราะก๊าซบางชนิด เช่น ออกซิเจนเมื่อผสมอยู่ในไอน้ำ จะทำให้มีการกัดกร่อนอย่างรุนแรงในเครื่องจักร

1) ลดความดันของไอน้ำขณะที่ไอน้ำออกจากเครื่องจักรไอน้ำหรือเครื่องกังหันไอน้ำ ซึ่งการลดความดันนี้จะทำให้เกิดพลังงานกลที่สูงขึ้น

2) ทำการกลั่นไอน้ำให้เป็นน้ำเพื่อป้อนกลับสู่หม้อไอน้ำอีกครั้งหนึ่ง

2.13.1 การคำนวณที่เกี่ยวกับคอนเดนเซอร์

2.13.1.1 ปริมาณน้ำที่ใช้หล่อเย็นคอนเดนเซอร์

ปริมาณความร้อนที่ได้จากไอน้ำ = $w_s(h_s - h_w)$

ปริมาณความร้อนที่ถูกดูดโดยน้ำหล่อเย็น = $w_w(t_f - t_i)$

เมื่อปริมาณความร้อนที่ได้จากไอน้ำ และที่ถูกดูดโดยน้ำหล่อเย็นเท่ากัน

$$w_w = \frac{w_s(h_s - h_w)}{(t_c - t_i)} \quad (2-43)$$

ตามทฤษฎี $t_c - t_f$ แต่ในทางปฏิบัติการคลุกเคล้าของน้ำและไอน้ำอาจเป็นไปได้ไม่ดีพอ ดังนั้น t_f อาจถือว่าต่ำกว่า t_c ประมาณ $10-15^\circ F$

$$w_w = \frac{w_s(h_s - h_w)}{(t_c - t_i)} \quad (2-44)$$

โดยที่

h_s = เอนทาลปีของไอน้ำที่ออกจากกังหันที่อุณหภูมิ t_s , (Btu/lb)

h_w = เอนทาลปีของน้ำที่เกิดจากการกลั่นตัวของไอน้ำอุณหภูมิ t_c , (Btu/lb)

w_s = น้ำหนักของไอน้ำที่กลั่นตัว , (lb/hr)

w_w = ปริมาณของน้ำหล่อเย็นที่ต้องการ , (lb/hr)

t_i = อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่เข้าสู่คอนเดนเซอร์ , ($^\circ F$)

t_c = อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ได้จากการกลั่นตัวของไอน้ำ , ($^\circ F$)

t_f = อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นภายหลังผ่านคอนเดนเซอร์ , ($^\circ F$)

2.13.2 ผิวถ่ายเทความร้อน

การหาค่าพื้นที่ผิวรับความร้อนของคอนเดนเซอร์

$$A = \frac{w(T_1 - T_2)}{U \Delta t_m} \quad (2-45)$$

$$\Delta t_m = \frac{(T_2 - T_1)}{\ln \left(\frac{t_s - T_1}{t_s - T_2} \right)} \quad (2-46)$$

ในกรณีที่กำหนดค่าพื้นที่ผิวรับความร้อนของคอนเดนเซอร์อยู่ก่อนแล้ว สามารถคำนวณหาค่าอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น หลังจากผ่านคอนเดนเซอร์และอุณหภูมิของไอน้ำคือ

$$T_2 = t_s - \frac{t_s - T_1}{\text{anti ln} \left(\frac{AU}{w} \right)} \quad (2-47)$$

$$t_s = \frac{T_2 - T_1}{\left[\text{anti ln} \left(\frac{AU}{w} \right) - 1 \right]} + T_2 \quad (2-48)$$

โดยที่

A = พื้นที่ผิวความร้อนของท่อภายในคอนเดนเซอร์, (ft^2)

w = ปริมาณของน้ำหล่อเย็น, (lb/hr)

T_1 = อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นก่อนและหลังจากที่ผ่านคอนเดนเซอร์, ($^{\circ}F$)

T_2 = อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นก่อนและหลังจากที่ผ่านคอนเดนเซอร์, ($^{\circ}F$)

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด

Δt_m = Logarithmic Mean Temperature Difference ระหว่างอุณหภูมิไอน้ำ t_s และอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น (อุณหภูมิแตกต่างกันเล็กน้อย)

ในการหาคุณสมบัติของน้ำเลี้ยงของคอนเดนเซอร์ สามารถหาได้จากความสัมพันธ์ของสมการต่อไปนี้

$$V = \frac{KGLN}{A}, \frac{G}{A} = \frac{w}{500A} = \frac{V}{KLN} \quad (2-49)$$

โดยที่

V = ความเร็วในการไหลของน้ำหล่อเย็นภายในท่อ, (ft/sec)

G = ปริมาณของน้ำหล่อเย็น, (gal/min)

w = ปริมาณของน้ำหล่อเย็น, (lb/hr)

L = ความยาวของท่อ, (ft)

A = พื้นที่ผิวรับความร้อนของท่อ, (ft^2)

N = จำนวนครั้งที่น้ำหล่อเย็นไหลผ่านคอนเดนเซอร์

K = ค่าคงที่ของท่อ จากตาราง

ตารางที่ 2.7 แสดงค่าคงที่ของท่อ

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ภายนอก (นิ้ว)	พื้นที่ผิวภายนอก (ft^2)	อัตราการไหล (Gpm)	K
$\frac{3}{4}$	0.1963	0.94	0.208
$\frac{1}{2}$		1.04	0.188
$\frac{7}{8}$	0.2291	1.36	0.168
$\frac{1}{4}$		1.48	0.155
$\frac{1}{2}$	0.2618	1.85	0.141
$\frac{3}{4}$		1.99	0.131

บทที่ 3

การออกแบบและคำนวณ

ในการดำเนินงานทุกครั้งควรมีการวางแผนการทำงานก่อนการทำงาน เพื่อให้โครงการสามารถสำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

3.1 การหาความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนัง

3.1.1 อุณหภูมิออกแบบ

$$\text{อุณหภูมิอากาศภายนอก} = 93\text{ }^{\circ}F$$

$$\text{อุณหภูมิอากาศภายใน} = 72\text{ }^{\circ}F$$

$$\text{ค่า } U \text{ ของฉนวนใยแก้ว} = 0.555\text{ Btu/hr.ft}^2\text{ }^{\circ}F$$

$$\text{ค่า } U \text{ ของกระจก} = 1.06\text{ Btu/hr.ft}^2\text{ }^{\circ}F$$

$$\text{ค่า } U \text{ ของอิฐฉนวน} = 1.02\text{ Btu/hr.ft}^2\text{ }^{\circ}F$$

$$\text{ค่า } U \text{ ของอิฐบล็อก} = 0.669\text{ Btu/hr.ft}^2\text{ }^{\circ}F$$

$$\text{ค่า } U \text{ ของปูนฉาบ} = 0.597\text{ Btu/hr.ft}^2\text{ }^{\circ}F$$



รูปที่ 3.1 แสดงพื้นที่ที่ศึกษาทั้งหมด

3.1.2 ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังด้านทิศเหนือ

คำนวณจากสมการ 2-1

3.1.2.1 ผนังทำด้วยกระจกด้านทิศเหนือ

$$\text{พื้นที่ } (4.92 \times 29.52) = 145.24 \text{ ft}^2$$

$$(145.24 \times 1.06) \times 21 = 3232.99 \text{ Btu/hr}$$

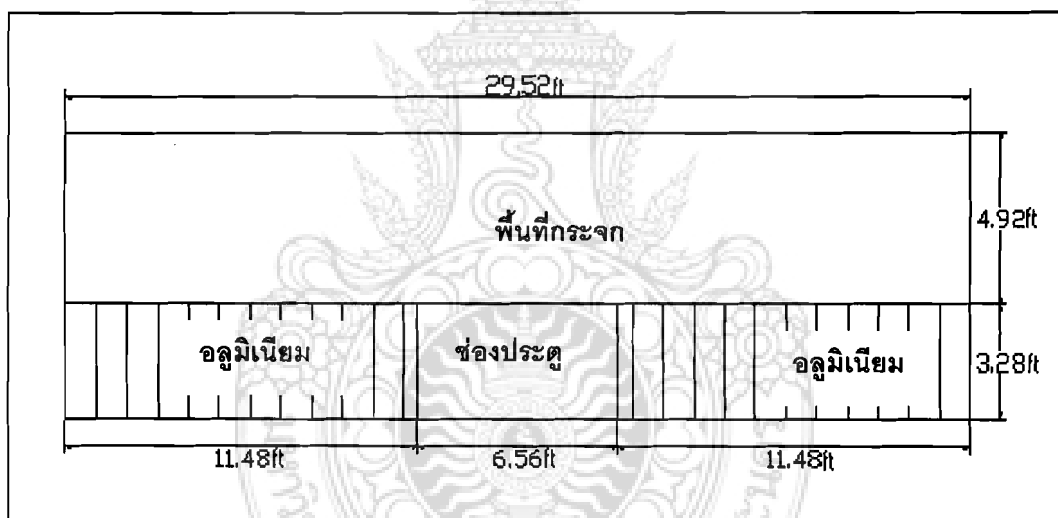
3.1.2.2 พื้นที่ผนังปูนด้านทิศเหนือ

$$\text{พื้นที่ของผนังปูนด้านล่าง} = (29.52 \times 3.28) = 96.83 \text{ ft}^2$$

$$\text{พื้นที่ผนังปูนรวม} = 96.83 \text{ ft}^2$$

$$(96.83 \times 1.27) \times 21 = 2582.35 \text{ Btu/hr}$$

ฉะนั้นความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังด้านทิศเหนือ รวม 5,815.34 Btu/hr



รูปที่ 3.2 แสดงพื้นที่ทิศใต้ทั้งหมด

3.1.3 ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังด้านทิศใต้

คำนวณจากสมการที่ 2-1

3.1.3.1 ผนังทำด้วยกระจกด้านทิศใต้

$$\text{พื้นที่ } (4.92 \times 29.52) = 145.24 \text{ ft}^2$$

$$\text{พื้นที่ช่องประตู } (3.28 \times 6.56) = 21.32 \text{ ft}^2$$

$$(166.56 \times 1.06) \times 21 = 3728.61 \text{ Btu/hr}$$

3.1.3.2 ผนังทำด้วยอลูมิเนียมด้านทิศใต้

$$\text{พื้นที่ } (3.28 \times 22.96) = 75.31 \text{ ft}^2$$

$$(75.31 \times 0.56) \times 21 = 885.65 \text{ Btu/hr}$$

ฉะนั้นความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังด้านทิศใต้ รวม 4614.26 Btu/hr



รูปที่ 3.3 แสดงพื้นที่ด้านทิศตะวันตกทั้งหมด

3.1.4 ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังด้านทิศตะวันออก

3.1.4.1 ผนังทำด้วยกระจกด้านทิศตะวันออก

$$\text{พื้นที่ } (4.92 \times 19.68) = 96.83 \text{ ft}^2$$

$$(96.83 \times 1.06) \times 21 = 2,155.35 \text{ Btu/hr}$$

3.1.4.2 ผนังทำด้วยอลูมิเนียมด้านทิศตะวันออก

$$\text{พื้นที่ } (3.28 \times 19.68) = 64.55 \text{ ft}^2$$

$$(64.55 \times 0.56) \times 21 = 752.33 \text{ Btu/hr}$$

ฉะนั้นความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังด้านทิศตะวันออก รวม $2,907.67 \text{ Btu/hr}$

3.1.5 ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังด้านทิศตะวันตก

สำหรับด้านทิศตะวันตกติดกับห้องด้านข้างซึ่งมีการปรับอากาศภายในห้องจึงไม่จำเป็นต้องพิจารณาโหลดสำหรับด้านนี้



รูปที่ 3.4 แสดงพื้นที่เพดานทั้งหมด

3.1.6 โหลดจากเพดาน

$$\text{ค่า } U \text{ ของแผ่นยิปซัม} = 1.02 \text{ Btu/hr. ft}^2 \text{ } ^\circ F$$

$$\text{พื้นที่เพดาน } (29.52 \times 19.68) = 580.95 \text{ ft}^2$$

$$\text{อุณหภูมิแตกต่าง} = 21 \text{ } ^\circ F$$

$$\text{ฉะนั้นความร้อนที่ถ่ายเทผ่านเพดาน } (580.95 \times 1.02) \times 21 = 12,444.04 \text{ Btu/hr}$$

3.1.7 กำหนดหาโหลดจากหลอดไฟ

Q = ความร้อนจำเพาะที่เกิดขึ้น

$Watt$ = จำนวนวัตต์ของหลอดไฟทั้งหมด

3.4 = ค่าคงที่ในการเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าเป็นความร้อน

0.85 = ค่า use factor

1.2 = ค่าปริมาณความร้อนที่ได้จากหลอดไฟฟลูออเรสเซนต์ 20 %

สำหรับหลอดไฟ ฟลูออเรสเซนต์ ประกอบด้วยบัลลัสต์ ซึ่งจะทำให้หลอดไฟฟลูออเรสเซนต์ ให้ความร้อนออกมามากกว่าหลอดไฟธรรมดาอีก 20 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นปริมาณความร้อนที่ได้จากหลอดฟลูออเรสเซนต์ จำนวนหลอดไฟฟ้าทั้งหมด 18 หลอด

$$\text{ฉะนั้นความร้อนจากหลอดไฟ } (18 \times 40) \times 3.4 \times 0.85 \times 1.2 = 2,496.96 \text{ Btu/hr}$$

3.1.8 ความร้อนจากอากาศรั่วเข้าห้อง (จากประตู)

$$\begin{aligned} \text{รอยรั่วรอบบานประตู } 2(3.15 \times 7.84) &= 49.39 \text{ ft}^2 \\ \text{ปริมาณอากาศที่รั่วเข้าห้อง } (0.5 \text{ cfm} / \text{ft}^2)(49.392 \text{ ft}^2) &= 24.69 \text{ cfm} \\ \text{จากสมการ 2-7 } Q_s &= 1.1 \times (24.69 \times 21) \end{aligned}$$

$$= 570.48 \text{ Btu/hr}$$

เปิดไซโครเมตริกชาร์ท ที่ 94°F db , 72°F wb ได้

$$W_o = 84 \text{ grw/lba}$$

เปิดไซโครเมตริกชาร์ท ที่ 72°F db , 50°F rh ได้

$$W_i = 58 \text{ grw/lba}$$

$$\begin{aligned} \text{จากสมการ 2-8 } Q_L &= 0.68 \times 24.696 \times (84 - 58) \\ &= 436.625 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ฉะนั้นความร้อนจากอากาศรั่วเข้าห้อง } Q_r &= (570.478 + 436.625) \\ &= 1007.103 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

3.1.9 ความร้อนจากคน

การคำนวณหาความร้อนจากผู้ใช้งานภายในห้องใช้สมการ 2-5 และ 2-6
ข้อกำหนดของการหาความร้อนจากคน มีดังนี้

$$\text{ความร้อนสัมผัสที่ได้รับ} = 230 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{ความร้อนแฝงที่ได้รับต่อคน} = 190 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{แฟกเตอร์โหลดความเย็นสำหรับคน} = 0.15$$

จำนวนคน 30 คน

$$\text{จากสมการ 2-5 } Q_s = 230 \times 30 \times 0.15 = 1,035 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{จากสมการ 2-6 } Q_L = 190 \times 30 = 5,700 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{ฉะนั้นความร้อนจากคน เท่ากับ } (1,035 + 5,700) = 6,735 \text{ Btu/hr}$$

3.1.10 โหลดความร้อนจากมอเตอร์

การหาโหลดความร้อนจากมอเตอร์จะต้องคูณค่าความร้อนด้วยแฟคเตอร์ โดยหาค่าแฟคเตอร์ของมอเตอร์จากตาราง 2.1

ข้อกำหนดของการหาโหลดความร้อนจากมอเตอร์ มีดังนี้

$$\text{ขนาดของมอเตอร์ } 1 \text{ hp (เปิดตาราง 2.1)} = 3,200 \text{ Btu/hr}$$

จำนวนมอเตอร์ 1 hp 5 ตัว

$$\text{ฉะนั้นความร้อนจากมอเตอร์ เท่ากับ } 5 \times 3200 = 16,000 \text{ Btu/hr}$$

3.1.11 คำนวณหาภาระโหลดรวมทั้งหมด

$$\text{โหลดภาระรวมทั้งหมด} = 53,293.893 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{คิดเพิ่มอีก } 20 \% \text{ มีค่าเท่ากับ } \frac{(53,293.893 \times 20)}{100} = 10,658.779 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{รวมเป็น } (53,293.893 + 10,658.779) = 63,952.672 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{คิดเป็นตันเท่ากับ } \frac{63,952.672}{12,000} = 5.33 \text{ ton}$$

จากสมการ 2-7 ประยุกต์หา *cfm*

$$\text{คิดเป็น } cfm \text{ ได้เท่ากับ } \frac{63,952.672}{(1.1 \times 21)} = 2,768.51 \text{ cfm}$$

3.2 การคำนวณและออกแบบหัวฉีดไอน้ำ

การออกแบบหัวฉีดไอน้ำมีสิ่งที่จะต้องคำนึงถึงคือ อัตราส่วนการอัดจะต้องไม่เกิน 10:1 สำหรับในแต่ละสเตจ (Stage) โดยทั่วไปจะออกแบบให้มีอัตราส่วนการอัดอยู่ระหว่าง 5:1 ถึง 8:1 ดังนั้นที่สภาวะการทำงานของระบบทำความเย็นด้วยสุญญากาศ เพื่อทำให้เกิดความดันสมบูรณ์ที่อุณหภูมิ 2°C ซึ่งมีความสัมพันธ์กับค่าความดันไออิ่มตัว 5 torr (0.66 kPa) โดยออกแบบหัวฉีดไอน้ำให้มีจำนวน 3 สเตจ ต่ออนุกรมกัน พบว่าค่าอัตราส่วนการอัดของการออกแบบหัวฉีดไอน้ำในแต่ละสเตจที่เหมาะสม คือ หัวฉีดไอน้ำสเตจที่ 1 (First Stage Steam Jet Ejector) ออกแบบให้มีความดันสมบูรณ์ทางด้านดูด 5 torr ความดันสมบูรณ์ทางด้านจ่าย 30 torr มีอัตราส่วนการอัด 6.0 หัวฉีดไอน้ำสเตจที่ 2 (Seoond Stage Steam Jet Ejector) ออกแบบให้มีความดันสมบูรณ์ทางด้านดูด 30 torr ความดันสมบูรณ์ด้านจ่าย 200 torr มีอัตราส่วนการอัด 6.667 และหัวฉีดไอน้ำสเตจที่ 3 (Third Stage Steam Jet Ejector)

ออกแบบให้มีความดันสมบูรณ์ทางด้านดูด 200 torr ความดันสมบูรณ์ทางด้านจ่ายออกที่บรรยากาศ 812 torr มีอัตราส่วนการอัด 4.0165

3.2.1 ภาระทางด้านดูดของระบบ

3.2.1.1 คำนวณหาภาระอากาศที่อยู่ในถังบรรจุ

เนื่องจากอากาศที่อยู่ภายในถังเป็นอากาศชื้น ซึ่งเป็นของผสมระหว่างอากาศแห้งและไอน้ำ โดยออกแบบให้อุณหภูมิภายในถังบรรจุเท่ากับอุณหภูมิบรรยากาศ 30°C ความชื้นสัมพัทธ์ 70% (จากตารางไอน้ำ) ที่อุณหภูมิ 30°C จะได้ความดันไออิ่มตัว $P_{sat} = 4.246 \text{ kPa}$ ความดันย่อยของไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศหาได้จากสมการ 2-34 $P_v = \Phi P_{sat} @ T$

$$P_v = 0.7 \times 4.246 = 2.972 \text{ kPa}$$

ขณะที่ความดันรวมของอากาศในบรรยากาศเท่ากับ 101.325 kPa ฉะนั้นความดันย่อยของอากาศแห้ง หาได้จากสมการ 2-33 $P = P_a + P_v$

$$P_a = 101.325 - 2.972 = 98.353 \text{ kPa}$$

ดังนั้นมวลของอากาศแห้งและมวลของไอน้ำที่อยู่ในถังปิดสนิทที่มีปริมาตรเท่ากัน

$$V_a = V_v = 0.42 \text{ m}^3 \text{ หาได้จากสมการ 2-31 และ 2-32 } \left(m_a = \frac{P_a V_a}{R_a T}, m_v = \frac{P_v V_v}{R_v T} \right) \text{ โดยที่}$$

ค่าคงที่ของอากาศแห้งและไอน้ำ $R_a = 0.287 \text{ kJ/kg-K}$ และ $R_v = 0.461 \text{ kJ/kg-K}$

$$m_a = \frac{98.353 \times 0.42}{0.287 \times 303} = 0.48 \text{ kg}$$

$$m_v = \frac{2.972 \times 0.42}{0.461 \times 303} = 0.0089 \text{ kg}$$

3.2.1.2 คำนวณหาภาระของไอน้ำที่ระเหยออกจากผิวของน้ำ

เนื่องจากความดันภายในถังบรรจุ น้ำ จะถูกกลดลงจนกระทั่งถึงความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิ 30°C และความดันจะถูกลดต่ำลงเรื่อยๆ จนกระทั่งถึงอุณหภูมิ 2°C ข้อกำหนดของการออกแบบ มีดังนี้

มวลของน้ำ,

$$m = 60 \text{ kg}$$

อุณหภูมิสมบูรณ์เริ่มต้นของน้ำ,

$$T_{amb} = 303 \text{ K}$$

อุณหภูมิสมบูรณ์ที่ความดันไออิ่มตัวหรืออุณหภูมิเก็บรักษา, $T_{sat} = 275 \text{ K}$

ความร้อนจำเพาะของน้ำ,

$$C_p = 4.18 \text{ kJ/kg-K}$$

ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของน้ำ, $L = 2429.8 \text{ kJ/kg}$

มวลของไอน้ำที่ระเหยออกจากผิวของน้ำในระหว่างการลดอุณหภูมิได้จากสมการ 2-37

$$m_v = \frac{mc_p(T_{amb} - T_{sat})}{L}$$

$$m_v = \frac{60 \times 4.18 \times (303 - 275)}{2429.8}$$

$$= 2.89 \text{ kg}$$

สมมติให้เวลาในการลดอุณหภูมิของระบบออกแบบได้ที่ 30 นาที ดังนั้นภาระทางด้านอุณหภูมิของอากาศที่ออกจากถังบรรจุ จะหาได้ดังนี้

$$\text{ภาระของอากาศแห้ง} = \frac{0.48 \times 60}{30} = 0.96 \text{ kg/hr}$$

$$\text{ภาระของไอน้ำ} = \frac{(0.0089 + 2.89) \times 60}{30} = 5.8 \text{ kg/hr}$$

แต่เนื่องจากข้อมูลที่ใช้ในการออกแบบหัตถ์ฉีดไอน้ำ ค่าของการออกแบบที่อ่านได้จากกรุปที่ 2.9 เป็นหน่วยอังกฤษ ดังนั้นจึงต้องเปลี่ยนหน่วย โดยที่ $1 \text{ kg} = 2.2046 \text{ lb}_m$ ภาระทางด้านอุณหภูมิที่ออกแบบ หาได้ดังนี้

$$\text{ภาระของอากาศแห้ง} = 0.96 \times 2.2046 = 2.1164 \text{ pph}$$

$$\text{ภาระของไอน้ำ} = 5.8 \times 2.2046 = 12.786 \text{ pph}$$

3.2.2 การออกแบบชุดหัตถ์ฉีดไอน้ำ

ในการออกแบบชุดหัตถ์ฉีดนั้นจะคำนวณหาค่าในการออกแบบที่แต่ละสเตจ แต่ละสเตจจะคำนวณหาภาระอากาศแห้งทางด้านอุณหภูมิ, คำนวณหาปริมาณไอน้ำที่ต้องการ, คำนวณหาขนาดต่าง ๆ ของหัตถ์ฉีดไอน้ำ และคำนวณหาขนาดและลักษณะรูปร่างของหัตถ์ฉีดไอน้ำตามลำดับดังนี้

3.2.2.1 การออกแบบชุดหัตถ์ฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 1

1) คำนวณหาภาระอากาศแห้งทางด้านอุณหภูมิของหัตถ์ฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 1 ซึ่งมีน้ำหนักของโมเลกุลของอากาศแห้งเท่ากับ 29 และน้ำหนักของโมเลกุลของไอน้ำเท่ากับ 18 อ่านค่า Entrainment Ratio Curve จากรูป 2.6 สำหรับอากาศแห้ง = 1.0 และจากรูปที่ 2.7 ออกแบบให้อุณหภูมิภายในถังบรรจุเท่ากับอุณหภูมิอากาศ $30^\circ\text{C} (86^\circ\text{F})$ สำหรับอากาศ = 1.0 และไอน้ำ = 1.0 ดังนั้น ภาระอากาศแห้งของ สเตจ (Stage) ที่ 1

$$= \frac{2.1164}{10 \times 1.0} + \frac{12.786}{0.8 \times 1.0}$$

$$= 18.099 \text{ } pp\text{h} = 8.209 \text{ } kg / hr$$

ดังนั้นออกแบบให้ภาระของอากาศแห้งทางด้านดูดสด (Stage) ที่ 1 เท่ากับ $8 \text{ } kg / hr$ หรือ $18 \text{ } pp\text{h}$

2) คำนวณหาปริมาณของไอน้ำที่ต้องการ ซึ่งกำหนดสภาวะการทำงานของหัวฉีดไอน้ำให้มีความดันด้านดูด $5 \text{ } torr$ จ่ายออก $30 \text{ } torr$ จากรูปที่ 2.9 อัตราส่วนระหว่างไอน้ำกับอากาศแห้ง จะได้ค่า $\dot{R}_a = 1.4 \text{ } lb_{steam} / lb_{dry \text{ } air}$ จากรูป 2-10 เมื่อใช้ไอน้ำแห้งอิ่มตัวที่ความดันสมบูรณ์ $5175.439 \text{ } torr (6.9 \text{ } bar)$ จะได้ M_{pi} และ $M_{pi / po} = 1.0$ สำหรับหัวฉีดไอน้ำสด (Stage) ที่ 1 ออกแบบให้มีสภาวะการทำงานเป็นแบบเสถียร (Stable Operation) จะได้ M_{stab} และ $M_{p3-0} = 1.0$ ดังนั้น ปริมาณไอน้ำที่ต้องการหาได้จากสมการ 2-19

$$\dot{R} = \dot{R}_a \dot{R}_a M_{pi} M_{pi / po} M_{stab} M_{p3-0}$$

$$\dot{R} = 1.4 \times 18 \times 1.0 \times 1.0 \times 1.0 \times 1.0$$

$$\dot{R} = 25.2 \text{ } lb_{steam} / hr$$

$$\dot{R} = 11.43 \text{ } kg / hr$$

ดังนั้นออกแบบให้อัตราการไหลของไอน้ำที่ต้องการสำหรับหัวฉีดไอน้ำสด (Stage) ที่ 1 เท่ากับ $12 \text{ } kg / hr$

3) คำนวณหาขนาดต่าง ๆ ของหัวฉีดไอน้ำ ซึ่งประกอบด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีด ข้อต่อด้านดูดและคอคอดตัวกระจาย จากสมการ 2-21 , 2-23 ข้อกำหนดของการออกแบบ มีดังนี้

ความดันสมบูรณ์ด้านดูด ,

$$P_0 = 5 \text{ } torr$$

ความดันสมบูรณ์ด้านจ่าย ,

$$P_3 = 30 \text{ } torr$$

ไอน้ำแห้งอิ่มตัวความดันสมบูรณ์ ,

$$P_i = 6.9 \text{ } bar$$

อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศแห้งที่ด้านดูด ,

$$\dot{m}_s = 8 \text{ } kg / hr$$

อัตราการไหลเชิงมวลวิกฤตของไอน้ำที่ผ่านหัวฉีด ,

$$\dot{m}_p = 12 \text{ } kg / hr$$

อัตราการไหลเชิงมวลสุทธิของผสมที่ด้านจ่าย , $\dot{m}_d = 12 + (0.8 \times 8)$
 $= 18.4 \text{ kg/hr}$

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอของหัวฉีด หาได้จากสมการ 2-21

$$D_i = \frac{1.477(12)^{0.5}}{(6.9)^{0.48}}$$

$$= 2.024 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอหัวฉีดเท่ากับ 2 mm

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอของตัวกระจาย หาได้จากสมการ 2-22

$$D_d = 33.942 \left[\frac{18.4}{30} \right]^{0.5}$$

$$= 26.581 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้เส้นผ่านศูนย์กลางคอคอตัวกระจายเท่ากับ 27 mm

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางข้อต่อด้านดูด หาได้จากสมการ 2-23

$$D_s = 60.342 \left[\frac{8}{5} \right]^{0.5}$$

$$= 76.327 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางข้อต่อด้านดูดเท่ากับ 76.2 mm (ใช้กับวาล์ว 3 inch)

4) กำหนดหาขนาดและลักษณะรูปร่างของหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 1 ดังนี้
 หัวฉีดซึ่งเป็นแบบลู่อื่นและบานออก เพื่อรู้มุมรวมของกรวยหัวฉีด ส่วนที่ลู่อื่นและบานออกของ
 หัวฉีด จะสามารถคำนวณหาขนาดและรูปร่างของหัวฉีดได้ดังนี้
 ข้อกำหนดของการออกแบบหัวฉีด มีดังนี้

มุมรวมของกรวยที่ลู่อื่น , $\theta = 20$ องศา

มุมรวมของกรวยที่บานออก , $\theta = 12$ องศา

ความยาวทางเข้าหัวฉีด , $l = 20 \text{ mm}$

ความดันสมบูรณ์ของไอน้ำที่ออกจากหัวฉีด , $P_e = 5 \text{ torr}$

ความดันสมบูรณ์ของไอน้ำที่เข้าหัวฉีด , $P_i = 5175.439 \text{ torr (6.9 bar)}$

เส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีด , $D_i = 2 \text{ mm}$

ไอน้ำแห้งอิ่มตัว , $k = 1.3$

การไหลของไอน้ำที่ออกจากหัวฉีดเป็นแบบความเร็วเหนือเสียง เมื่อพื้นที่เป็นฟังก์ชันกับความดันของของไหล ดังนั้นอัตราส่วนพื้นที่คอคอดต่อพื้นที่ทางออกของหัวฉีดหาได้จากสมการ 2-13

$$\left[\frac{A_t}{A_e} \right]^2 = \left[\frac{2}{1.3-1} \right] \left[\frac{1.3+1}{2} \right]^{\frac{1.3+1}{1.3-1}} \left[\frac{5}{5175.439} \right]^{\frac{2}{1.3}} \left[1 - \left(\frac{5}{5175.439} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} \right]$$

$$= 0.00035$$

$$\frac{A_t}{A_e} = [0.00035]^{0.5}$$

$$= 0.0188$$

$$\text{กำหนดอัตราส่วนพื้นที่ในทางทฤษฎี } \frac{A_e}{A_t} = \frac{1}{0.0188} = 52.92$$

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางออกของหัวฉีด หาได้จากสมการ 2-14

$$\frac{D_e}{D_i} = \left[\frac{A_e}{A_t} \right]^{0.5} = (52.92)^{0.5} = 7.274$$

$$D_e = 7.274 \times 2$$

$$= 14.548 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้เส้นผ่านศูนย์กลางทางออกหัวฉีดเท่ากับ 15 mm

ความยาวของกรวยหัวฉีดส่วนที่บานออก หาได้จากสมการ 2-15

$$l = \frac{15-2}{2 \tan\left(\frac{12}{2}\right)} = 61.84 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้ความยาวของกรวยหัวฉีดส่วนที่บานออกเท่ากับ 62 mm

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางเข้าหัวฉีด หาได้จากการประยุกต์สมการ 2-14

$$D_i = 2 \times 20 \times \tan\left(\frac{20}{2}\right) + 2$$

$$= 9.05 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางเข้าหัวฉีดเท่ากับ 9 mm

เวนจูรีซึ่งมีลักษณะรูปร่างเป็นแบบลู่เข้าและบานออก บริเวณคอคอจะมีพื้นที่คงที่ ดังนั้นรูมุมของกรวยลู่เข้าและบานออก เส้นผ่านศูนย์กลางคอคอตัวกระจายและความยาวของแต่ละส่วนซึ่งประกอบด้วย ช่วงการผสมคอคอตัวกระจายและความยาวตัวกระจาย โดยทั้งหมดแสดงอยู่ในเทอมของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอตัวกระจายสามารถหาเส้นผ่านศูนย์กลางทางเข้าและออกของตัวกระจาย

ข้อกำหนดของการออกแบบช่วงผสม มีดังนี้

มุมรวมของกรวยที่ทางเข้า (ตำแหน่ง x) $\theta = 12$ องศา

มุมรวมของปลายกรวย (ตำแหน่ง 1) $\theta = 4$ องศา

ความยาวของช่วงผสม = 7 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอตัวกระจาย

ข้อกำหนดของการออกแบบคอคอตัวกระจาย มีดังนี้

ความยาวคอคอของตัวกระจาย = 3 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอตัวกระจาย

ข้อกำหนดของการออกแบบตัวกระจาย มีดังนี้

มุมรวมของกรวยที่บานออก (ตำแหน่งที่ 2) $\theta = 10$ องศา

ความยาวตัวกระจาย = 5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอตัวกระจาย

เมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอของตัวกระจายสำหรับหัวฉีดไอน้ำสเตจ ที่ 1 เท่ากับ 27 mm

ดังนั้น

$$\text{ความยาวของช่วงผสม} = 7 \times 27 = 189 \text{ mm}$$

$$\text{เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางเข้า (ตำแหน่ง X) } = 2 \times 189 \times \tan\left(\frac{15}{2}\right) + 27$$

$$= 66.72 \approx 67 \text{ mm}$$

$$\text{ความยาวคอคอตัวกระจาย} = 3 \times 27 = 81 \text{ mm}$$

$$\text{ความยาวของตัวกระจาย} = 5 \times 27 = 135 \text{ mm}$$

$$\text{เส้นผ่านศูนย์กลางที่บานออก (ตำแหน่ง 3) } = 2 \times 135 \times \tan\left(\frac{10}{2}\right) + 27$$

$$= 50.62 \approx 51 \text{ mm}$$

3.2.2.2 การออกแบบหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 2

1) คำนวณหาภาระอากาศแห้งด้านดูดของหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 2 ซึ่งต่ออนุกรมโดยตรงกับสเตจ (Stage) ที่ 1 ดังนั้นอุณหภูมิทางออกจึงเป็นอุณหภูมิของผสมระหว่างไอน้ำและอากาศแห้งซึ่งถือว่าเป็นก๊าซสมบูรณ์อุณหภูมิของก๊าซผสม

ข้อกำหนดของการออกแบบ มีดังนี้

$$\begin{aligned} \text{อัตราการไหลเชิงมวลของไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 1, } m_p &= 12 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \\ \text{อุณหภูมิสมบูรณ์ของไอน้ำ, } T_p &= 164 + 273 = 437 \text{ K} \\ \text{ความร้อนจำเพาะของไอน้ำแห้งอิมตัว, } C_{pp} &= 25 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} - \text{K}} \\ \text{อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศแห้งที่ด้านดูด, } m_s &= 8 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \\ \text{อุณหภูมิสมบูรณ์ของอากาศแห้ง, } T_s &= 30 + 273 = 303 \text{ K} \\ \text{ความร้อนจำเพาะของอากาศแห้ง, } C_{ps} &= 1.007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} - \text{K}} \\ \text{อุณหภูมิของก๊าซผสมที่ทางเข้าหัวฉีดสเตจ (Stage) ที่ 2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_m &= \frac{(12 \times 2.5 \times 437) + (8 \times 1.007 \times 303)}{(12 \times 2.5) + (8 \times 1.007)} \\ &= 409 \text{ K} = 136^\circ \text{C} \end{aligned}$$

อุณหภูมิของก๊าซผสมที่ทางเข้าหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 2 เป็น $136^\circ \text{C} = 276.8^\circ \text{F}$ จากรูป 2.7 สำหรับอากาศ = 0.952 และไอน้ำ = 0.935 ภาวะของอากาศแห้งของสเตจ (Stage) ที่ 2

$$= \frac{2.1164}{0.952 \times 1.0} + \frac{25.2}{0.8 \times 0.935}$$

$$= 35.91 \text{ pph} = 16.29 \text{ kg/hr}$$

ดังนั้นออกแบบให้ภาระของอากาศแห้งทางด้านดูดสเตจ (Stage) ที่ 2 เท่ากับ 16 kg/hr หรือ 36 pph

2) คำนวณหาปริมาณไอน้ำที่ต้องการ ซึ่งกำหนดสภาวะการทำงานของหัวฉีดไอน้ำให้มีความดันด้านดูด 30 torr จ่ายออกที่ความดัน 200 torr จากรูป 2.9 จะได้

$\dot{R} = 2.5 \text{ lb}_{\text{steam}} / \text{lb}_{\text{dry,air}}$ จากรูป 2.10 เมื่อใช้ไอน้ำแห้งอิ่มตัวที่ความดันสมบูรณ์ 5175.439 torr (6.9 bar) จะได้ M_{pi} และ $M_{pi/po} = 1.0$ สำหรับหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 1 ออกแบบให้มีสภาวะการทำงานเป็นแบบเสถียร (Stable Operation) จะได้ M_{stab} และ $M_{p3-0} = 1.0$ ดังนั้น ปริมาณไอน้ำที่ต้องการ หาได้จากสมการ 2-19

$$\begin{aligned}\dot{R} &= 2.5 \times 36 \times 1.0 \times 1.0 \times 1.0 \times 1.0 \\ &= 90 \text{ } \text{pph} = 40.82 \text{ kg/hr}\end{aligned}$$

ดังนั้นออกแบบให้อัตราการไหลของไอน้ำที่ต้องการสำหรับหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 2 เท่ากับ 41 kg/hr

3) คำนวณหาขนาดต่างๆของหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 2

ข้อกำหนดของการออกแบบ มีดังนี้

ความดันสมบูรณ์ด้านดูด ,	$P_o = 30 \text{ torr}$
ความดันสมบูรณ์ด้านจ่าย ,	$P_3 = 200 \text{ torr}$
ไอน้ำแห้งอิ่มตัวความดันสมบูรณ์ ,	$P_i = 6.9 \text{ bar}$
อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศแห้งที่ด้านดูด ,	$\dot{m}_s = 16 \text{ kg/hr}$
อัตราการไหลเชิงมวลวิกฤตของไอน้ำที่ผ่านหัวฉีด ,	$\dot{m}_p = 41 \text{ kg/hr}$

อัตราการไหลเชิงมวลสุทธิ

ของผสมที่ด้านจ่าย ,

$$\dot{m}_d = 41 + (0.8 \times 16) = 53.8 \text{ kg/hr}$$

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอของหัวฉีด หาได้จากสมการ 2-21

$$\begin{aligned}D_i &= 1.477 \frac{(41)^{0.5}}{(6.9)^{0.48}} \\ &= 3.742 \text{ mm}\end{aligned}$$

ดังนั้นออกแบบให้เส้นผ่านศูนย์กลางคอคอของหัวฉีด เท่ากับ 3.5 mm

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอต่อกระจาย หาได้จากสมการ 2-22

$$D_d = 33.942 \left[\frac{53.8}{200} \right]^{0.5}$$

$$= 17.6 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจายเท่ากับ 18 mm
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางข้อต่อด้านดูด หาได้จากสมการ 2-23

$$D_s = 60.342 \left[\frac{16}{30} \right]^{0.5}$$

$$= 44.067 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางข้อต่อด้านดูดเท่ากับด้านจ่ายของสเตจ (Stage) ที่ 1
เท่ากับ 51 mm

4) กำหนดหาขนาดและลักษณะรูปร่างของหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 2 ดังนี้
ข้อกำหนดของการออกแบบหัวฉีด มีดังนี้

มุมรวมของกรวยที่ลู่อเข้า ,	$\theta = 20$ องศา
มุมรวมของกรวยที่บานออก ,	$\theta = 12$ องศา
ความยาวทางเข้าหัวฉีด	$l = 20 \text{ mm}$
ความดันสมบูรณ์ของไอน้ำที่ออกจากหัวฉีด ,	$P_e = 30 \text{ torr}$
ความดันสมบูรณ์ของไอน้ำที่เข้าหัวฉีด ,	$P_i = 5175.439 \text{ torr}$
เส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีด ,	$D_i = 3.5 \text{ mm}$
ไอน้ำอิ่มตัว ,	$k = 1.3$

การคำนวณหาขนาดต่าง ๆ ของหัวฉีดสเตจ (Stage) ที่ 2 ก็กระทำเช่นเดียวกับสเตจ (Stage) ที่ 1
เมื่ออัตราส่วนพื้นที่คอคอดต่อพื้นที่ทางออกของหัวฉีด หาได้จากสมการ 2-13

$$\left[\frac{A_i}{A_e} \right]^2 = \left[\frac{2}{1.3-1} \right] \left[\frac{1.3+1}{2} \right]^{\frac{1.3+1}{1.3-1}} \left[\frac{30}{5175.439} \right]^{\frac{2}{1.3}} \left[1 - \left(\frac{30}{5175.439} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} \right]$$

$$= 0.0049$$

$$\frac{A_t}{A_e} = (0.0049)^{0.5}$$

$$= 0.07$$

กำหนดให้อัตราส่วนพื้นที่ในทางทฤษฎี $\frac{A_e}{A_t} = \frac{1}{0.07} = 14.29$

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางออกหัวฉีด หาได้จากสมการ 2-14

$$\frac{D_e}{D_t} = \left[\frac{A_e}{A_t} \right]^{0.5} = (14.29)^{0.5} = 3.78$$

$$D_e = 3.78 \times 3.5 = 13.23 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางออกหัวฉีดเท่ากับ 13 mm

ความยาวของกรวยหัวฉีดตรงส่วนที่บานออก หาได้จากสมการ 2-15

$$l = \frac{13 - 3.5}{2 \tan\left(\frac{12}{2}\right)}$$

$$= 13.23 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้ความยาวของกรวยหัวฉีดตรงส่วนที่บานออกเท่ากับ 45 mm

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางเข้าหัวฉีด หาได้จากการประยุกต์สมการ 2.10

$$D_i = 2 \times 20 \times \tan\left(\frac{20}{2}\right) + 3.5$$

$$= 10.55 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางเข้าหัวฉีดเท่ากับ 11 mm

ข้อกำหนดของการออกแบบช่วงผสมของเวนจูรี มีดังนี้

มุมรวมของกรวยที่ทางเข้า (ตำแหน่ง x) $\theta = 12$ องศา

มุมรวมของปลายกรวย (ตำแหน่ง 1) $\theta = 4$ องศา

ความยาวของช่วงผสม = 7 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

ข้อกำหนดของการออกแบบคอคอดตัวกระจาย มีดังนี้

ความยาวคอคอดของตัวกระจาย = 3 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

ข้อกำหนดของการออกแบบตัวกระจาย มีดังนี้

มุมรวมของกรวยที่บานออก (ตำแหน่งที่ 2) $\theta = 10$ องศา

ความยาวตัวกระจาย = 5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

เมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดของตัวกระจายสำหรับหัวฉีดไอน้ำสเตจ ที่ 2 เท่ากับ 18 mm
ดังนั้น

$$\text{ความยาวของช่วงผสม} = 7 \times 18 = 126 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางเข้า (ตำแหน่ง X)} &= 2 \times 126 \times \tan\left(\frac{12}{2}\right) + 18 \\ &= 44.49 \approx 44 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{ความยาวคอคอดตัวกระจาย} = 3 \times 18 = 54 \text{ mm}$$

$$\text{ความยาวของตัวกระจาย} = 5 \times 18 = 90 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{เส้นผ่านศูนย์กลางที่บานออก (ตำแหน่ง 3)} &= 2 \times 90 \times \tan\left(\frac{10}{2}\right) + 18 \\ &= 33.74 \approx 34 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.2.3.2 การออกแบบหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 3

1) คำนวณหาภาระอากาศแห้งทางด้านดูดของหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 3
ซึ่งต่อเนื่องกันโดยตรงกับหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 2

ข้อกำหนดของการออกแบบ มีดังนี้

$$\text{อัตราการไหลเชิงมวลของไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 2, } \dot{m}_p = 41 \text{ kg/hr}$$

$$\text{อุณหภูมิสมบูรณ์ของไอน้ำ, } T_p = 164 + 273 = 437 \text{ K}$$

$$\text{ความร้อนจำเพาะของไอน้ำแห้งอิ่มตัว, } C_p = 25 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\text{อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศแห้งที่ด้านดูด, } \dot{m}_s = 16 \text{ kg/hr}$$

$$\text{อุณหภูมิสมบูรณ์ของอากาศแห้ง, } T_s = 409 \text{ K}$$

$$\text{ความร้อนจำเพาะของอากาศแห้ง, } C_{ps} = 1.010 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\text{อุณหภูมิของก๊าซผสมที่ทางเข้าหัวฉีดสเตจ (Stage) ที่ 3}$$

$$T_m = \frac{(41 \times 2.5 \times 437) + (16 \times 1.010 \times 409)}{(41 \times 2.5) + (16 \times 1.010)}$$

$$= 433.18 K = 160^\circ C$$

อุณหภูมิของก๊าซผสมที่ทางเข้าหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 3 เป็น $160^\circ C = 320^\circ F$ จากรูป 2.7 สำหรับอากาศ = 0.942 และไอน้ำ = 0.925 ภาวะของอากาศแห้งของสเตจ (Stage) ที่ 3

$$= \frac{2.1164}{0.942 \times 1.0} + \frac{90}{0.8 \times 0.92}$$

$$= 124.52 \text{ } pph = 56 \text{ } kg/hr$$

ดังนั้นออกแบบให้ภาระของอากาศแห้งทางด้านจุดสเตจ (Stage) ที่ 3 เท่ากับ $56 \text{ } kg/hr$ หรือ $124.52 \text{ } pph$

2) คำนวณหาปริมาณไอน้ำที่ต้องการ ซึ่งกำหนดสภาวะการทำงานของหัวฉีดไอน้ำออกแบบให้มีความดันด้านจุด $200 \text{ } torr$ จำขออกที่ความดัน $813 \text{ } torr$ จากรูป 2.9 จะได้

$$\dot{R}_a = 2.0 \text{ } lb_{\text{steam}} / lb_{\text{dry air}}$$

และจากรูป 2.10 เมื่อใช้ไอน้ำแห้งอิมตัวที่ความดันเดียวกับสมการที่ 1 และ 2 จะได้ M_{pi} และ $M_{pi/po} = 1.0$ สำหรับหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 3 ออกแบบให้จำขออกที่ความดันบรรยากาศ โดยที่ไอน้ำที่ออกจะต้องปะทะกับอากาศภายนอก ดังนั้นเพื่อให้การทำงานของสเตจ (Stage) นี้มีความเสถียรเหนือกับสเตจ (Stage) ที่ 1 และ 2 จึงกำหนดให้ $M_{stab} = 1.15$ และ $M_{p3-0} = 1.10$ ดังนั้น ปริมาณไอน้ำที่ต้องการหาได้สมการ 2.16

$$\dot{R} = 2.0 \times 124.52 \times 1.0 \times 1.0 \times 1.15 \times 1.10$$

$$= 315.035 \text{ } pph = 142.89 \text{ } kg/hr$$

ดังนั้นออกแบบให้อัตราการไหลของไอน้ำที่ต้องการสำหรับหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 3 เท่ากับ 143 kg/hr

3) คำนวณหาขนาดต่างๆของหัวฉีดไอน้ำสเตจ (Stage) ที่ 3

ข้อกำหนดของการออกแบบ มีดังนี้

ความดันสมบูรณ์ด้านดูด ,	$P_o = 200 \text{ torr}$
ความดันสมบูรณ์ด้านจ่าย ,	$P_3 = 813 \text{ torr}$
ไอน้ำแห้งอิ่มตัวความดันสมบูรณ์ ,	$P_i = 6.9 \text{ bar}$
อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศแห้งที่ด้านดูด ,	$\dot{m}_s = 56 \text{ kg/hr}$
อัตราการไหลเชิงมวลวิกฤตของไอน้ำที่ผ่านหัวฉีด ,	$\dot{m}_p = 143 \text{ kg/hr}$
อัตราการไหลเชิงมวลสุทธิของผสมที่ด้านจ่าย ,	$\dot{m}_d = 143 + (0.8 \times 56)$ $= 187.8 \text{ kg/hr}$

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดของหัวฉีด หาได้จากสมการ 2-21

$$D_i = 1.477 \frac{(143)^{0.5}}{(6.9)^{0.48}} = 6.9 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้เส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีด เท่ากับ 7 mm

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดต่อกระจาย หาได้จากสมการ 2-22

$$D_d = 33.942 \left[\frac{187.8}{813} \right]^{0.5} = 16.31 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจายเท่ากับ 16 mm

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางข้อต่อด้านดูด หาได้จากสมการ 2-23

$$D_s = 60.342 \left[\frac{56}{200} \right]^{0.5} = 31.92 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางข้อต่อด้านดูดเท่ากับด้านจ่ายของสเตจ (Stage) ที่ 2 เท่ากับ 34 mm

4) คำนวณหาขนาดและลักษณะรูปร่างของหัวฉีดไอน้ำสเตรจ (Stage) ที่ 3 ดังนี้
ข้อกำหนดของการออกแบบหัวฉีด มีดังนี้

มุมรวมของกรวยที่หัวเข้า ,	$\theta = 20$ องศา
มุมรวมของกรวยที่บานออก ,	$\theta = 12$ องศา
ความยาวทางเข้าหัวฉีด ,	$l = 20 \text{ mm}$
ความดันสมบูรณ์ของไอน้ำที่ออกจากหัวฉีด ,	$P_e = 200 \text{ torr}$
ความดันสมบูรณ์ของไอน้ำที่เข้าหัวฉีด ,	$P_i = 5175.439 \text{ torr}$
เส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีด ,	$D_i = 7 \text{ mm}$
ไอน้ำอิ่มตัว ,	$k = 1.3$

การคำนวณหาขนาดต่างๆของหัวฉีดสเตรจ (Stage) ที่ 3 ก็กระทำเช่นเดียวกับสเตรจ (Stage) ที่ 1 และ ที่ 2 เมื่ออัตราส่วนพื้นที่คอคอดต่อพื้นที่ทางออกของหัวฉีด หาได้จากสมการ 2-13

$$\begin{aligned} \left[\frac{A_i}{A_e} \right]^2 &= \left[\frac{2}{1.3-1} \right] \left[\frac{1.3+1}{2} \right]^{\frac{1.3+1}{1.3-1}} \left[\frac{200}{5175.439} \right]^{\frac{2}{1.3}} \left[1 - \left(\frac{200}{5175.439} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} \right] \\ &= 0.068 \\ \frac{A_i}{A_e} &= (0.068)^{0.5} \\ &= 0.262 \end{aligned}$$

กำหนดให้อัตราส่วนพื้นที่ในทางทฤษฎี $\frac{A_e}{A_i} = \frac{1}{0.262} = 3.812$

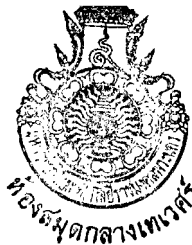
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางออกหัวฉีด หาได้จากสมการ 2-14

$$\frac{D_e}{D_i} = \left[\frac{A_e}{A_i} \right]^{0.5} = (3.812)^{0.5} = 3.812$$

$$D_e = 1.952 \times 7 = 13.66 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางออกหัวฉีดเท่ากับ 14 mm

ความยาวของกรวยหัวฉีดตรงส่วนที่บานออก หาได้จากสมการ 2-15



$$l = \frac{14 - 7}{2 \tan\left(\frac{12}{2}\right)} = 33.3 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้ความยาวของกรวยหัวฉีดตรงส่วนที่บานออกเท่ากับ 33 mm
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางเข้าหัวฉีด หาได้จากการประยุกต์สมการ 2-14

$$D_i = 2 \times 20 \times \tan\left(\frac{20}{2}\right) + 7 = 14.05 \text{ mm}$$

ดังนั้นออกแบบให้เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางเข้าหัวฉีดเท่ากับ 14 mm

ข้อกำหนดของการออกแบบช่วงผสมของเวนจูรี มีดังนี้

มุมรวมของกรวยที่ทางเข้า (ตำแหน่ง x) $\theta = 12$ องศา

มุมรวมของปลายกรวย (ตำแหน่ง 1) $\theta = 4$ องศา

ความยาวของช่วงผสม = 7 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

ข้อกำหนดของการออกแบบคอคอดตัวกระจาย มีดังนี้

ความยาวคอคอดของตัวกระจาย = 3 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

ข้อกำหนดของการออกแบบตัวกระจาย มีดังนี้

มุมรวมของกรวยที่บานออก (ตำแหน่งที่ 2) $\theta = 10$ องศา

ความยาวตัวกระจาย = 5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดตัวกระจาย

เมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดของตัวกระจายสำหรับหัวฉีดไอน้ำสเตรจ ที่ 3 เท่ากับ 15 mm

ดังนั้น

$$\text{ความยาวของช่วงผสม} = 7 \times 16 = 112 \text{ mm}$$

$$\text{เส้นผ่านศูนย์กลางที่ทางเข้า (ตำแหน่ง X)} = 2 \times 112 \times \tan\left(\frac{12}{2}\right) + 16$$

$$= 39.543 \approx 40 \text{ mm}$$

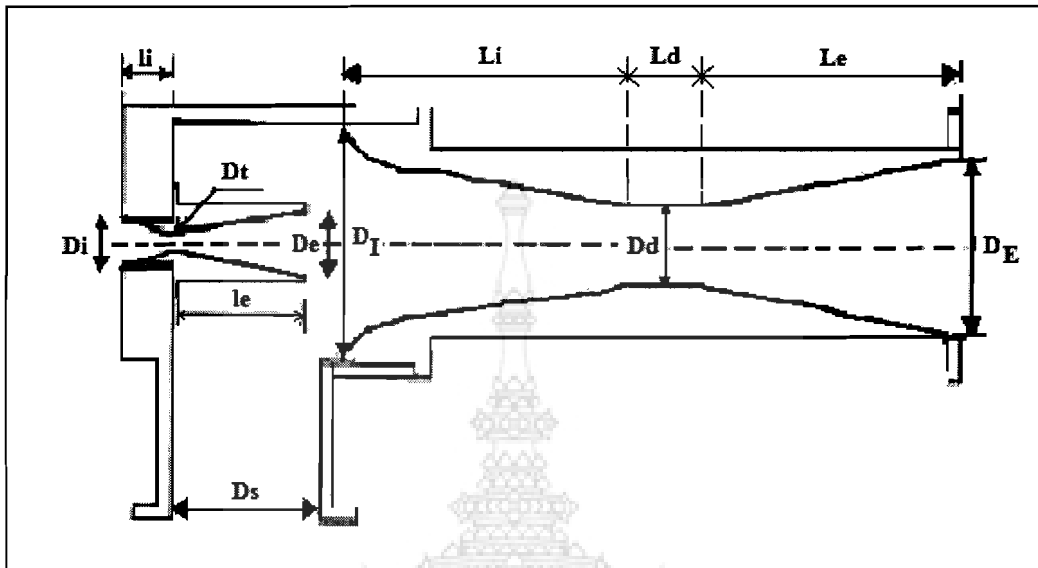
$$\text{ความยาวคอคอดตัวกระจาย} = 3 \times 16 = 48 \text{ mm}$$

$$\text{ความยาวของตัวกระจาย} = 5 \times 16 = 80 \text{ mm}$$

$$\text{เส้นผ่านศูนย์กลางที่บานออก (ตำแหน่ง 3)} = 2 \times 80 \times \tan\left(\frac{10}{2}\right) + 16$$

$$= 29.998 \approx 30 \text{ mm}$$

3.2.4 สรุปผลการออกแบบหัวฉีดไอน้ำ



รูปที่ 3.5 แสดงตำแหน่งของส่วนประกอบของหัวฉีดไอน้ำ

ตารางที่ 3.1 แสดงขนาดต่างๆ ของหัวฉีดไอน้ำที่ออกแบบ

Steam Jet Injector Section	Dimension			Symbol
	Stage 1	Stage 2	Stage 3	
1. Nozzle Section				
Throat Diameter (mm)	2	3.5	7	D_t
Convergent Cone Diameter (mm)	9	11	14	D_i
Divergent Cone Diameter (mm)	15	13	14	D_e
Convergent Cone Length (mm)	20	20	20	l_i
Divergent Cone Length (mm)	62	45	33	L_e
2. Venturi Section				
Throat Diameter (mm)	27	18	16	D_d
Convergent Cone Diameter (mm)	67	44	40	D_i
Divergent Cone Diameter (mm)	51	34	30	D_E
Throat Length (mm)	81	54	48	L_d
Mixing Section Length (mm)	189	126	112	L_i
Diffuser Section Length (mm)	135	90	80	L_e
3. Suction Connector				
Diameter (mm)	76.2	51	34	D_s
4. Steam Requirement (kg/h)				Total
Theoretical	12	41	143	196

3.3 การเลือกหอบายความร้อนตามคู่มือ

3.3.1 กำหนดสภาวะ

ปริมาณน้ำหมุนเวียน 40 แกลลอน / นาที (*GPM*)

อุณหภูมิน้ำเข้าหอบายความร้อน, $95^{\circ}F$

อุณหภูมิน้ำออกจากหอบายความร้อน, $86^{\circ}F$

อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอก, $82.4^{\circ}F$

3.3.2 การหาค่าเรนจ์ ΔT

$$\begin{aligned}\Delta T &= \text{อุณหภูมิน้ำเข้า} - \text{อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ} \\ &= 95 - 86 = 9^{\circ}F\end{aligned}$$

3.3.3 การหาค่าแอปโพรช

$$\begin{aligned}\text{แอปโพรช} &= \text{อุณหภูมิน้ำออก} - \text{อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ} \\ &= 86 - 82.4 = 3.6^{\circ}F\end{aligned}$$

3.3.4 การหาโหลดของหอบายความร้อน

$$\begin{aligned}\text{โหลด} &= \text{ปริมาณน้ำหมุนเวียน} \times \frac{\Delta T \times 500 \text{ (ค่าคงที่)}}{15,000 \text{ Btu/hr/tons}} \\ &= \frac{20 \times 9 \times 500}{15,000} = 6 \text{ tons}\end{aligned}$$

3.3.5 การหาค่าแฟกเตอร์แก้ค่าที่แท้จริง (Correction Factor)

3.3.5.1 จากชาร์ทรูปที่ ก.1 ค่าเรนจ์ $= 9^{\circ}F$ ลากเส้นไปตัดกับเส้นอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ $= 82.4^{\circ}F$ จากจุดตัดลากเส้นตั้งลงมาตัดกับเส้นกราฟของแอปโพรชที่ $3.6^{\circ}F$ จากจุดตัดใหม่นี้ลากเส้นแนวนอนไปตัดกับเส้นเรนจ์ที่ $9^{\circ}F$ แล้วอ่านค่า Correction Factor ได้ $x_1 = 1.23$

3.3.5.2 ถ้าอุณหภูมิน้ำเข้าเกิน $98.6^{\circ}F$ จะต้องใช้ Correction Factor x_2 จากชาร์ทรูปที่ ก.1

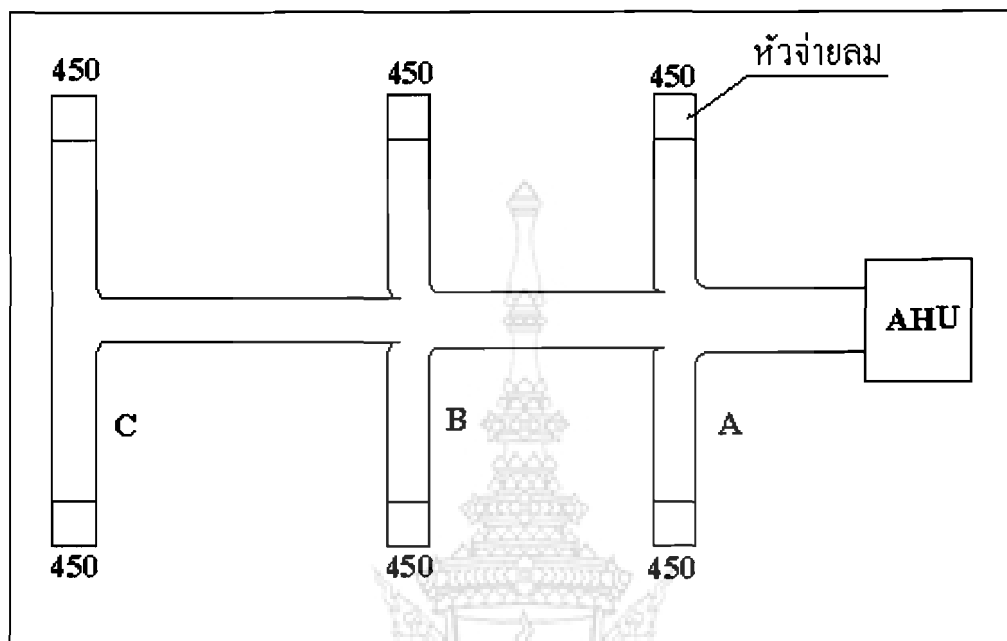
3.3.6 การหาขนาดหอบายความร้อนที่แท้จริง

$$\begin{aligned}\text{ตันที่แท้จริง} &= 20 \times 1.23 \\ &= 24.6 \text{ tons}\end{aligned}$$

3.3.7 การเลือกแบบของหอบายความร้อน

จากชาร์ทที่ ก.2 รูปที่ 2 ลากเส้นจากปริมาณการไหลของน้ำ *GPM* ไปตัดกับขนาดตันของหอบายความร้อนที่แท้จริง หอบายความร้อนที่เลือก จะต้องมีส่วนโค้งเหนือจุดตัดนี้ เลือกแบบ TSC-40

3.4 การออกแบบท่อลมโดยวิธีความเสียดทาน



รูปที่ 3.6 แสดงภาพสเก็การออกแบบท่อลม

1) เริ่มจากหัวจ่ายใกล้สุดบวกปริมาณลมที่ออกจากหัวจ่ายแต่ละหัวเข้าด้วยกัน เพื่อหาปริมาณลม (*cfm*) ที่ไหลผ่านท่อแต่ละท่อนจนถึงทางออกพัดลม สำหรับการคำนวณนี้ได้แสดงผลไว้ในตารางที่ 3.1

2) เลือกความเร็วลมจากตารางที่ 2.3 ในที่นี้ท่อประธานเลือกได้ 1300 fpm และท่อแยกเลือกได้ 850 fpm

3) หาความสูญเสียความเสียดทานของท่อประธาน A จากในที่นี้ได้ $0.12 \text{ in}_w/100 \text{ ft}$ และได้เส้นผ่าศูนย์กลางท่อกลมสมมูล 19 in (48.3 cm)

4) หาเส้นผ่านศูนย์กลางท่อกลมสมมูลของท่อนถัด ๆ ไป ที่จุดตัดระหว่างปริมาณลมในท่อนั้นและความสูญเสียความดัน $0.12 \text{ in}_w/100 \text{ ft}$

5) นำเส้นผ่านศูนย์กลางท่อกลมสมมูลของท่อแต่ละท่อนไปเปลี่ยนให้เป็นท่อเหลี่ยม โดยใช้ความยาวด้านของท่อเหลี่ยมจะขึ้นกับระยะช่องว่างที่มีไว้สำหรับติดตั้งระบบท่อลมในตู้อาคาร

ตารางที่ 3.2 แสดงสรุปผลการออกแบบท่อลมโดยวิธีความเสียดทานเท่ากัน

รายการ	ปริมาณลม <i>cfm</i>	ความเร็วลม <i>fpm</i>	ความเสียดทาน $\frac{in.w.}{100\ ft}$	เส้นผ่าน ศูนย์กลาง (<i>in</i>)	ขนาดท่อ สี่เหลี่ยม (<i>in</i>)	ขนาดท่อ สี่เหลี่ยม (<i>cm</i>)
ท่อลม A	2700	1300	0.12	19	20×15	50.8×38.1
ท่อลม B	1800	1200	0.12	17	17×15	43.2×38.1
ท่อลม C	900	1000	0.12	15	10×15	25.4×38.1
ท่อลม D	450	850	0.12	10	6×15	15.2×38.1

3.5 การหาความสูญเสียในท่อ

ปั๊มขนาด 1 แรง 0.75 kW มีอัตราการไหล = 20 GPM

$$\text{ขนาดท่อใช้ขนาด} = 1\frac{1}{2} \text{ นิ้ว}$$

$$\text{รวมความยาวท่อทั้งหมด} = 158.9 \text{ ft}$$

เปิดชาร์ทความสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานสำหรับการไหลของน้ำในท่อเหล็กกล้า

$$\text{เปิดที่เส้น } GPM = 20 \text{ ตัดกับเส้นขนาดท่อ D} = 1\frac{1}{2} \text{ นิ้ว}$$

$$\text{จะได้ความเร็ว } V = 3 \text{ ft}$$

$$\text{จะได้ความสูญเสียความเสียดทาน} = (3 \text{ ft}/100 \text{ ft})$$

คำนวณหาความยาวสมมูลของข้อต่อและวาล์วจากตาราง

$$\text{จะได้ GLOBE VALE OPEN ที่ท่อ} = 1\frac{1}{2} \text{ นิ้ว} = 43 \times 2 = 86 \text{ ft}$$

$$\text{ข้อต่อมาตรฐาน 90 องศา ที่ท่อ} = 4.3 \text{ มีจำนวน 15 ตัว}$$

$$= 4.3 \times 15 = 64.5 \text{ ft}$$

$$\text{รวมความยาวที่เกิดขึ้นทั้งหมด} = 158.9 + 86 + 64.5 = 309.4 \text{ ft}$$

เพราะฉะนั้น จะได้ LOSS ทั้งหมดที่เปิดค่าจากแผนภูมิการสูญเสียในท่อเหล็ก = 32.48 ft · w

ตารางที่ 3.3 แสดงความสูญเสียในระบบท่อจาก Cooling Tower ถึง Condenser

รายการ	D, in	GPM	V, fps	E.L, ft	จำนวน แต่ละ รายการ	ความยาวรวม (ft)	ความ สูญเสีย ความเสียด ทาน $\frac{ft.w.}{100ft}$	h_f , ft. w
ท่อ	$1\frac{1}{2}$	40	6.3	-	-	158.9	3	32.48
Globe valve				43	2	86		
ข้อต่อมาตรฐาน				4.3	15	64.5		

ปั๊มขนาด 2 แรง 1.4 kw มีอัตราการไหล = 40 GPM

$$\text{ขนาดท่อใช้ขนาด} = 1\frac{1}{2} \text{ นิ้ว}$$

$$\text{รวมความยาวท่อทั้งหมด} = 37.95 \text{ ft}$$

เปิดชาร์ทความสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานสำหรับการไหลของน้ำในท่อเหล็กกล้า

$$\text{เปิดที่เส้น } GPM = 40 \text{ ตัดกับเส้นขนาดท่อ } D = 1\frac{1}{2} \text{ นิ้ว}$$

$$\text{จะได้ความเร็ว } V = 6 \text{ ft/s}$$

$$\text{จะได้ความสูญเสียความเสียดทาน} = (10.5 \text{ ft}/100 \text{ ft})$$

คำนวณหาความยาวสมมูลของข้อต่อและวาล์วจากตาราง

$$\text{จะได้ GLOBE VALE OPEN ที่ท่อ} = 1\frac{1}{2} \text{ นิ้ว} = 43 \times 1 = 43 \text{ ft}$$

$$\text{ข้อต่อมาตรฐาน 90 องศา ที่ท่อ} = 4.3 \text{ มีจำนวน 11 ตัว}$$

$$= 4.3 \times 11 = 47.3 \text{ ft}$$

$$\text{รวมความยาวที่เกิดขึ้นทั้งหมด} = 37.95 + 43 + 47.3 = 128.25 \text{ ft}$$

เพราะฉะนั้นจะได้ LOSS ทั้งหมดที่เปิดค่าจากแผนภูมิการสูญเสียในท่อเหล็กกล้า = 13.46 ft.w

ตารางที่ 3.4 แสดงความสูญเสียในระบบท่อจากถังน้ำเย็น ถึง AHU

รายการ	D, in	GPM	V, fps	E.L, ft	จำนวน แต่ละ รายการ	ความยาว รวม ft	ความ สูญเสีย ความเสียด ทาน $\frac{ft.w}{100ft}$	$h_f,$ $ft.w$
ท่อ	$1\frac{1}{2}$	40	63	-	-	37.95	10.5	13.46
Globe valve				43	1	43		
ข้อต่อ มาตรฐาน				4.3	11	47.3		

3.6 การหาคำลังงานที่ปั๊มเข้าปั๊ม

3.6.1 ปั๊มที่ใช้งานจาก Cooling ถึง Condenser

จากสมการ (2-41)

$$whp = \frac{(gpm) \gamma h_f}{3960}$$

$$whp = \frac{(20 \text{ gpm})(1)(32.48 \text{ ft})}{3960} = 0.17 \text{ hp}$$

ปั๊มที่ต้องการมีประสิทธิภาพ 80%

จากสมการ (2-42)

$$\eta_p = \frac{whp}{bhp} (100)$$

$$bhp = \frac{0.17 \text{ hp}}{0.8} = 0.21 \text{ hp}$$

ในทางปฏิบัติควรใช้ปั๊มที่มีขนาดโตกว่านี้ เพื่อป้องกันไม่ให้ปั๊มรับโหลดมากเกินไปใน
ที่นี้จึงเลือกปั๊มขนาด 1hp

3.6.2 ปั๊มที่ใช้งานจากถังน้ำเย็นถึง AHU

จากสมการ (2-41)

$$whp = \frac{(gpm)\gamma h_f}{3960}$$

$$whp = \frac{(40\text{ gpm})(1)(13.46\text{ ft})}{3960} = 0.14\text{ hp}$$

ปั๊มที่ต้องการมีประสิทธิภาพ 80%

จากสมการ (2-42)

$$\eta_p = \frac{whp}{bhp}(100)$$

$$bhp = \frac{0.14\text{ hp}}{0.8} = 0.18\text{ hp}$$

ในทางปฏิบัติควรใช้ปั๊มที่มีขนาดโตกว่านี้ เพื่อป้องกันไม่ให้ปั๊มรับโหลดมากเกินไปใน
ที่นี้จึงเลือกปั๊มขนาด 2 hp

3.7 การคำนวณค่าฮีตเตอร์ (Heater)

วิธีการคำนวณหาได้จากสมการ

$$Q_1 = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$= \left(120 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \cdot \frac{\text{hr}}{3600\text{ s}} \right) \times 4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times 30\text{ K}$$

$$= 4.18\text{ kW}$$

คิดอัตราการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านท่อ

$$Q_{con} = \frac{A \cdot k}{L} (t_1 - t_2)$$

$$= \frac{\left[\frac{\pi \left(\frac{19.05}{1000} \right)^2}{4} \right] \times 51.9 \times (473 - 443)}{1.4}$$

$$= 0.316 \text{ W}$$

$$Q_{total} = Q_1 + Q_{con}$$

$$= 4180 + 0.316 \text{ W}$$

$$= 4180.3 \text{ W}$$

เมื่อค่า Safety Factor ออกแบบ Heater 20%

$$Q_{net} = 4180.3 \times 1.20 = 5016 \text{ W}$$

ฉะนั้นเลือกใช้ฮีตเตอร์ (Heater) แบบเส้นตรงท่อสแตนเลสที่จำนวน 4 เส้น โดยใช้ขนาด 1,500 W 1 เส้นและ 2,000 W 3 เส้น

3.8 การออกแบบคอนเดนเซอร์

3.8.1 กำหนดสภาวะ

$$\text{ความดันที่ Boiler} = 145 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{ออกแบบให้ใช้ท่อ} = 3.28 \text{ ft}$$

$$\text{น้ำหนักของไอน้ำที่กลั่นตัว} = 440.92 \text{ lb/hr}$$

$$\text{ใช้ท่อภายในคอนเดนเซอร์มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก} = 3/4 \text{ in เบอร์ 18}$$

$$\text{จากตารางที่ 2.7 กำหนดค่าคงที่ของท่อ} = 0.188$$

$$\text{ความเร็วของน้ำหล่อเย็นภายในคอนเดนเซอร์ที่ได้จากการคำนวณของปั๊ม} = 6 \text{ ft/s}$$

$$\text{อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ได้จากการคำนวณหอระบายความร้อน} = 86 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

เป็นคอนเดนเซอร์แบบกลับเดียว

หาค่า t_s หาได้จากการอินเตอร์คูเรต จากตาราง ข.1

$$= \frac{(145 - 134.54)(360 - 350)}{(152.93 - 134.54)} + 350$$

$$t_s = 355.6 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

หาค่า h_w ที่อุณหภูมิ 355.6 $^{\circ}\text{F}$ หาได้จากการอินเตอร์คูเรต จากตาราง ข.1

$$= \frac{(355.6 - 350)(332.25 - 321.80)}{(360 - 350)} + 321.80$$

$$h_w = 327.7 \text{ Btu/lb}$$

หาค่า h_s ที่อุณหภูมิ $355.6^\circ F$ หาได้จากการอินเตอร์พเรต จากตาราง ข.1

$$= \frac{(355.6 - 350)(1195.23 - 1193.10)}{(360 - 350)} + 1193.10$$

$$h_s = 1194.3 \text{ Btu/lb}$$

หาปริมาณความร้อนที่ไอน้ำถ่ายเทให้แก่ น้ำเลี้ยง $= 1194.3 - 327.7 = 866.6 \text{ Btu/lb}$

$$\frac{G}{A} = \frac{V}{KLN}$$

$$\frac{G}{A} = \frac{6}{0.188 \times 3.28 \times 1}$$

$$= 9.73$$

$$\frac{G}{A} = \frac{w}{500A}$$

$$\frac{w}{A} = 9.73 \times 500$$

$$= 4865$$

จากกราฟของค่า U ของคอนเดนเซอร์แบบผิว

$$670 \times 1.08 \times 0.7 = 506.52 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ F$$

$$T_2 = t_s - \frac{t_s - T_1}{\text{anti ln} \left(\frac{AU}{w} \right)}$$

$$= 355.6 - \frac{355.6 - 86}{\text{anti ln} \left(\frac{506.52}{4865} \right)}$$

$$T_2 = 112.7^\circ F$$

หาปริมาณน้ำหล่อเย็น

$$w_w = \frac{w_s (h_s - h_w)}{(t_f - t_i)}$$

$$= \frac{(440.92 \text{ lb/hr})(866.6 \text{ Btu/lb})}{(112.7 - 86)}$$

ดังนั้นได้ปริมาณน้ำหล่อเย็น = 14311 lb/hr หรือ 28.63 gal/min

แต่ $\frac{G}{A} = 9.73$

เพราะฉะนั้น $A = \frac{G}{9.73}$

$$= \frac{28.63}{9.73}$$

ดังนั้นได้พื้นที่หน้าตัด $= 2.94 \text{ ft}^2$

หาจำนวนท่อ $= \frac{12 \times 2.94}{(0.75\pi \times 3.28)}$

จำนวนท่อที่ใช้ในคอนเดนเซอร์ = 5 ท่อ

สมมุติว่าพื้นที่หน้าตัดส่วนที่เป็นท่อ เมื่อเปรียบเทียบกับพื้นที่หน้าตัดของคอนเดนเซอร์ = 23%
พื้นที่หน้าตัดของท่อแต่ละอัน

$$= \frac{\pi \left(\frac{3}{4}\right)^2}{4}$$

$$= 0.44 \text{ ft}^2$$

พื้นที่หน้าตัดของคอนเดนเซอร์ $= \frac{5 \times 0.44}{0.23}$

$$= 9.56 \text{ ft}^2$$

3.9 การคำนวณและออกแบบถังน้ำ

3.9.1 ขนาดถังบรรจุน้ำ

3.9.1.1 กำหนดหาขนาดของถัง

ถังที่ใช้ในการบรรจุน้ำออกแบบให้มีขนาด $1\text{ m} \times 0.6\text{ m} \times 0.7\text{ m} = 0.42\text{ m}^3$ และจะให้บรรจุน้ำแค่ที่ระดับความสูง 0.2 m ฉะนั้น น้ำที่จะอยู่ภายในถังนั้นจะมีปริมาตรเท่ากับ $0.6\text{ m} \times 1\text{ m} \times 0.2\text{ m}$ และภายในถังยังได้ติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมระดับน้ำไว้ด้วย คือ ลูกลอย

3.9.1.2 กำหนดหาปริมาตรถังบรรจุน้ำ

โดยออกแบบให้เป็นถังสี่เหลี่ยม

เพราะฉะนั้นปริมาตรของถังบรรจุน้ำ $= 0.6 \times 1 \times 0.7 = 0.42\text{ m}^3$

และปริมาตรน้ำในถังบรรจุน้ำ $= 0.6 \times 1 \times 0.2 = 1.32\text{ m}^3$

3.9.2 การคำนวณความเค้น (Stress) ของถังแสดงตนเลขรูปสี่เหลี่ยม

จากสมการ 2-38

$$\sigma = \frac{p \times (a \times b)}{[2a + 2b]t}$$

โดยที่

a คือขนาดความสูงของถัง, (m)

b คือขนาดความยาวของถัง, (m)

c คือขนาดความกว้างของถัง, (m)

t คือค่าความหนาของถัง, (m)

p คือแรงที่กระทำในถัง, (MPa)

การคำนวณนี้จะยกการคำนวณเฉพาะด้านที่มีความแข็งแรงน้อยที่สุดของถังรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามาให้ดูด้านเดียวเท่านั้น จากสมการ 2-38

$$\sigma = \frac{p \times (a \times b)}{[2a + 2b]t}$$

$$= \frac{200\text{ MN/m}^2 (0.7 \times 1)\text{ m}^2}{[2(0.7) + 2(1)] \times 0.0003\text{ m}}$$

ค่าความเค้นที่หาได้มีค่า

$$\sigma = 125\text{ MN/m}^2$$

3.9.3 การหาค่าความปลอดภัย

จากสมการ 2-39

$$N_U = \frac{\sigma_U}{\sigma}$$

และสมการ 2-40

$$N_Y = \frac{\sigma_Y}{\sigma}$$

ความต้านทานแรงดึงอัลติเมต (Ultimate Tensile Strength), σ_U

ความต้านทานแรงดึงคราก (Yield Strength), σ_Y

$$N_U = \frac{517.125 \text{ MN/m}^2}{125 \text{ MN/m}^2}$$

$$= 1.7$$

$$N_Y = \frac{206.85 \text{ MN/m}^2}{125 \text{ MN/m}^2}$$

$$= 4.1$$

ค่าของความต้านทานแรงดึงอัลติเมต (Ultimate Tensile Strength), σ_U และค่าของความต้านทานแรงดึงคราก (Yield Strength), σ_Y เปิดดูได้จากภาคผนวก (ข) ของหนังสือกลศาสตร์ของแข็ง (Mechanics of Solids) ของ ผศ. บรรจบ อรชร

บทที่ 4

ผลการทดลอง

เมื่อได้ศึกษาทฤษฎีออกแบบ โครงสร้างและสร้างโรงงานขึ้นมาแล้ว เพื่อให้สามารถทราบถึงการทำงานของโรงงานว่าเป็นไปตามที่ออกแบบ และศึกษามาหรือไม่จึงต้องมีการทดสอบโรงงานโดยขั้นตอนการทดลองจะต้องสอดคล้องกับที่ได้ออกแบบไว้

4.1 ขั้นตอนการเปิดระบบปรับอากาศ

- 4.1.1 ตรวจสอบสภาพทั่วไปของหม้อไอน้ำและระบบปรับอากาศ
- 4.1.2 ทำการเดินหม้อไอน้ำให้ได้อุณหภูมิและความดันที่ต้องการใช้งานในระบบปรับอากาศ
- 4.1.3 ปิดวาล์วสี่แฉกที่ทางดูดของหัวฉีด
- 4.1.4 ทำการเปิดฮีตเตอร์ (Heater) ประมาณ 10 นาที
- 4.1.5 ปล่องไอน้ำของหม้อไอน้ำขนาด 80 kg/hr และขนาด 120 kg/hr เข้าถึงพัก (Header)
- 4.1.6 ตรวจสอบความดันและอุณหภูมิที่ถึงพัก (Header) ว่ามีหรือไม่
- 4.1.7 ทำการปล่องไอน้ำออกโดยการเปิดวาล์วระบายอยู่บริเวณด้านล่างของถึงพัก เพื่อปล่องหยดน้ำที่อยู่ในถึงพักออก
- 4.1.8 เมื่อปล่องน้ำที่ถึงพักออกหมดให้ทำการปล่องไอน้ำเข้าหัวฉีด โดยการเปิดวาล์วสี่แฉกตัวกลางที่อยู่บนถึงพักไอน้ำ
- 4.1.9 เมื่อปล่องไอน้ำเข้าหัวฉีดประมาณ 5 นาที แล้วให้เปิดวาล์วสี่แฉกตรงช่องทางดูดของหัวฉีด
- 4.1.10 ให้สังเกตความดันของหม้อไอน้ำขนาด 80 kg/hr เมื่อมีการเติมน้ำเข้าหม้อไอน้ำความดันของไอน้ำจะลดลง
- 4.1.11 ถ้าความดันลดลงให้เปิดวาล์วที่มุมซ้ายด้านล่างของถึง (วาล์วสี่แฉก) เพื่อไม่ให้เกิดการตีกลับของไอน้ำลงถึงน้ำ
- 4.1.12 เมื่อความดันของหม้อไอน้ำขนาด 80 kg/hr เพิ่มขึ้นหลังจากเติมน้ำแล้วให้เปิดวาล์วสี่แฉกที่มุมซ้ายด้านล่างของถึงน้ำ
- 4.1.13 ทำการเปิด-ปิดวาล์วสี่แฉกมุมซ้ายด้านล่างของถึงน้ำเป็นระยะประมาณ 7 นาทีต่อครั้ง ครั้งละประมาณ 2 นาทีตลอดการทำความเย็นของน้ำในถึง

4.1.14 ควรระวังอย่าให้เกิดการตีกลับของไอน้ำเข้าถังโดยเด็ดขาด เพราะจะทำให้ถังทำ
น้ำเย็นร้อนและน้ำก็จะร้อนทำให้ไม่สามารถนำน้ำมาทำการปรับอากาศได้

4.2 ตารางแสดงผลการทดลอง

ตารางที่ 4.1 แสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปใน
ปากกรวยเวนจูรี 5 mm

อุณหภูมิน้ำในถัง ($^{\circ}\text{C}$)	เวลา (นาท.)	ความดันด้านดูด (gage) mm.Hg	ความดันด้านจ่าย (gage) kg/cm^2	อุณหภูมิด้านจ่าย ($^{\circ}\text{C}$)
30	0	736.60	8.5	189
29	5	716.28	8.5	187
28	12	713.74	8.3	188
27	20	711.20	8.3	186
26	25	718.82	8.3	186
25	30	723.90	8.0	190
24	40	744.22	8.8	192
23	65	749.30	8.6	195

ตารางที่ 4.2 แสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปใน
ปากกรวยเวนจูรี 5.5 mm

อุณหภูมิน้ำในถัง ($^{\circ}\text{C}$)	เวลา (นาท.)	ความดันด้านดูด (gage) mm.Hg	ความดันด้านจ่าย (gage) kg/cm^2	อุณหภูมิด้านจ่าย ($^{\circ}\text{C}$)
32	0	736.60	8.5	195
31	50	736.60	8.5	195
30	65	736.60	8.5	195
29	90	736.60	8.5	195
28	107	736.60	8.5	195

ตารางที่ 4.3 แสดงผลการทดลองหวัณขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหวัณชิดขึ้นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 6 mm

อุณหภูมิน้ำในถัง ($^{\circ}\text{C}$)	เวลา (นาทึ)	ความดันด้านดูด (gage) mm.Hg	ความดันด้านจ่าย (gage) kg/cm^2	อุณหภูมิด้านจ่าย ($^{\circ}\text{C}$)
30	0	711.20	8.5	178
29	15	711.20	8.5	178
28	30	736.60	8.5	183
27	60	736.60	8.5	195
26	100	736.60	8.3	197
25	155	736.60	8.5	198
24	210	736.60	8.5	198
23	240	736.60	8.3	200

ตารางที่ 4.4 แสดงผลการทดลองหวัณขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายหวัณชิดขึ้นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 7 mm

อุณหภูมิน้ำในถัง ($^{\circ}\text{C}$)	เวลา (นาทึ)	ความดันด้านดูด (gage) mm.Hg	ความดันด้านจ่าย (gage) kg/cm^2	อุณหภูมิด้านจ่าย ($^{\circ}\text{C}$)
29	0	736.60	9.0	179
28	5	736.60	8.9	180
27	20	736.60	9.0	180
26	40	736.60	9.0	182
25	55	736.60	8.9	182
24	100	736.60	9.2	190
23	140	736.60	9.3	185

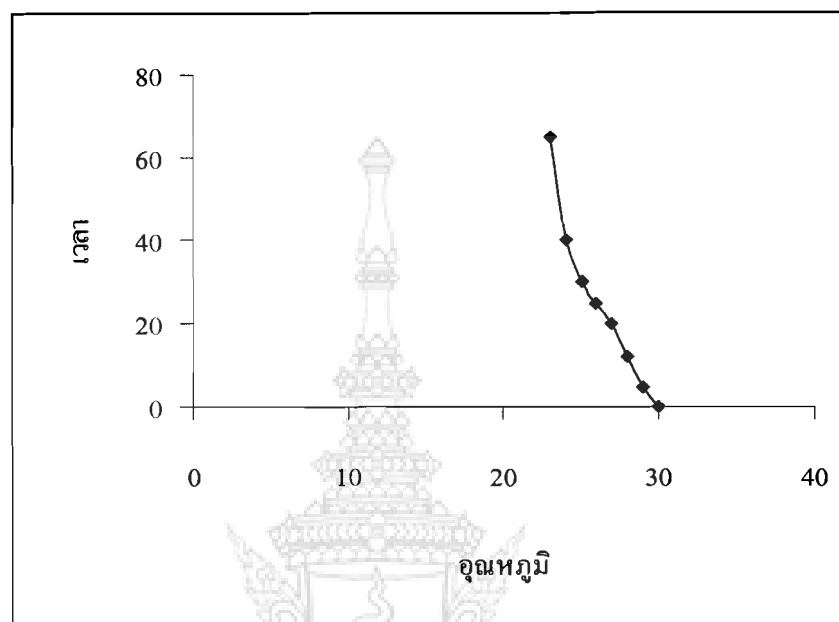
ตารางที่ 4.5 แสดงผลการทดลองห้วงนิคขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายห้วงนิคยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 10 mm

อุณหภูมิในถัง ($^{\circ}\text{C}$)	เวลา (นาทึ)	ความดันด้านดูด (gage) mm.Hg	ความดันด้านจ่าย (gage) kg/cm^2	อุณหภูมิด้านจ่าย ($^{\circ}\text{C}$)
24	0	711.20	8.5	175
23	2	711.20	8.5	176
22	20	736.60	9.0	190
21	35	736.60	9.2	194

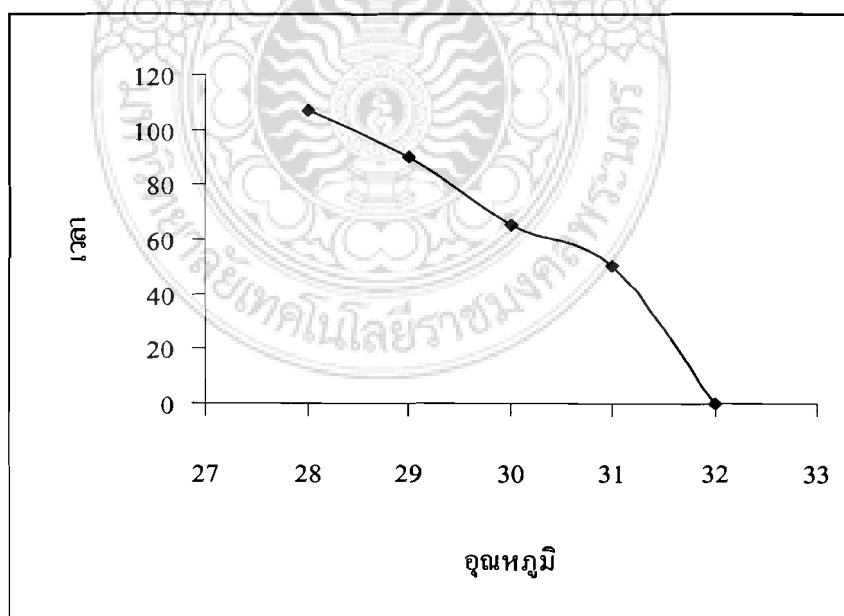
ตารางที่ 4.6 แสดงผลการทดลองห้วงนิคขนาด $D = 5.3\text{ mm}$ ปลายห้วงนิคยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 15 mm

อุณหภูมิในถัง ($^{\circ}\text{C}$)	เวลา (นาทึ)	ความดันด้านดูด (gage) mm.Hg	ความดันด้านจ่าย (gage) kg/cm^2	อุณหภูมิด้านจ่าย ($^{\circ}\text{C}$)
32	0	756.92	8.5	187
31	2	756.92	8.5	188
30	25	749.30	8.5	189
29	58	741.68	8.3	187
28	63	754.38	8.3	188
27	90	754.38	8.5	190

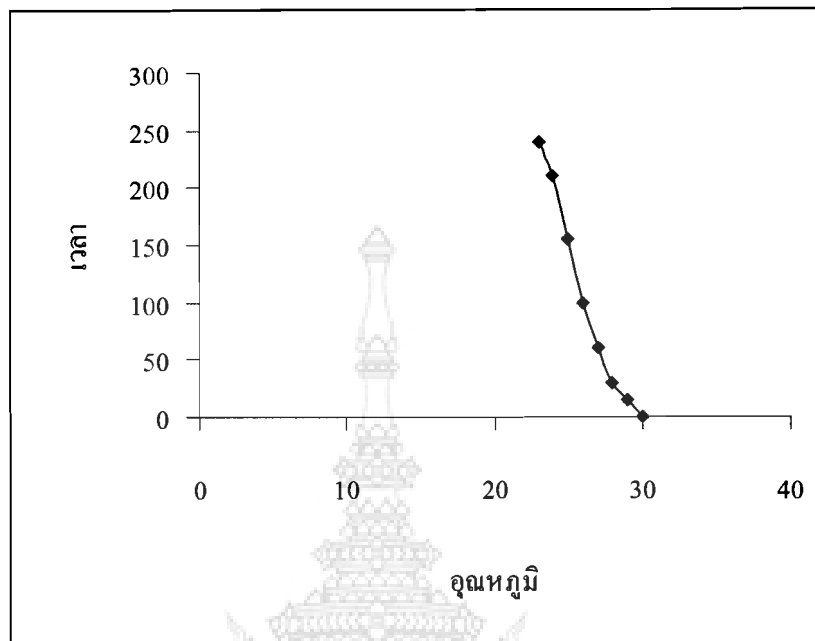
4.3 กราฟแสดงผลการทดลอง



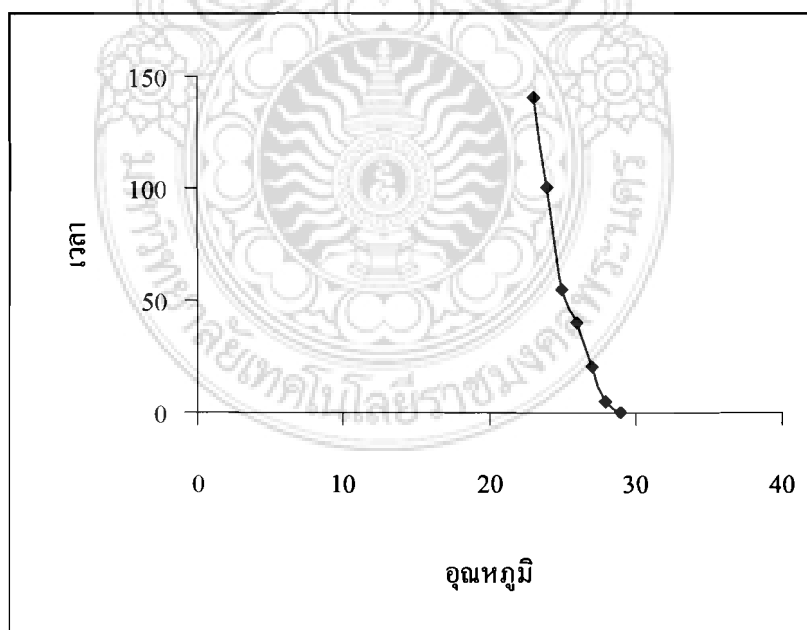
รูปที่ 4.1 กราฟแสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3 \text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูร์ 5 mm



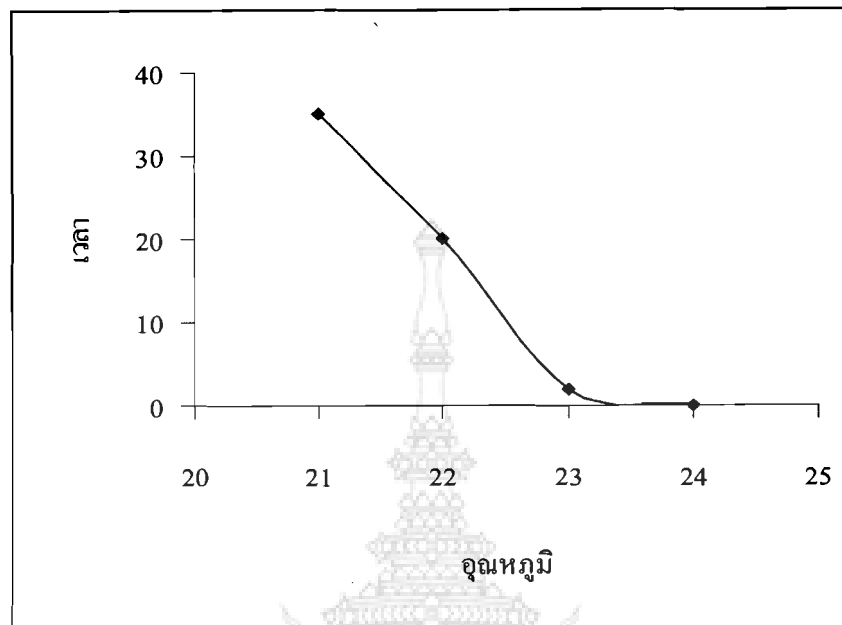
รูปที่ 4.2 กราฟแสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3 \text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูร์ 5.5 mm



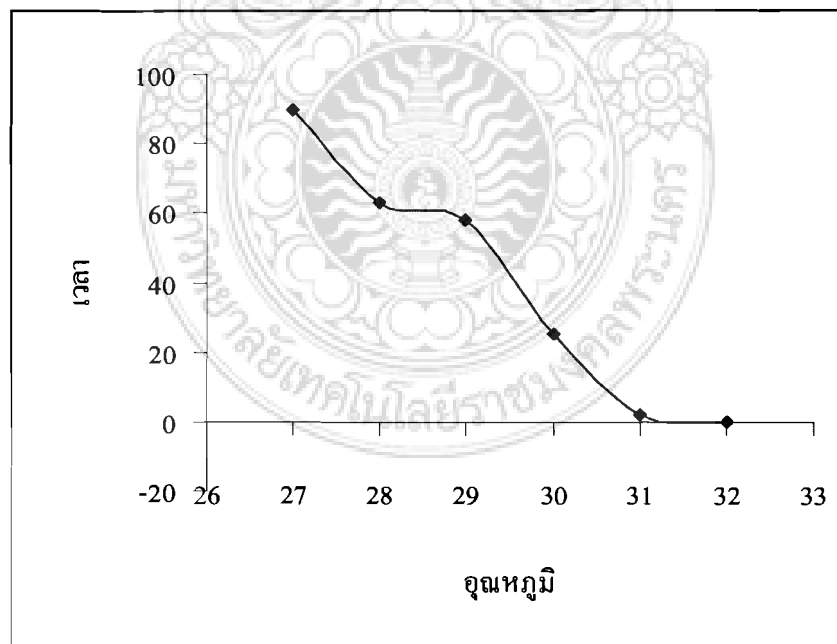
รูปที่ 4.3 กราฟแสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3 \text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 6 mm



รูปที่ 4.4 กราฟแสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3 \text{ mm}$ ปลายหัวฉีดยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 7 mm



รูปที่ 4.5 กราฟแสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3 \text{ mm}$ ปลายหัวฉีดขึ้นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 10 mm



รูปที่ 4.6 แสดงผลการทดลองหัวฉีดขนาด $D = 5.3 \text{ mm}$ ปลายหัวฉีดขึ้นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรี 15 mm

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดลอง

การออกแบบและสร้างระบบปรับอากาศโดยใช้หัวฉีดไอน้ำลดความดัน ซึ่งได้อาศัยระบบทำความเย็นด้วยสุญญากาศมาลดอุณหภูมิของน้ำ ใช้หัวฉีดไอน้ำเป็นอุปกรณ์สำหรับดูดอากาศออกจากถังบรรจุน้ำให้สามารถสร้างสุญญากาศความดันไอน้ำตัว 755.40 mm.Hg (0.75 kPa) เพื่อให้ให้น้ำที่อยู่ในถัง เกิดเป็นไอเกิดความเย็นขึ้นที่อุณหภูมิ 2°C สำหรับการทดลองนี้จะออกเป็น 2 ส่วน คือ การทดลองการลดความดันของหัวฉีดไอน้ำ และการทดลองการลดอุณหภูมิของน้ำ สามารถสรุปผลการทดลองได้ดังนี้

5.1.1 การทดลองการลดความดันของหัวฉีดไอน้ำได้ผลสรุปดังนี้

ในการทดลองการลดความดันของหัวฉีดไอน้ำที่ออกแบบนั้น จะต้องทำการทดลองหาตำแหน่งที่เหมาะสมที่ติดตั้งอยู่ภายในหัวฉีดไอน้ำ เพื่อหาความสามารถในการสร้างสุญญากาศที่ดีที่สุดของหัวฉีดไอน้ำ

5.1.1.1 หัวฉีดไอน้ำที่ออกแบบและสร้างขึ้นทดลองหาตำแหน่งหัวฉีดที่เหมาะสมในการสร้างสุญญากาศของหัวฉีดไอน้ำ พบว่าตำแหน่งหัวฉีดไอน้ำมีระยะยื่นเข้าไปในปากกรวยเวนจูรีของปลายหัวฉีดที่สามารถสร้างสุญญากาศที่ดีที่สุดของหัวฉีดไอน้ำ เท่ากับ 5 mm คือตำแหน่งติดตั้งหัวฉีดจะมีผลสร้างสุญญากาศซึ่งไม่มีตำแหน่งที่แน่นอน แต่จะขึ้นอยู่กับผลการทดลองหาตำแหน่งที่เหมาะสมกับภาระทางด้านดูด

5.1.1.2 ผลการทดลองพบว่าหัวฉีดไอน้ำสามารถสร้างสุญญากาศได้ เนื่องจากออกแบบเส้นผ่าศูนย์กลางของคอคออดของหัวฉีดไอน้ำมีขนาดน้อยกว่าค่าการคำนวณ เพราะว่ามีข้อจำกัดเกี่ยวกับมาตรฐานอุปกรณ์ในการสร้างหัวฉีดไอน้ำที่มีลักษณะ แบบลู่เข้า – บานออก ซึ่งอัตราการไหลของไอน้ำสูงสุดที่ผ่านคอคออดหัวฉีดจะขึ้นอยู่กับสภาวะทางเข้าอย่างเดียว แต่การทดลองทางเข้าหัวฉีดไอน้ำแห่งอิมตัวที่ความดันเกจ 8.5 bar (935 kPa) อุณหภูมิ 180°C คงที่ ดังนั้นอัตราการไหลสูงสุดของหัวฉีดไอน้ำจึงขึ้นอยู่กับเส้นผ่าศูนย์กลางคอคออดหัวฉีดเป็นสำคัญ จึงทำให้ความดันของไอน้ำที่ออกจากหัวฉีดต่ำลงขณะที่ความเร็วสูงมากกว่าปกติ และทำให้ความเร็วการผสมของกระแสของไหลทั้ง 2 ที่ออกจากตัวกระจายมีค่าสูงมาก ทำให้การเปลี่ยนพลังงาน

ความเร็วเป็นความดันได้น้อยลงโดยจะสังเกตเห็นได้จากการวัดความดันและอุณหภูมิมีค่าต่ำ และจะได้ยินเสียงที่ทางออก จากผลการทดลองหวัณิดไอน้ำยังพบว่า ความสามารถในการสร้างสุญญากาศของหวัณิดจะไม่ขึ้นอยู่กับความดันบรรยากาศ แต่จะขึ้นอยู่กับสถานะของไอน้ำที่เข้าหวัณิดถ้าเปลี่ยนไปจากค่าการออกแบบ จะทำให้ความสามารถในการสร้างสุญญากาศเปลี่ยนไปด้วย

5.1.2 การทดลองการลดอุณหภูมิของน้ำสรุปผลได้ดังนี้

5.1.2.1 จากผลการทดลองการลดอุณหภูมิของน้ำด้วยสุญญากาศพบว่าความดัน ภายในถังค่อย ๆ ลดลง ขณะที่อุณหภูมิของน้ำจะไม่เปลี่ยนแปลง จนกระทั่งความดันภายในถังบรรจุสามารถลดลงจนมาถึงความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิขณะนั้น จะทำให้น้ำที่อยู่ภายในถังเริ่มเดือดระเหยกลายเป็นไอ ขณะที่ความดันภายในระบบจะยังคงลดลงอย่างต่อเนื่อง กระบวนการของการระเหยจะทำให้เกิดความเย็นขึ้นภายในถัง ซึ่งสามารถลดอุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำจาก 32°C เป็น 22°C ดังนั้น ในการทำความเย็นสุญญากาศของน้ำจะสามารถลดอุณหภูมิลงได้ 10°C

5.1.2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและเวลาของการลดอุณหภูมิ น้ำ จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำ ลักษณะทางกายภาพของน้ำ จำนวนน้ำที่มีอยู่ภายในถัง อัตราการสร้างสุญญากาศและพื้นที่ผิวต่อปริมาตรของน้ำ

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 เนื่องจากมีข้อจำกัดเกี่ยวกับอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับสร้างหวัณิดแบบลู่เข้า-บานออก ซึ่งมีผลทำให้ความดันของไอน้ำที่ออกจากหวัณิดต่ำลงแต่มีความเร็วสูงผิดปกติ ทำให้ประสิทธิภาพของหวัณิดไอน้ำที่ออกแบบจะลดลงมาก จึงควรมีอุปกรณ์สร้างขนาดต่างๆของหวัณิดได้อย่างเที่ยงตรงตามที่ออกแบบไว้

5.2.2 เนื่องจากการออกแบบและสร้างหวัณิดไอน้ำ จะเลือกใช้ค่าประมาณกลางๆของค่าที่ใช้ในการออกแบบ แต่ไม่อาจทราบได้ว่า ถ้าสถานะของการออกแบบเปลี่ยนไปจากนี้ จะมีผลอย่างไรต่อการสร้างสุญญากาศ หรือสมรรถนะของหวัณิดไอน้ำ ดังนั้นควรมีการศึกษาผลของการเปลี่ยนแปลงค่าของมุม ความยาวของส่วนต่างๆของหวัณิดและเวนจูรี และผลของการเปลี่ยนตำแหน่งของการติดตั้งหวัณิด เป็นต้น

5.2.3 ถังเก็บน้ำเย็นควรจะเป็นถังแบบทรงกระบอก ด้วยเหตุผลที่ว่าเพื่อที่จะทนแรงคูดภายในถังได้มากกว่าแบบอื่น เนื่องจากแรงคูดของหวัณิดมีประสิทธิภาพในการคูดสูง ดังนั้นถ้าเป็นถังแบบอื่นอาจทำให้ถึงเกิดการขูดตัวได้

5.2.4 หม้อไอน้ำ (Boiler) ควรจัดให้อยู่ภายนอกห้องปรับอากาศ เนื่องจากความร้อนจากหม้อไอน้ำ (Boiler) มีค่าความร้อนสูงมาก ซึ่งจะส่งผลกระทบต่อการทำงานของปรับอากาศภายในห้องทำให้มีประสิทธิภาพในการทำความเย็นลดลงได้ และจะส่งผลกระทบทำให้ภาระโหลดภายในห้องสูงด้วย

5.2.5 เนื่องจากหัวฉีดไอน้ำที่ใช้ในการทดลองนี้ ได้ออกแบบและสร้างให้มีขนาดใหญ่เกิน จึงทำให้ปริมาณอัตราการจ่ายไอน้ำของหม้อไอน้ำ (Boiler) ที่มีอยู่ไม่เพียงพอ ฉะนั้นหากต้องการให้หัวฉีดไอน้ำมีประสิทธิภาพในการลดอุณหภูมิของน้ำได้ดียิ่งขึ้น จะต้องออกแบบให้หัวฉีดไอน้ำมีขนาดเล็กลงและเหมาะสมกับปริมาณไอน้ำที่มีอยู่ อาจจะออกแบบให้มีการทำงานมากกว่า 1 สเตจ (Stage) และคำนวณภาระทางด้านคูลของแต่ละสเตจ (Stage) ให้เหมาะสม ซึ่งสามารถลดความดันได้คงที่

5.2.6 จากการทดลองระบบปรับอากาศแบบใช้หัวฉีดไอน้ำลดความดันนั้น มีค่าบางตัวที่ไม่สามารถทราบค่าได้ เพราะगेजวัดค่าบางตัวนั้นมีราคาสูงมาก จึงทำให้ไม่สามารถนำมาติดตั้งได้ ฉะนั้นถ้าจะให้การทดลองมีประสิทธิภาพสูงสุดควรจะมีगेजวัดต่าง ๆ นั้นด้วย



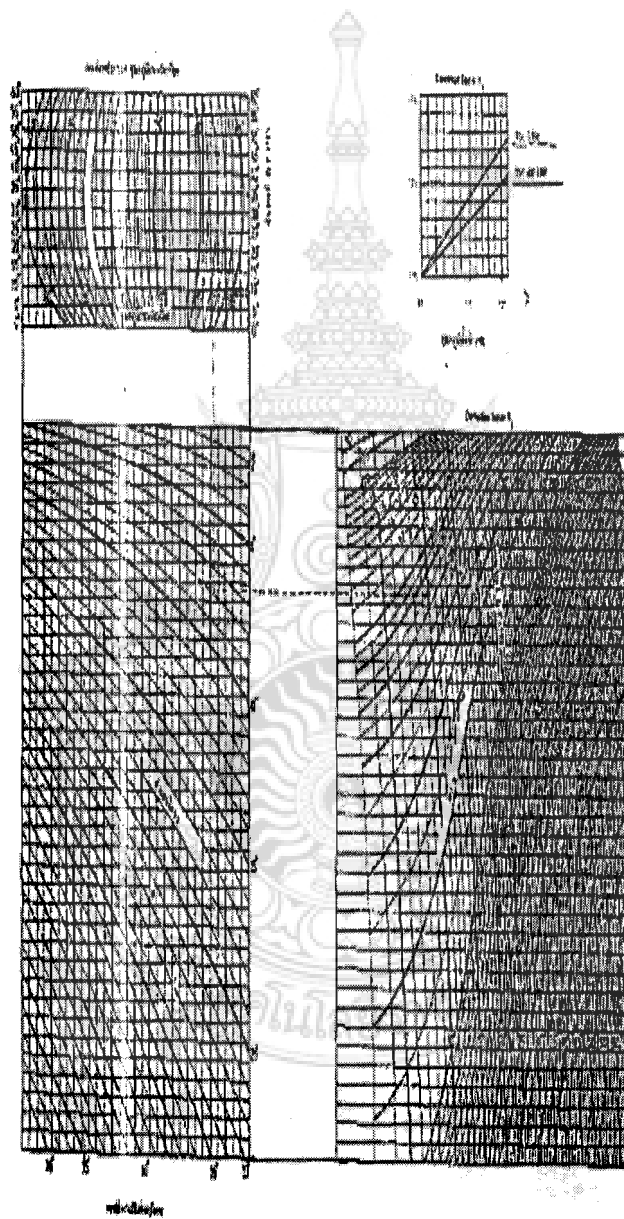
บรรณานุกรม

- ชัยสวัสดิ์ เทียนวิบูลย์. การทำความเย็นและปรับอากาศ. กรุงเทพมหานคร : ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
- เด่น ดอกพิมาย. วิทยานิพนธ์การออกแบบระบบทำความเย็นด้วยสัจญากาศโดยใช้หัวฉีดไอน้ำ. บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2542
- บริษัท สยามไคกันเซลล์ จำกัด. คู่มือระบบปรับอากาศและอุปกรณ์ทำความเย็น.
- บุญญศักดิ์ ใจจงกิจ. เครื่องจักรพลังงานน้ำ เครื่องจักรไอน้ำและหม้อน้ำ. กรุงเทพมหานคร : สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
- วิวัฒน์ ภัททิยธนี. เทคโนโลยีไอน้ำ. บริษัท อีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด (มหาชน). กรุงเทพมหานคร, 2545
- สุรพล พฤษพานิช. หลักการและระบบปรับอากาศ. กรุงเทพมหานคร : ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
- อัครเดช สิ้นธุภัก. การทำความเย็น. กรุงเทพมหานคร : คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- เอกสารประกอบการอบรม. เครื่องกำเนิดไอน้ำอุตสาหกรรม. กรุงเทพมหานคร : ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตพระนครเหนือ

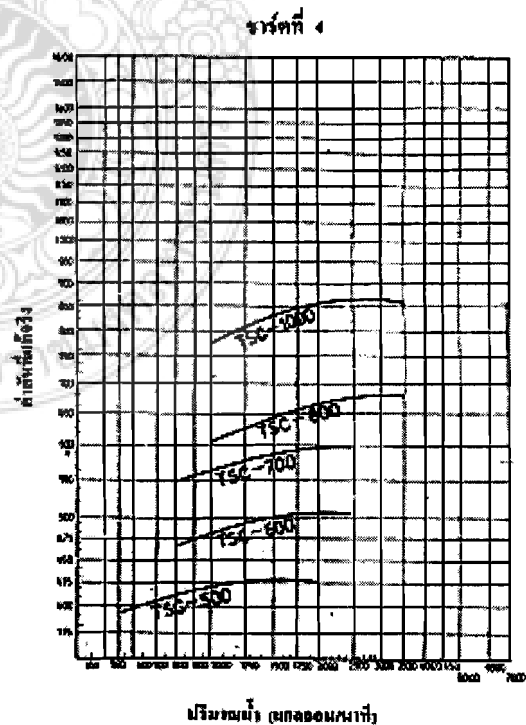
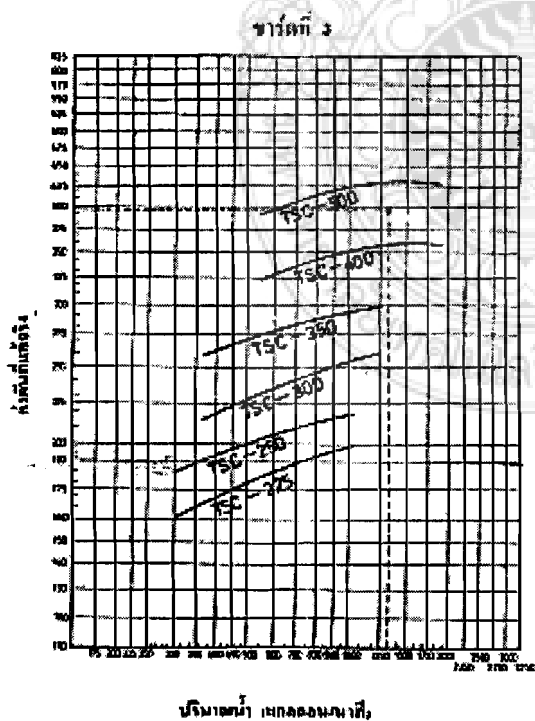
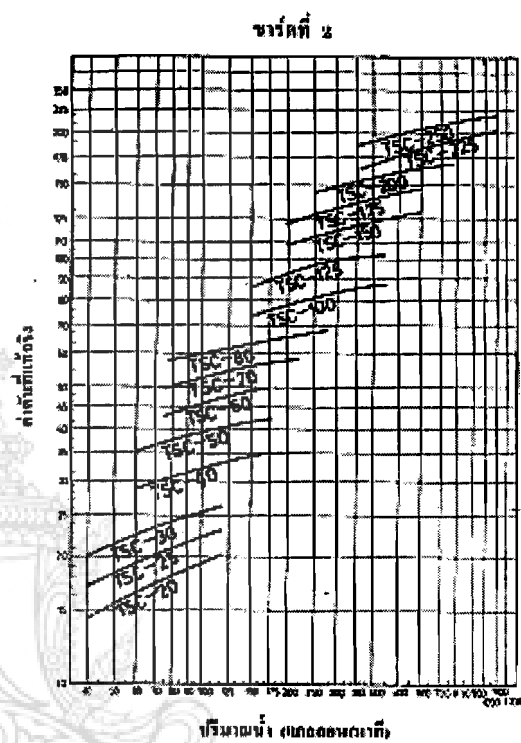
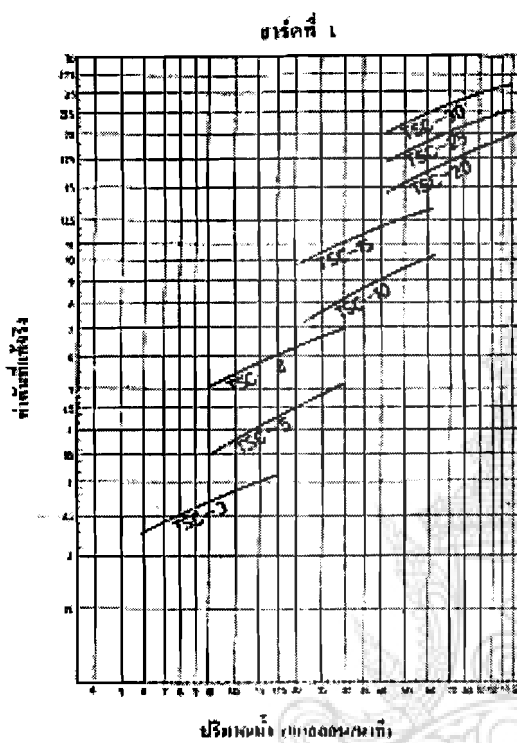


ภาคผนวก ก.

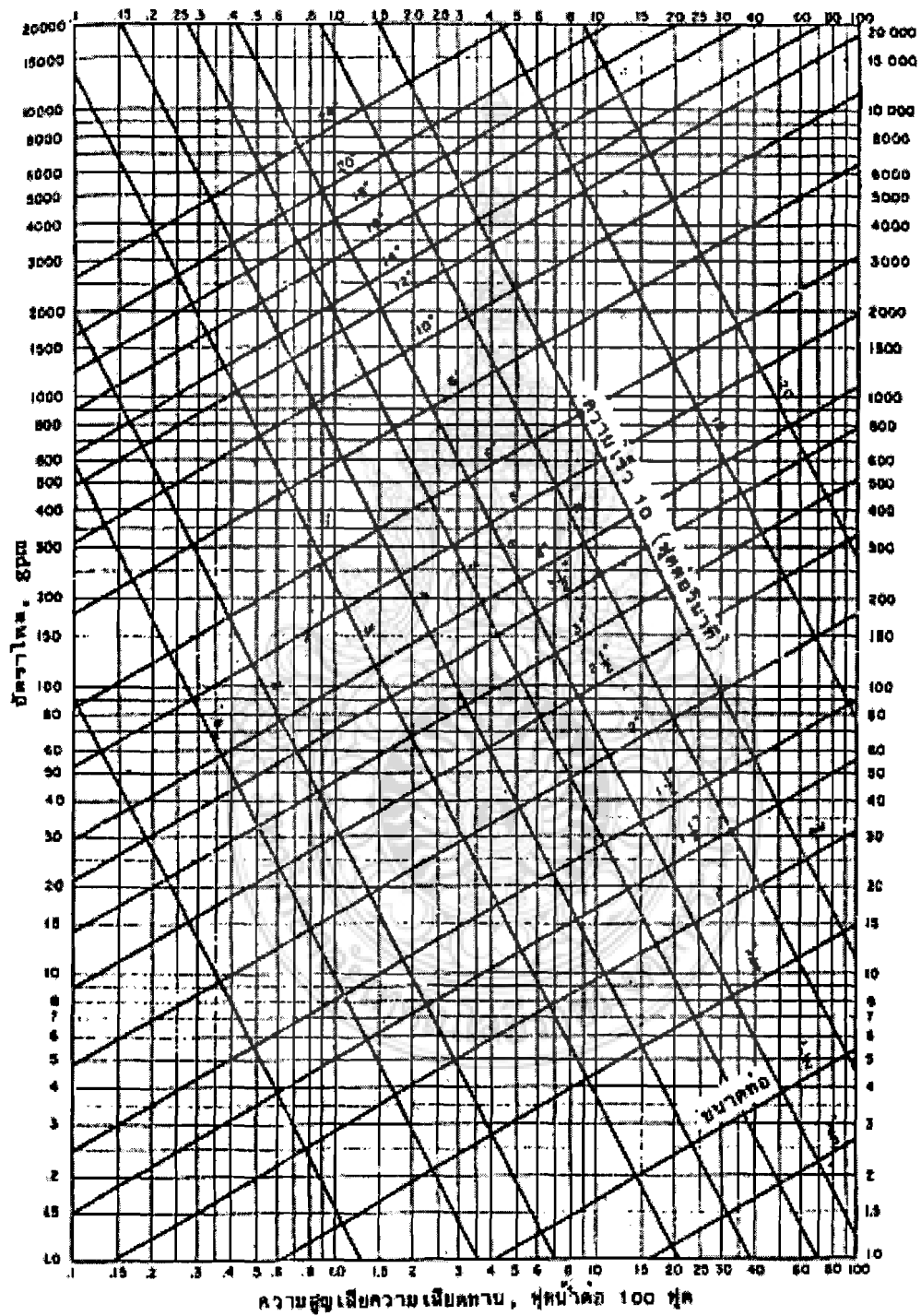
แสดงค่าต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณ



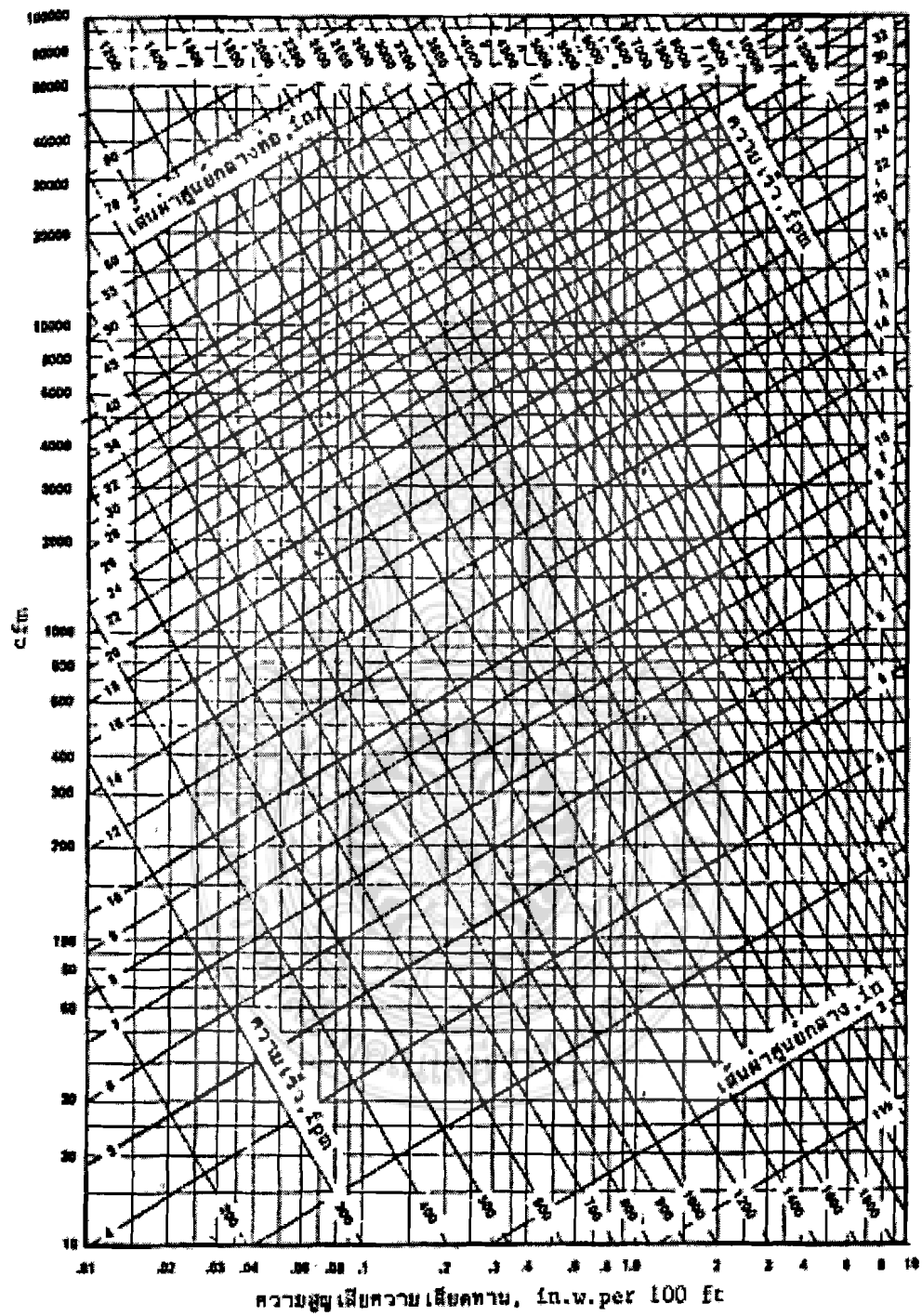
รูปที่ ก.1 การเลือกคูลิ่งทาวเวอร์



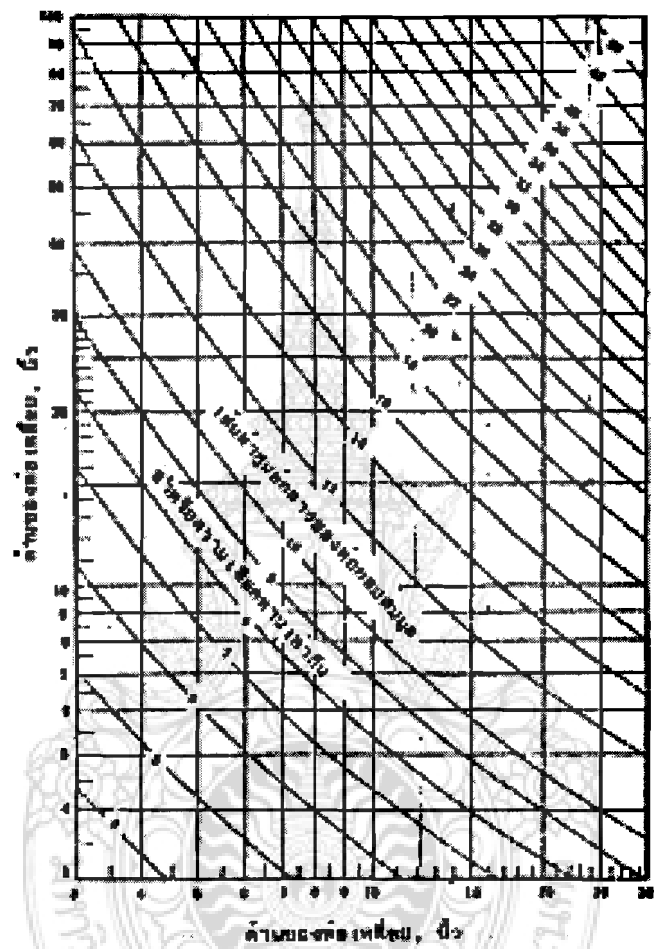
รูปที่ ก.2 การเลือกโมเดลของคูดถึงทาวเวอร์



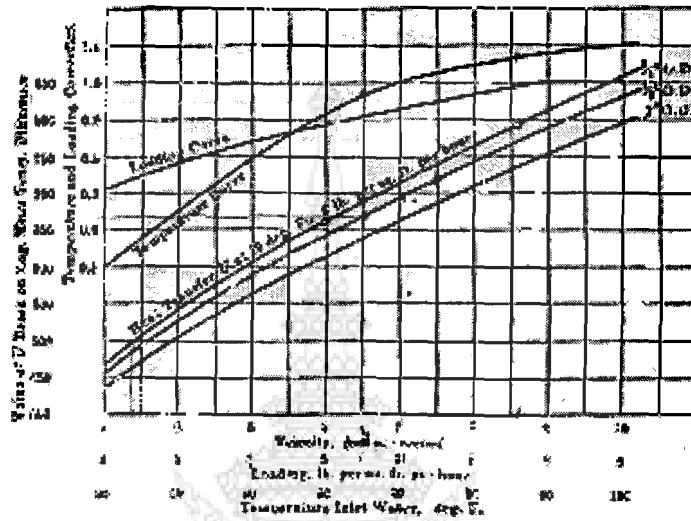
รูปที่ ก.3 ตารางการหาค่าความสูญเสียและความเค็มในท่อน้ำ



รูปที่ ก.4 ตารางการหาค่าความสูญเสียและความเสียดทานในท่อลม



รูปที่ ก.5 ตารางการหาขนาดของท่อลมสี่เหลี่ยม



รูปที่ ก.6 ตารางการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน



ภาคผนวก ข.
ตารางไอน้ำอิ่มตัว



TABLE C.8.1 ENG (Continued) Saturated Water

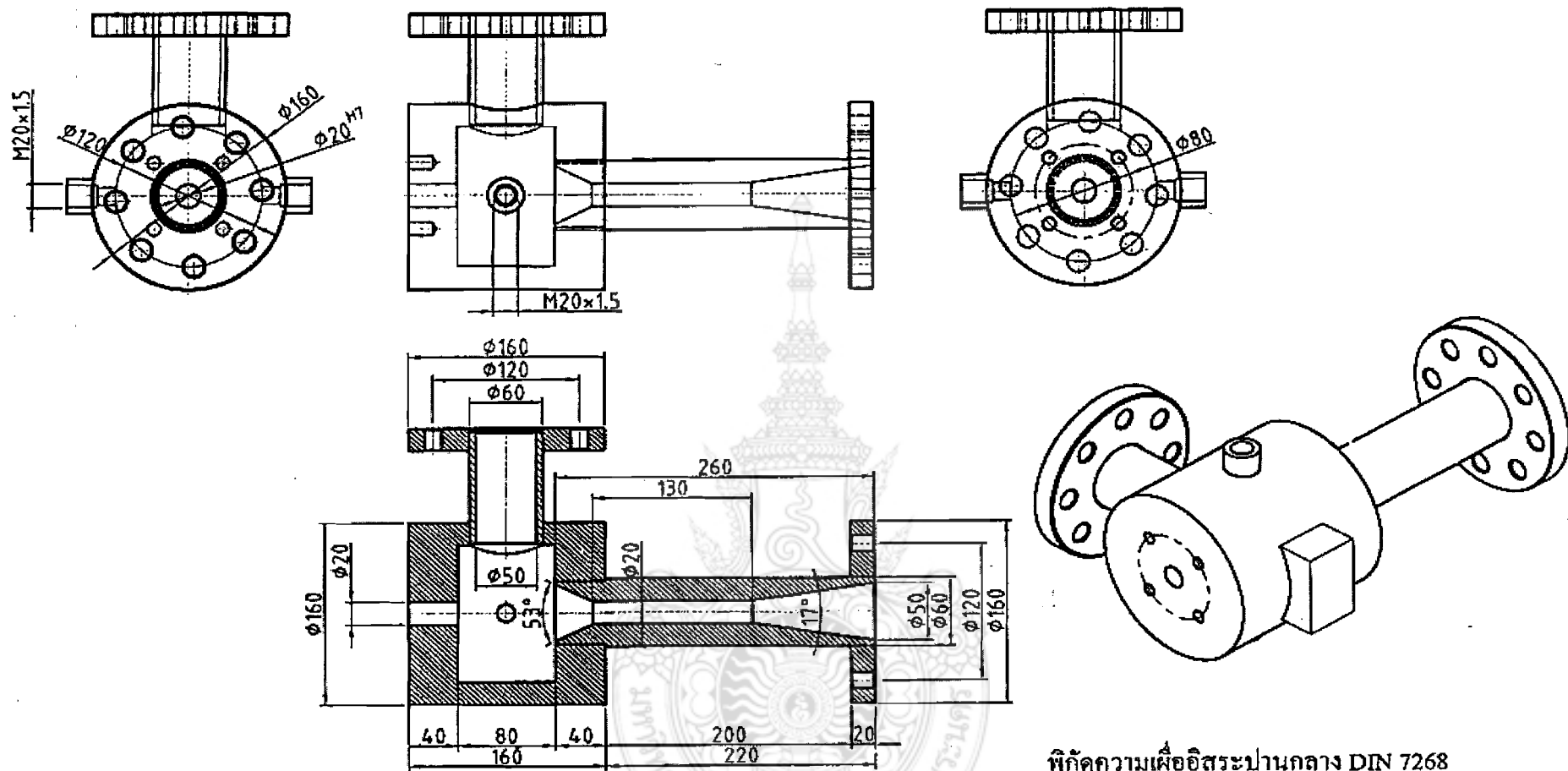
Temp. F T	Press. psia P	Enthalpy, Btu/lbm			Entropy, Btu/lbm R		
		Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Evap. s_{fg}	Sat. Vapor s_g
32	0.0887	0	1075.38	1075.39	0	2.1869	2.1869
35	0.100	2.99	1073.71	1076.70	0.0061	2.1703	2.1764
40	0.122	8.01	1070.89	1078.90	0.0162	2.1430	2.1591
45	0.147	13.03	1068.06	1081.10	0.0262	2.1161	2.1423
50	0.178	18.05	1065.24	1083.29	0.0361	2.0898	2.1259
60	0.256	28.08	1059.59	1087.67	0.0555	2.0388	2.0943
70	0.363	38.09	1053.95	1092.04	0.0746	1.9896	2.0642
80	0.507	48.08	1048.31	1096.39	0.0933	1.9423	2.0356
90	0.699	58.06	1042.65	1100.72	0.1116	1.8966	2.0083
100	0.950	68.04	1036.98	1105.02	0.1296	1.8526	1.9822
110	1.276	78.01	1031.28	1109.29	0.1473	1.8101	1.9574
120	1.695	87.99	1025.55	1113.54	0.1646	1.7690	1.9336
130	2.225	97.97	1019.78	1117.75	0.1817	1.7292	1.9109
140	2.892	107.96	1013.96	1121.92	0.1985	1.6907	1.8892
150	3.722	117.95	1008.10	1126.05	0.2150	1.6533	1.8683
160	4.745	127.95	1002.18	1130.14	0.2313	1.6171	1.8484
170	5.997	137.96	996.21	1134.17	0.2473	1.5819	1.8292
180	7.515	147.98	990.17	1138.15	0.2631	1.5478	1.8109
190	9.344	158.02	984.06	1142.08	0.2786	1.5146	1.7932
200	11.530	168.07	977.87	1145.94	0.2940	1.4822	1.7762
210	14.126	178.13	971.61	1149.74	0.3091	1.4507	1.7599
212.0	14.696	180.13	970.35	1150.49	0.3121	1.4446	1.7567
220	17.189	188.21	965.26	1153.47	0.3240	1.4201	1.7441
230	20.781	198.31	958.81	1157.12	0.3388	1.3901	1.7289
240	24.968	208.43	952.27	1160.70	0.3533	1.3609	1.7142
250	29.823	218.58	945.61	1164.19	0.3677	1.3324	1.7001
260	35.422	228.75	938.84	1167.59	0.3819	1.3044	1.6864
270	41.848	238.95	931.95	1170.90	0.3960	1.2771	1.6731
280	49.189	249.17	924.93	1174.10	0.4098	1.2504	1.6602
290	57.535	259.43	917.76	1177.19	0.4236	1.2241	1.6477
300	66.985	269.73	910.45	1180.18	0.4372	1.1984	1.6356
310	77.641	280.06	902.98	1183.03	0.4507	1.1731	1.6238
320	89.609	290.43	895.34	1185.76	0.4640	1.1483	1.6122
330	103.00	300.84	887.52	1188.36	0.4772	1.1238	1.6010
340	117.94	311.29	879.51	1190.80	0.4903	1.0997	1.5900
350	134.54	321.80	871.30	1193.10	0.5033	1.0760	1.5793

TABLE C.8.1 ENG (Continued) Saturated Water

Temp. F T	Press. psia P	Enthalpy, Btu/lbm			Entropy, Btu/lbm R		
		Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Evap. s_{fg}	Sat. Vapor s_g
360	152.93	332.35	862.88	1195.23	0.5162	1.0526	1.5688
370	173.24	342.95	854.24	1197.19	0.5289	1.0295	1.5584
380	195.61	353.61	845.36	1198.97	0.5416	1.0067	1.5483
390	220.17	364.33	836.23	1200.56	0.5542	0.9841	1.5383
400	247.08	375.11	826.84	1201.95	0.5667	0.9617	1.5284
410	276.48	385.96	817.17	1203.13	0.5791	0.9395	1.5187
420	308.52	396.89	807.20	1204.09	0.5915	0.9175	1.5090
430	343.37	407.89	796.93	1204.82	0.6038	0.8957	1.4995
440	381.18	418.97	786.34	1205.31	0.6160	0.8740	1.4900
450	422.13	430.15	775.40	1205.54	0.6282	0.8523	1.4805
460	466.38	441.42	764.09	1205.51	0.6404	0.8308	1.4711
470	514.11	452.80	752.40	1205.20	0.6525	0.8093	1.4618
480	565.50	464.30	740.30	1204.60	0.6646	0.7878	1.4524
490	620.74	475.92	727.76	1203.68	0.6767	0.7663	1.4430
500	680.02	487.68	714.76	1202.44	0.6888	0.7447	1.4335
510	743.53	499.59	701.27	1200.86	0.7009	0.7232	1.4240
520	811.48	511.67	687.25	1198.92	0.7130	0.7015	1.4144
530	884.07	523.93	672.66	1196.58	0.7251	0.6796	1.4048
540	961.51	536.38	657.45	1193.83	0.7374	0.6576	1.3950
550	1044.02	549.05	641.58	1190.63	0.7496	0.6354	1.3850
560	1131.85	561.97	624.98	1186.95	0.7620	0.6129	1.3749
570	1225.21	575.15	607.59	1182.74	0.7745	0.5901	1.3646
580	1324.37	588.63	589.32	1177.95	0.7871	0.5668	1.3539
590	1429.58	602.45	570.06	1172.51	0.7999	0.5431	1.3430
600	1541.13	616.64	549.71	1166.35	0.8129	0.5187	1.3317
610	1659.32	631.27	528.08	1159.36	0.8262	0.4937	1.3199
620	1784.48	646.40	505.00	1151.41	0.8397	0.4677	1.3075
630	1916.96	662.12	480.21	1142.33	0.8537	0.4407	1.2943
640	2057.17	678.55	453.33	1131.89	0.8681	0.4122	1.2803
650	2205.54	695.87	423.89	1119.76	0.8831	0.3820	1.2651
660	2362.59	714.34	391.13	1105.47	0.8990	0.3493	1.2483
670	2528.88	734.39	353.83	1088.23	0.9160	0.3132	1.2292
680	2705.09	756.87	309.77	1066.64	0.9350	0.2718	1.2068
690	2891.99	781.72	253.88	1037.60	0.9575	0.2208	1.1783
700	3090.47	822.61	167.47	990.09	0.9901	0.1444	1.1345
705.4	3203.79	902.52	0	902.52	1.0580	0	1.0580

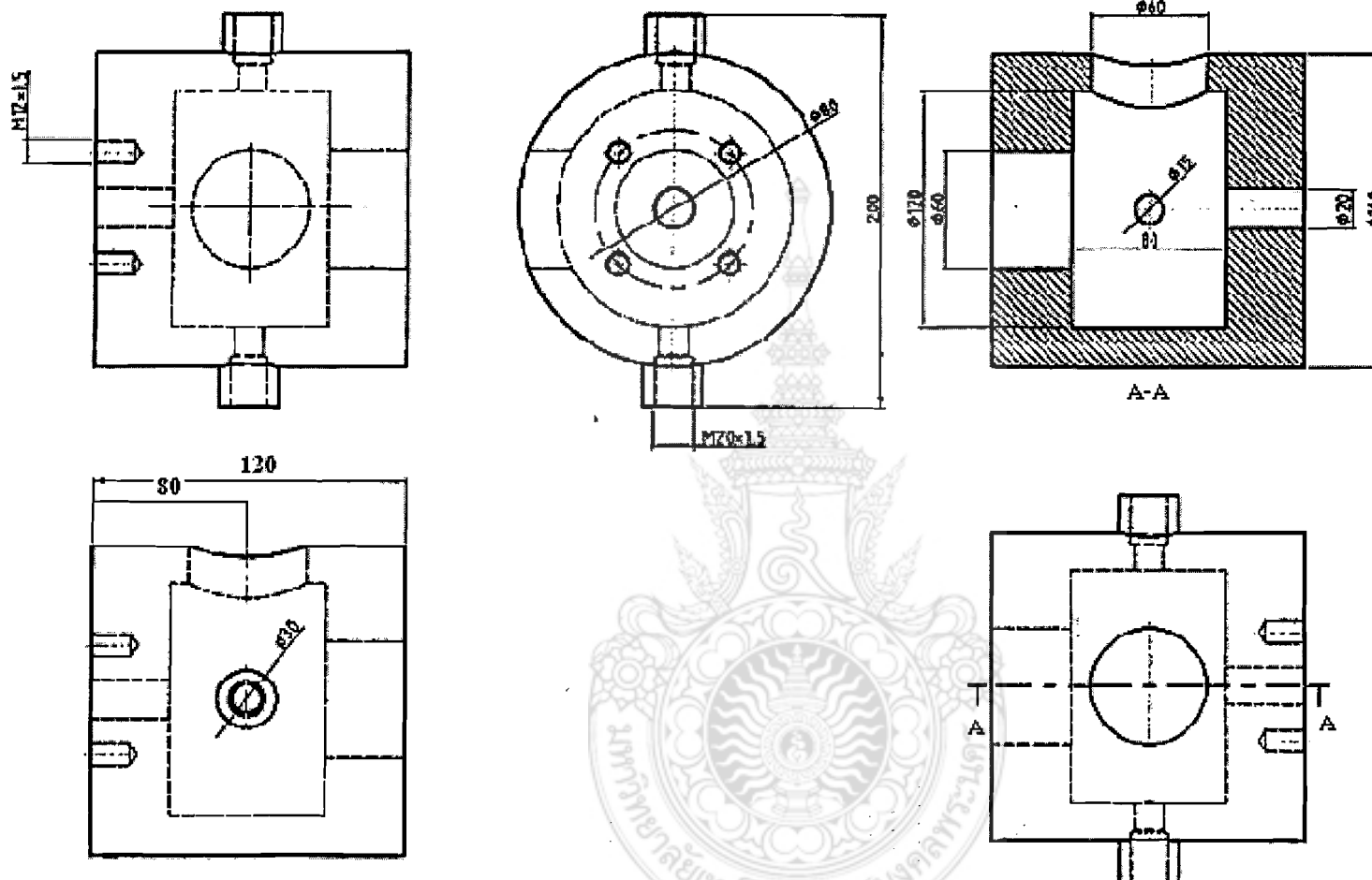
ภาคผนวก ด.
แบบ โครงสร้าง





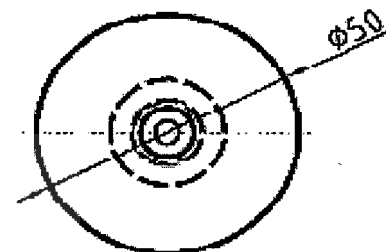
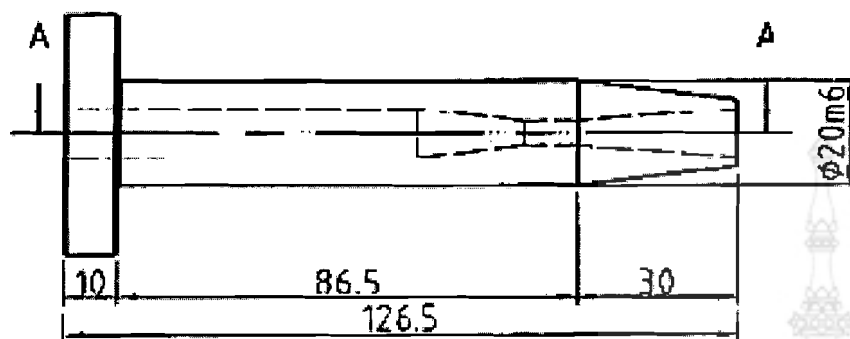
พิกัดความเผื่ออิสระปานกลาง DIN 7268

ชั้นปี	รายการ	ขนาดวัสดุ	วัสดุ	หมายเลขแบบ	จำนวน
ผู้เขียน				สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตพระนครเหนือ	
ผู้ตรวจ					
ผู้ตรวจ ม.ช.					
ผู้ออกแบบ					
มาตรฐาน	ชื่อชิ้นงาน	STEAM INJECTOR		หมายเลขแบบ	

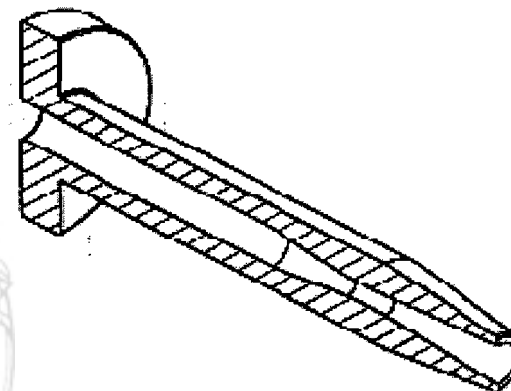
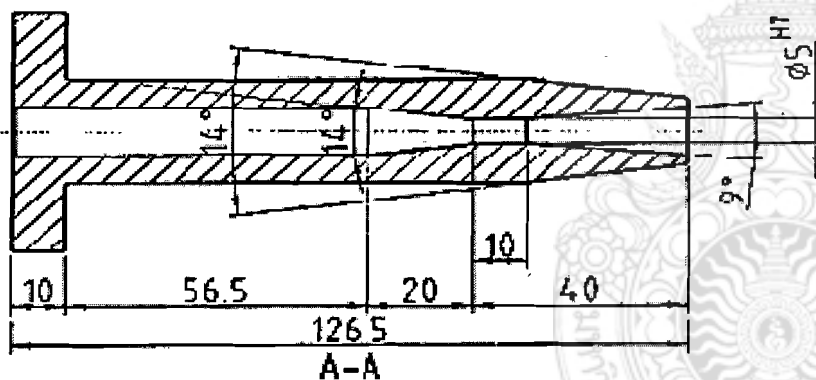


พิภคความเผื่ออิสระปานกลาง DIN 7268

ชั้นที่	รายการ	ขนาดวัสดุ	วัสดุ	หมายเลขแบบ	จำนวน
ผู้พัฒนา				สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตพระนครเหนือ	
ผู้ตรวจ					
ผู้ตรวจ ม.ร.					
ผู้ออกแบบ					
มาตรฐาน	ชื่อชิ้นงาน	SUCTION CHEMBER		หมายเลขแบบ	

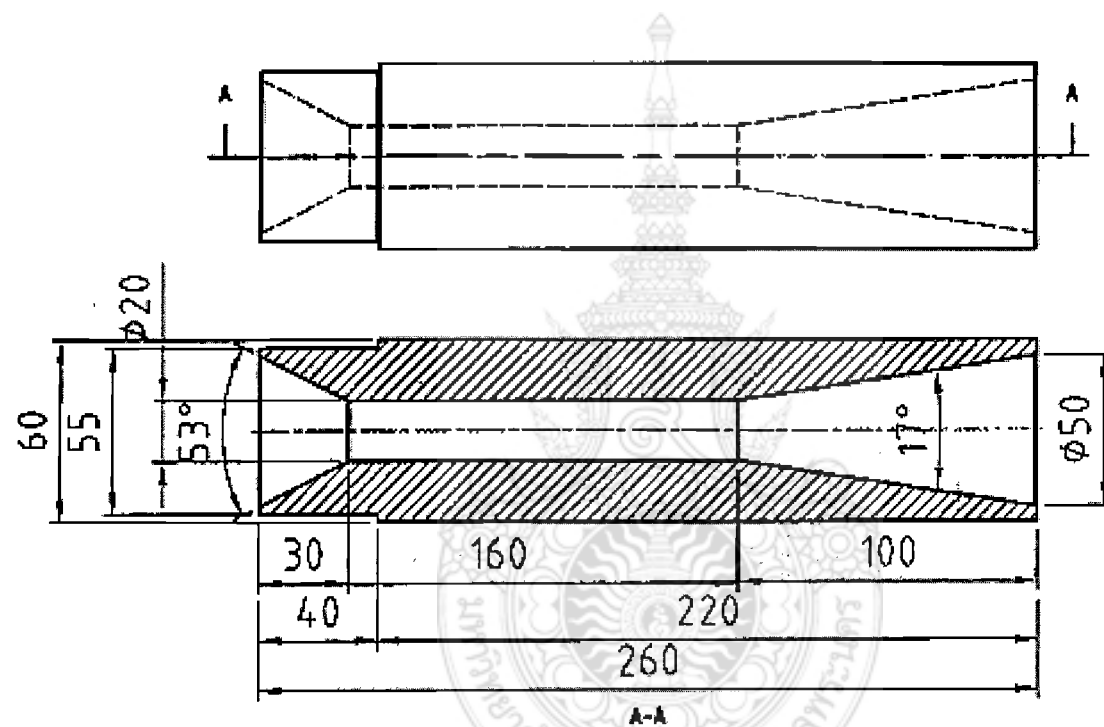


3



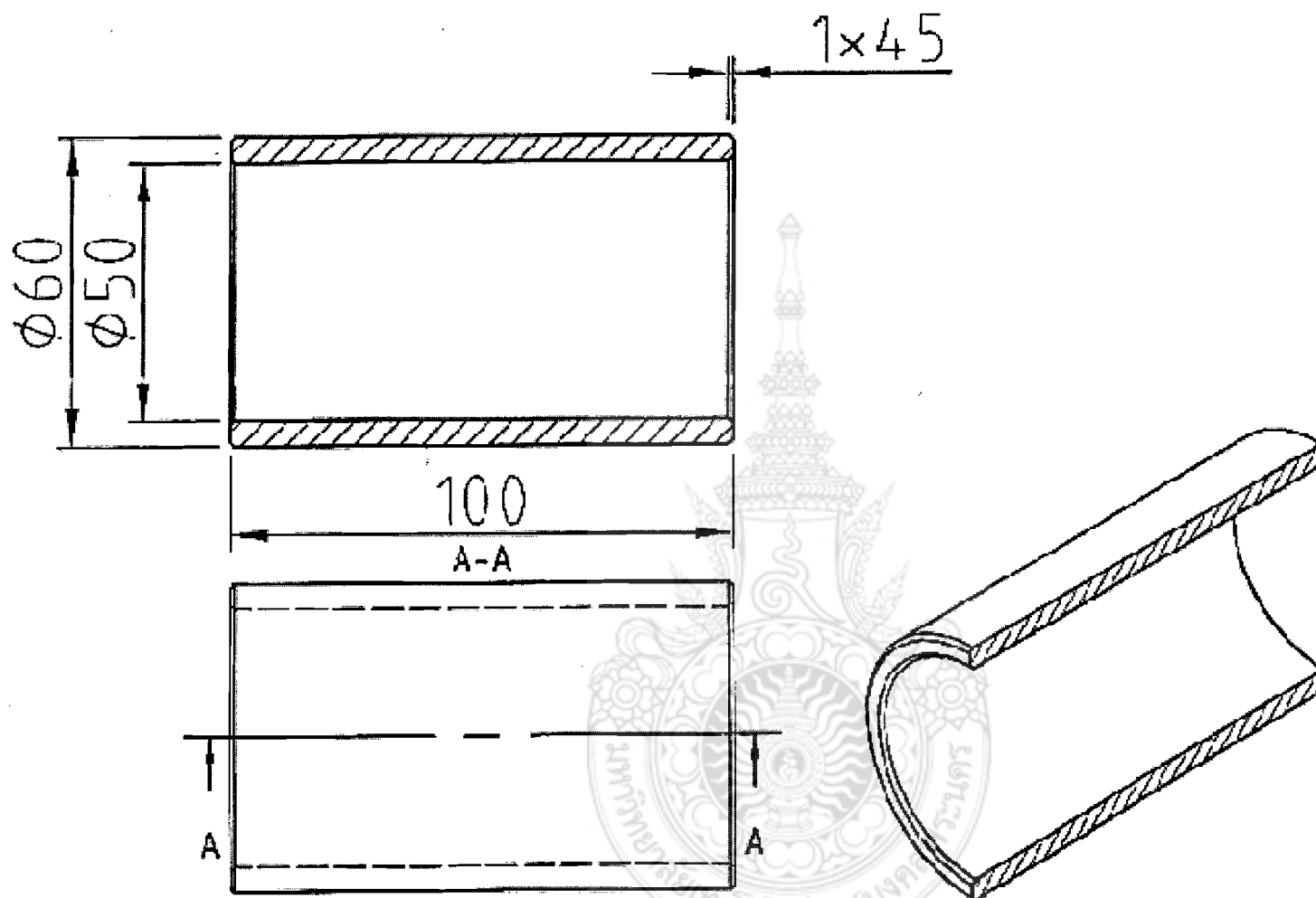
พิกัดความเผื่ออิสระตาม DIN 7268

ชื่อ ชิ้นที่	รายการ	ขนาดวัสดุ	วัสดุ	หมายเหตุแบบ	จำนวน
ผู้เขียน				สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตพระนครเหนือ	
ผู้ตรวจ					
ผู้ตรวจ ม.ร.					
ผู้ออกแบบ					
มาตรฐาน	ชื่อชิ้นงาน	JET NOZZLE		หมายเหตุแบบ	



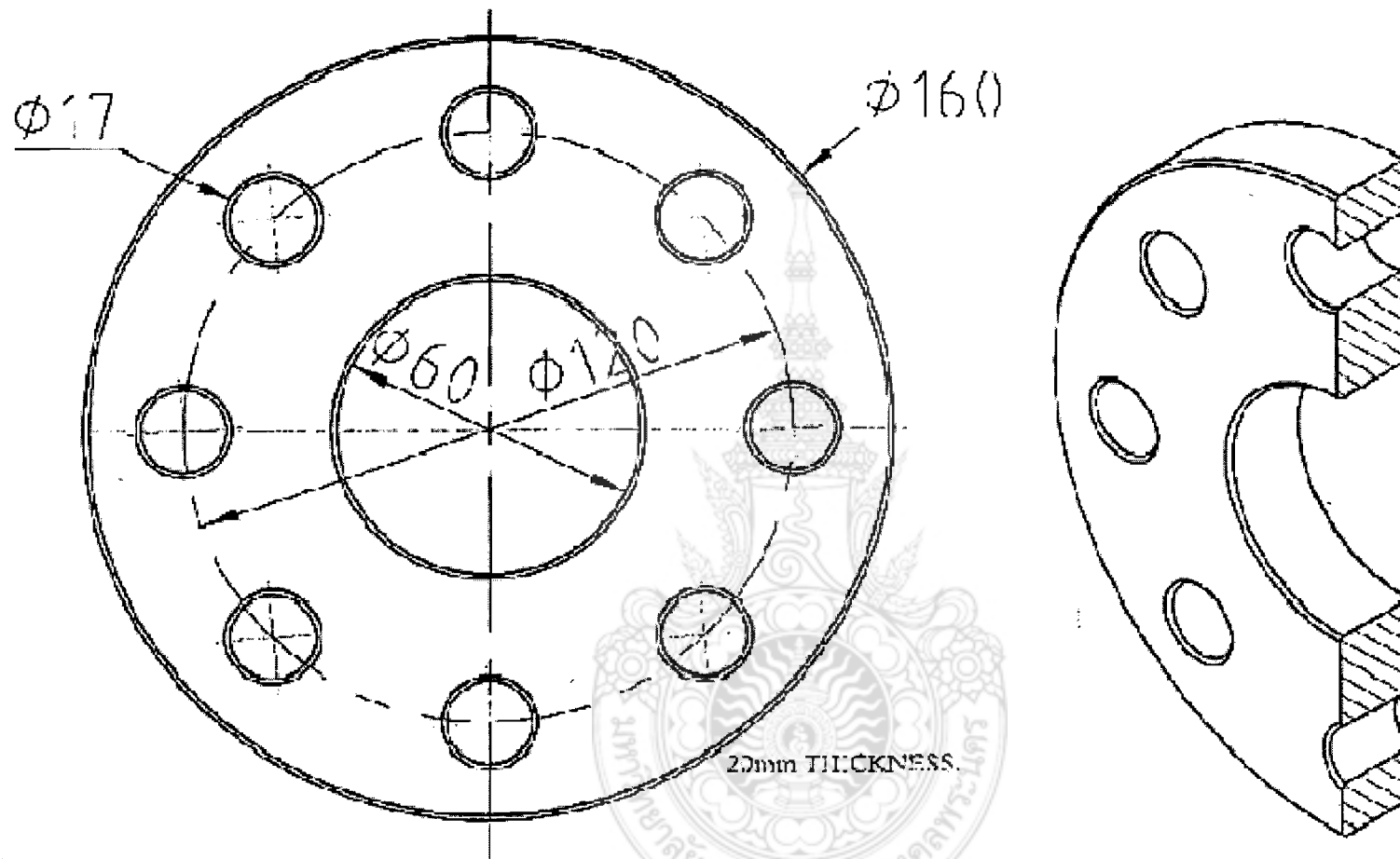
พิกัดความเผื่ออิสระปานกลาง DIN 7268

ชั้นที่	รายการ	ขนาดวัสดุ	วัสดุ	หมายเลขแบบ	จำนวน
ผู้เขียน				สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตพระนครเหนือ	
ผู้ตรวจ					
ผู้ตรวจ ม.ช.					
ผู้ออกแบบ					
มาตราส่วน	ชื่อชิ้นงาน	DIFFUSER		หมายเลขแบบ	

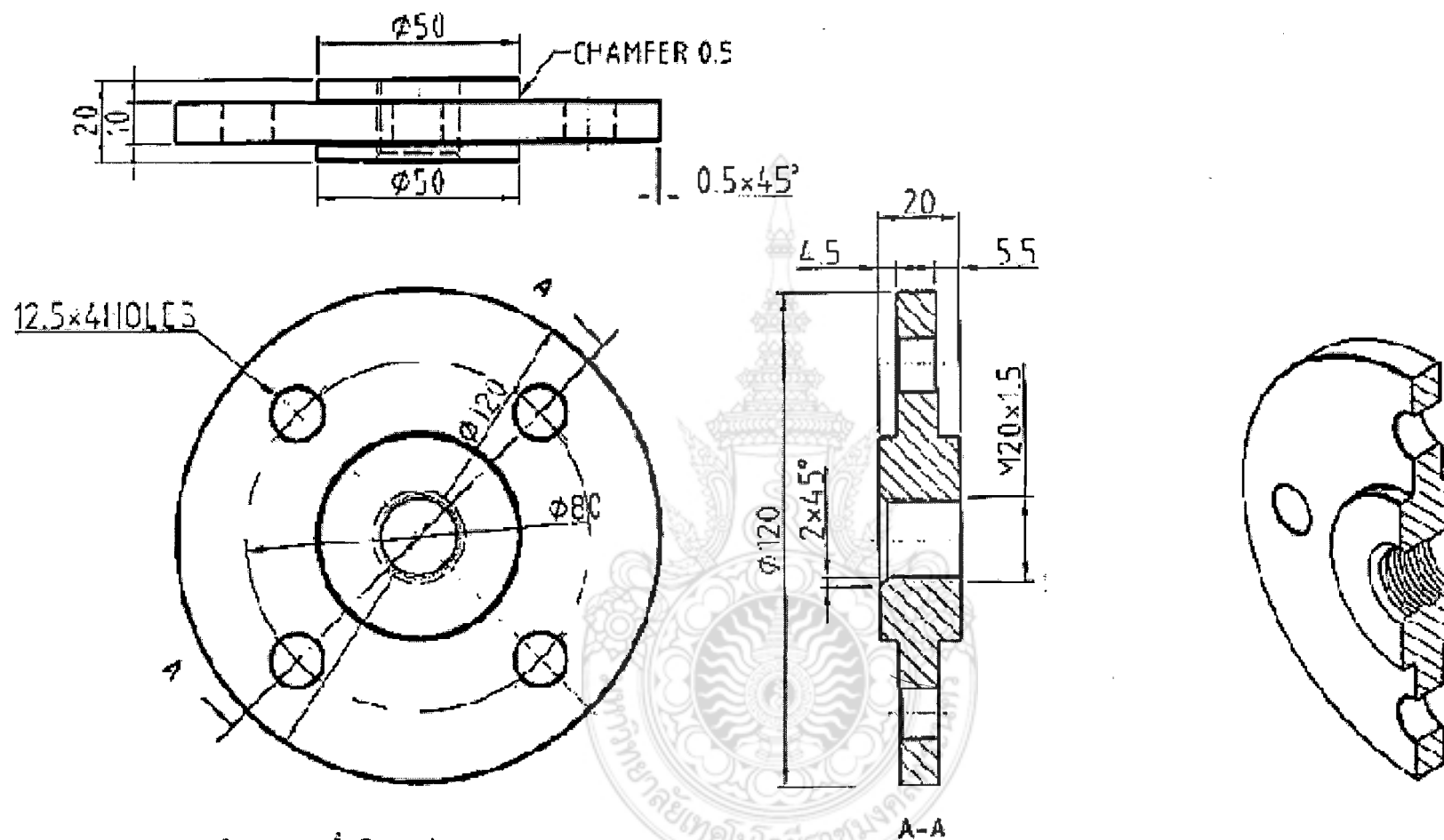


พิถีติความเพืออิสระปานกลาง DIN 7268

ชั้นที่	รายการ	ขนาดวัสดุ	วัสดุ	หมายเลขแบบ	จำนวน
ผู้พัฒนา				สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตพระนครเหนือ	
ผู้ตรวจ					
ผู้ตรวจ ม.ร.					
ผู้ออกแบบ					
มาตรฐาน	ชื่อชิ้นงาน	SUCTION TUBE		หมายเลขแบบ	



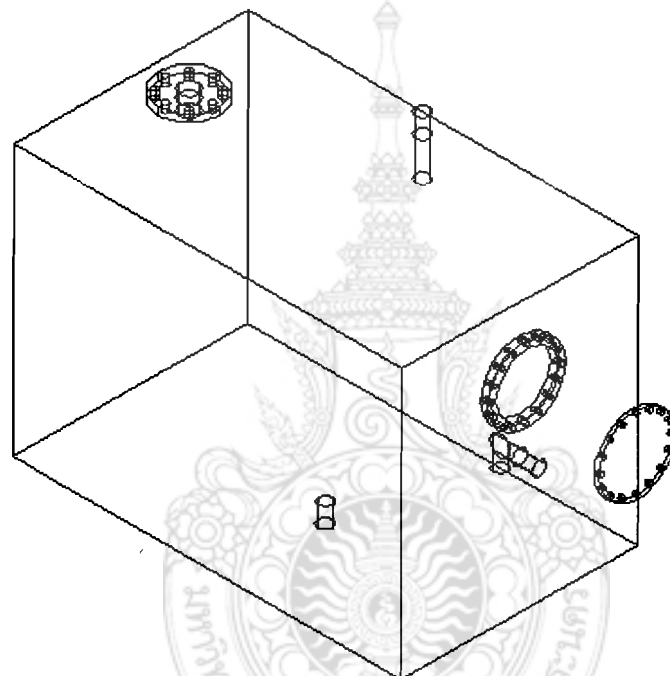
ชั้นที่	รายการ	ขนาดวัสดุ	วัสดุ	หมายเลขแบบ	จำนวน
ผู้เขียน			สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตพระนครเหนือ		
ผู้ตรวจ					
ผู้ตรวจ ม.ช.					
ผู้ออกแบบ					
มาตรฐาน	ชื่อชิ้นงาน	FLANGE		หมายเลขแบบ	



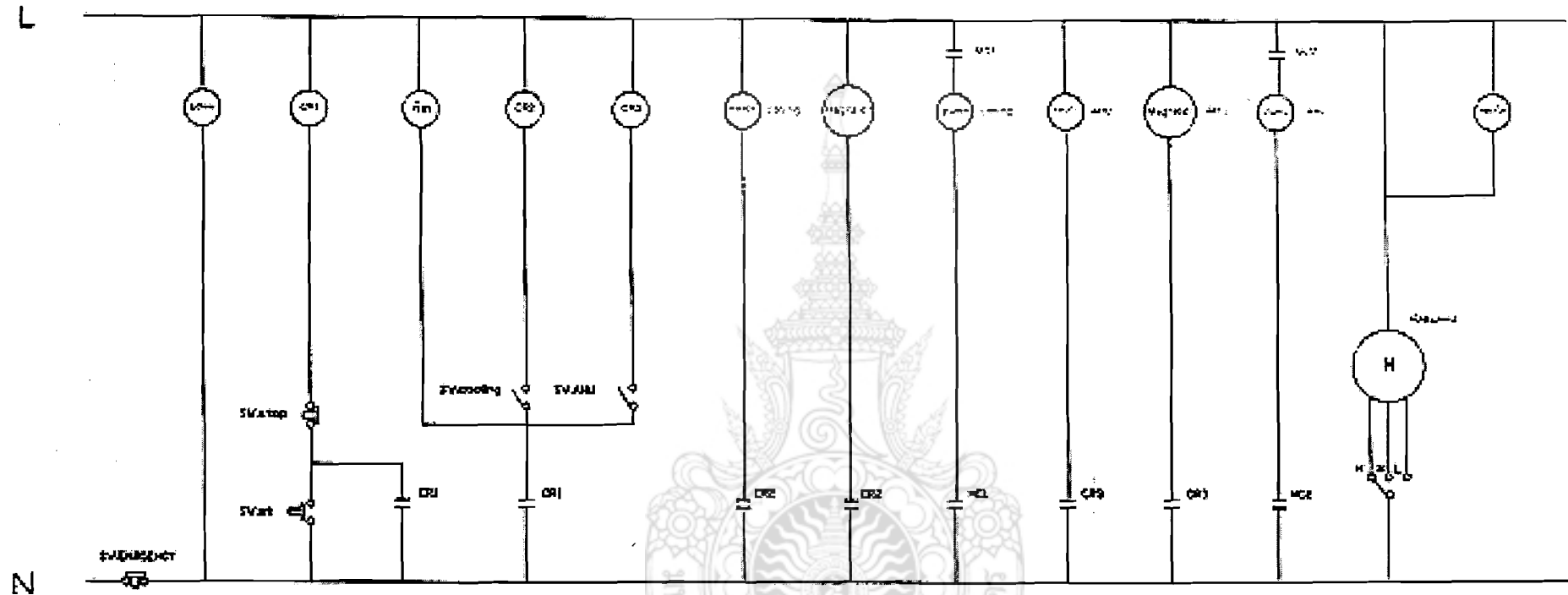
4

พิกัดรวมเค็ยยิระปานกลาง DN 7268

ชั้นที่	รายการ	ขนาดวัสดุ	วัสดุ	หมายเลขแบบ	จำนวน
ผู้เขียน				สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตพระนครเหนือ	
ผู้ตรวจ					
ผู้ตรวจ ม.ช.					
ผู้ออกแบบ					
มาตรฐาน	ชื่อชิ้นงาน	COMPANION FLANGE		หมายเลขแบบ	



		600x1000x700 มม.	Stainless steel		
ชั้นที่	รายการ	ขนาดวัสดุ	วัสดุ	หมายเลขแบบ	จำนวน
ผู้เขียน			สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตพระนครเหนือ		
ผู้ตรวจ					
ผู้ตรวจ ม.ช.					
ผู้ออกแบบ					
มาตราส่วน	ชื่อชิ้นงาน	TANK		หมายเลขแบบ	



ชื่อผู้ สมัคร	วันที่	มหาวิทยาลัย	วิชา	หมายเลขแผน	จำนวน
ชื่อวิชา			สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตระยอง		
ผู้รับ					
ผู้ตรวจ ม.ร.					
ผู้ลงนาม					
หมายเหตุ	๘๘ ๘๐๘๗๗	วจกรไฟฟ้า		หมายเลขแผน	

แผนผังการทำงานของระบบทำความเย็นแบบใช้แก้วไลต์ไฮโดรคลอไรด์

