การออกแบบหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง สำหรับงานอุตสาหกรรม

The Design of Induced Draft Counterflow Cooling Tower for Industry

คำนำ

หอทำน้ำเย็นเป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับระบายความร้อนออกจากน้ำร้อนในระบบทำความเย็น หรือจากกระบวนการผลิตในงานอุตสาหกรรม การกำหนดขนาดหอทำน้ำเย็นให้ได้ขนาดดังกล่าว ต้องดำเนินการออกแบบหอทำน้ำเย็น โดยการออกแบบหอทำน้ำเย็นที่บริษัทผลิตหอทำน้ำเย็นได้ดำเนินการ ในขั้นตอนแรกต้องทราบเงื่อนไขการออกแบบซึ่งประกอบด้วยอุณหภูมิน้ำร้อนเข้า อุณหภูมิน้ำเย็นออก, อุณหภูมิกระเปาะเปียกอากาศเข้า และอัตราการไหลเวียนของน้ำที่ใช้ หลังจากทราบข้อมูลดังกล่าว จะดำเนินการออกแบบหอทำน้ำเย็นโดยปัจจุบันมี 2 บริษัทที่ทำหน้าที่ในการออกแบบหอทำน้ำเย็น บริษัทแรกเป็นบริษัทผลิตหอทำน้ำเย็นทำหน้าที่หาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้า, แผงกันละอองน้ำ, ตัวเรือนและความสูงหอทำน้ำเย็น, ปล่องปล่อยลมและความดันสูญเสียผ่านหอทำน้ำเย็น ส่วนบริษัทที่สองเป็นบริษัทผลิตพัดลมหอทำน้ำเย็น ทำหน้าที่หาขนาดพัดลม, ตัวเรือนพัดลม, ความดันสูญเสียที่ผ่านพัดลม และกำลังม้าเบรกของพัดลม ซึ่งในการดำเนินขั้นตอนดังกล่าว ทั้ง 2 บริษัทต้องประสานงานกันเพื่อที่จะผลิตหอทำน้ำเย็นให้ได้ตามขนาดที่ต้องการ

จากการศึกษาการออกแบบหอทำน้ำเย็นดังกล่าว ปัญหาที่เกิดขึ้น เช่น ความล่าช้าในการออกแบบ, การกำหนดรายการวัสดุของพัดลมหอทำน้ำเย็นเฉพาะบริษัทใดบริษัทหนึ่ง, ความต่อเนื่องและความเข้าใจในการออกแบบหอทำน้ำเย็นทั้งระบบ ซึ่งปัญหาดังกล่าวเกิดจากสาเหตุที่ไม่มีบริษัทหรือองค์กรที่ทำการศึกษาและรวบรวมการออกแบบให้อยู่ในเนื้อหาเดียวกัน

ด้วยเหตุผลนี้ ผู้วิจัยจึงได้ทำการศึกษาการออกแบบหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง สำหรับงานอุตสาหกรรม เพื่อใช้เป็นแนวทางในการพัฒนาและผลิตหอทำน้ำเย็นต่อไป

วัตถุประสงค์

1. ศึกษาความเป็นมาในการออกแบบหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทางสำหรับงานอุตสาหกรรม

2. เพื่อหาขนาดของส่วนประกอบต่างๆ ของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทางสำหรับใช้ในงานอุตสาหกรรม

3. เพื่อใช้เป็นแนวทางในการพัฒนาการออกแบบหอทำน้ำเย็นชนิดลมแบบไหลสวนทางสำหรับงานอุตสาหกรรมต่อไป

การตรวจเอกสาร

ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

1. งานวิจัยภายในประเทศ

วิภาค (2528) ได้ดำเนินการทดสอบหอทำน้ำเย็นชนิดดูดลม เพื่อที่จะศึกษาสมรรถนะของหอทำน้ำเย็น โดยได้ทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำร้อนและวัดระดับเสียงก่อนและหลังการควบคุมระดับเสียง ในขณะที่หอทำน้ำเย็นกำลังทำงานเต็มที่

ผลที่ได้จากการทดสอบเมื่อนำมาทำการคำนวณวิเคราะห์หาค่า KaV/L ได้ค่าเท่ากับ 1.5 ซึ่งสูง กว่าค่าที่คำนวณจากภาวะออกแบบซึ่งมีค่า เท่ากับ 0.921 ได้มีการทำกราฟสมรรถนะของหอทำน้ำ เย็นชนิดดูดลมโดยการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำร้อน มีการควบคุมเสียงดัง โดยใช้เส้นด้ายไนลอน (Nylon yarn) อัดตัวเป็นแผงวางบนอ่างพักน้ำ (Basin) สามารถลดระดับเสียงจาก 79 dB เป็น 76 dB

สุรินทร์ (2531) ได้ดำเนินการวิจัยในการวิเคราะห์ หาการสูญเสียน้ำจากการกระเซ็นของหอทำเย็นชนิดลมดูดที่ภาวะการทำงานต่างๆ และลดการสูญเสียน้ำโดยการออกแบบแผงกันกระเซ็น (Eliminator) รูปทรงใหม่ ทำการวัดปริมาณเสียงที่เกิดขึ้น และทำการวิเคราะห์หาสมรรถนะทางความร้อนของหอทำน้ำเย็นที่ภาวะการทำงานต่าง ๆ โดยทำการทดสอบกับหอทำน้ำเย็นขนาด 60 ตันความเย็น

ผลการวิจัยสามารถลดการกระเซ็นของน้ำลงได้ 10% จากการที่ออกแบบแผงกันกระเซ็น (Eliminator) รูปทรงใหม่ และทำการวิเคราะห์หาสมรรถนะทางความร้อนโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ภาวะการทำงานต่าง ๆ ของหอทำน้ำเย็น

นิรัตน์ และ กัมปนาท (2535) ได้ทำการทดสอบและปรับปรุงสมรรถนะการทำงานของหอทำน้ำเย็นแบบไหลสวนทาง โดยในการทดสอบได้ทำการเปลี่ยนค่าตัวแปรต่าง ๆ ที่มีผลกระทบต่อสมรรถนะการทำงานของหอทำน้ำเย็น เช่น อุณหภูมิของน้ำที่เข้าหอทำน้ำเย็น จำนวนชั้นของแผงกระจายฟิล์มน้ำ จำนวนของหัวฉีดน้ำ อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่เข้าหอทำน้ำเย็นโดยมีอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำต่ออากาศที่ใช้ในการทดสอบ คือ 0.958 - 3.833

ผลที่ได้จากการทดสอบสรุปได้ว่า เมื่อลดค่าอัตราส่วนเชิงมวลของน้ำต่ออากาศให้น้อยลง หรือเพิ่มพื้นผิวสัมผัสระหว่างน้ำกับอากาศให้มากขึ้น หรือเพิ่มการกระจายละอองน้ำให้ครอบคลุมทั่วตลอดทั้งพื้นที่หน้าตัดของหอทำน้ำเย็น รวมทั้งการเพิ่มค่าผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำขาเข้ากับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศขาเข้า ทั้งหมดนี้จะทำให้สมรรถนะการทำงานของหอทำน้ำเย็นดีขึ้น ส่วนการลดปริมาณการสูญเสียน้ำเมื่อติดตั้งแผงดักละอองน้ำ สามารถที่จะลดปริมาณการสูญเสียได้โดยเฉลี่ย 7.3 %

นที (2535) ได้ทำการทดลองหาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำ ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าและไหลออกจากหอทำน้ำเย็นกับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ ที่มีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำตั้งแต่ 1.4 - 2.1 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง เปลี่ยนแปลงความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าและไหลออกจากหอทำน้ำเย็น ตั้งแต่ 1.3 - 7.9 และเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ ตั้งแต่ 18.7 - 27. 5 ^{o}C ผลการทดลองนี้นำไปสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ แล้วนำไปเปรียบเทียบกับคำตอบทางทฤษฎีในการวิเคราะห์ทางคณิตศาสตร์ได้สมมติให้สมการของเอนทัลปีของอากาศอิ่มตัวเป็นสมการอย่างง่าย โดยให้เป็นฟังก์ชั่นของอุณหภูมิ และแรงขับโดยเฉลี่ยซึ่งมีค่าเท่ากับค่าเฉลี่ยทางเลขคณิตของแรงขับ รูปแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลอง แล้วได้ผลเป็นที่น่าพึงพอใจ โดยได้ค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์เชิงซ้อน (R^2) > 0.997

วิศิษฐ (2536) ได้ดำเนินการศึกษาการทำงานของแผงกระจายละอองน้ำของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง ว่าจะส่งผลกระทบต่อหอทำน้ำเย็นอย่างไร เมื่อสภาวะการทำงานเปลี่ยนแปลงไป โดยการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนอัตราการไหลของน้ำต่ออัตราการไหลของอากาศ อุณหภูมิของน้ำ อุณหภูมิของอากาศที่ไหลเข้าหอทำน้ำเย็น และขนาดของแผงกระจายฟิล์มน้ำสร้างสมการลักษณะเฉพาะของหอทำน้ำเย็น ตลอดจนการใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์มาช่วยในการวิเคราะห์ปัญหาต่าง ๆ

ผลจากการทดสอบพบว่า แผงกระจายละอองน้ำจะทำงานได้ดี เมื่อสัดส่วนอัตราการไหลของน้ำต่ออัตราการไหลของอากาศและน้ำที่เข้าหอทำน้ำเย็นมีอุณหภูมิต่ำ ซึ่งจะแสดงผลโดยค่า KaV/L มีค่าเพิ่มสูงขึ้น ส่วนอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศต่ำ ๆ จะได้ค่าเรนจ์เพิ่มขึ้น แต่KaV/L จะลดลง

สุระเดช (2540) ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพของแผงขยายฟิล์มน้ำในหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดขนาด 3 ตันความเย็น โดยได้ศึกษาแผงกระจายละอองน้ำในการทดลอง 2 แบบ โดยศึกษาประสิทธิภาพของแผงกระจายละอองน้ำแต่ละแบบในเทอมของความสามารถการทำน้ำให้เย็นโดยเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ภาวะออกแบบ นอกจากนี้ยังได้ศึกษาเพื่อหากราฟสมรรถนะของหอทำน้ำเย็นของแผงกระจายละอองน้ำทั้งสองแบบ รวมถึงการหาค่าความดันตกของอากาศที่ผ่านแผงกระจายละอองน้ำทั้งสองแบบอีกด้วย

ผลการวิจัยพบว่าประสิทธิภาพของแผงกระจายละอองน้ำต่ำกว่าประสิทธิภาพที่ภาวะออกแบบ คิดเป็น 81.6 % ของภาวะออกแบบเท่านั้น

พันธุ์ศักดิ์ (2545) ได้ทำการศึกษาสมรรถนะของหอทำน้ำเย็นซึ่งจะพิจารณาจากขีดความสามารถในการทำน้ำเย็น โดยเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ภาวะออกแบบ และยังได้สร้างสมการแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของหอทำน้ำเย็น แล้วนำไปเปรียบเทียบกับผลจากทางทฤษฎี นอกจากนี้ยังได้พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ให้ผลการวิเคราะห์สมรรถนะของหอทำน้ำเย็นได้ถูกต้องและรวดเร็วอีกด้วย ในการทดลองจะเปลี่ยนแปลงค่าอัตราการไหลของน้ำตั้งแต่ 29.676 ถึง 49.818ลิตรต่อนาที ในแต่ละค่าอัตราการไหลจะปรับเปลี่ยนอุณหภูมิน้ำเข้าในช่วงตั้งแต่ 30 ถึง 41 องศาเซลเซียส

ผลการวิจัยพบว่า ข้อมูลภาวะออกแบบของหอทำน้ำเย็นจะได้ค่า KaV/L เท่ากับ 0.749 L/G เท่ากับ 1.228 และได้นำค่า KaV/L และ L/G จากผลการทดลองไปกำหนดลงบนกราฟ คุณลักษณะของหอทำน้ำเย็นเพื่อวิเคราะห์ขีดความสามารถของหอทำน้ำเย็น พบว่าน้อยกว่าที่ภาวะออกแบบโดยจะมีค่า 63.570 ถึง 92.095 เปอร์เซ็นต์ของค่าที่ภาวะออกแบบ

2. <u>งานวิจัยต่างประเทศ</u>

Hundemann (1978) ได้ทำการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับการออกแบบและสมรรถนะของหอทำน้ำเย็นหลายๆ ชนิด คือ หอทำน้ำเย็นแบบธรรมชาติ และหอทำน้ำเย็นแบบลมดูด โดยในงานวิจัยได้ครอบคลุมถึงการกำหนดขนาด การป้องกันการสึกกร่อน การควบคุมคุณภาพน้ำ และการหาค่าสภาพที่เหมาะสมทางเศรษฐกิจอีกด้วย โดยได้ทำการศึกษาที่โรงงานไฟฟ้าพลังนิวเคลียร์

Meytsar (1978) ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับกราฟสมรรถนะของหอทำน้ำเย็น โดยได้ทำการเก็บข้อมูลกราฟสมรรถนะประมาณ 100 กราฟ โดยจุดประสงค์ของการวิจัย คือ ศึกษาความสัมพันธ์ของขนาด พัดลม และปริมาณของอากาศที่ไหลผ่าน หอทำน้ำเย็นของหอทำน้ำเย็นหลายๆ ชนิด เพื่อนำมาเป็นข้อมูลในการเลือก และพัฒนาหอทำน้ำเย็นต่อไป

Mirsky and Monjoie (1991) ได้ทำการศึกษาแผงกระจายฟิล์มน้ำที่ใช้ในหอทำเย็นสำหรับโรงงานต้นกำลัง ซึ่งแผงกระจายฟิล์มน้ำแบบเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสทำให้สามารถออกแบบหอทำน้ำเย็นได้รูปร่างที่กระทัดรัด ราคาเหมาะสม มีประสิทธิภาพทางพลังงาน ซึ่งได้รับการยอมรับและนำมาใช้ให้เป็นประโยชน์มากขึ้นในหอทำน้ำเย็น นอกจากนี้ยังได้อธิบายถึง ความสกปรกและผลของความสกปรก และการควบคุมคุณภาพของน้ำที่ใช้ในการหมุนเวียน

Whittemore and Massey (1992) ได้ศึกษาเกี่ยวกับสภาพปัญหาของความสกปรกที่เกิดขึ้นกับแผงกระจายฟิล์มน้ำชนิดพีวีซี และได้ทำการวิจัยถึงการออกแบบแผงกระจายฟิล์มน้ำในแนวทางใหม่เพื่อขจัดปัญหาความสกปรก ซึ่งมีผลต่อการสูญเสียสมรรถนะของหอทำน้ำเย็นและเป็นการสูญเสียประสิทธิภาพทางความร้อน

Soylemez (1993) ได้ทำการศึกษาวิธีการประมาณขนาดและสมรรถนะของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทางอย่างรวดเร็ว โดยเทคนิคนี้จะหาจากทฤษฎีแล้วนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดลอง และยังนำคอมพิวเตอร์มาช่วยประมวลผลและหาค่าได้อย่างรวดเร็วอีกด้วย

Mortensen and Conley (1994) ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับกลไกและการออกแบบที่เกี่ยวข้องกับการเกิดความสกปรกของแผงกระจายฟิล์มน้ำแบบเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสที่เป็นแผ่นพลาสติกทำจากพีวีซีโดยการฉีดขึ้นรูปเป็นลอนลูกฟูกในหอทำน้ำเย็นชนิดน้ำและอากาศไหลสวนทางกัน ซึ่งพีวีซีมีประสิทธิภาพสูงในการนำมาใช้เป็นแผงกระจายฟิล์มน้ำของหอทำเย็นชนิดน้ำและอากาศไหลสวน

ทางกัน โดยถูกนำมาใช้ในสหรัฐอเมริกาในปี ค.ศ. 1970 ซึ่งในขณะนั้นถือว่าเป็นการปรับปรุงสมรรถนะทางความร้อนของแผงกระจายฟิล์มน้ำที่ใช้ในหอทำเย็นชนิดน้ำและอากาศไหลสวนทางกัน โดยเป็นการทดแทนแผงกระจายฟิล์มน้ำแบบน้ำกระเซ็นและแบบแผ่นเรียบซึ่งใช้ในหอทำเย็นก่อนหน้านั้น จากเหตุผลดังกล่าวข้างต้นทำให้พลาสติกฟิล์มถูกนำมาใช้อย่างแพร่หลายและขยายวงกว้างออกไปในสภาพเงื่อนไขการใช้งานต่าง ๆ นอกจากนี้ยังได้ศึกษากลไกของการเกิดความสกปรกของน้ำหมุนเวียนในระบบซึ่งก่อให้เกิดการสะสมของตะกอนและสิ่งมีชีวิตทางชีววิทยาเป็นผลทำให้สมรรถนะทางความร้อนต่ำและยังเป็นการเพิ่มน้ำหนักทางโครงสร้างต่อตัวแผงกระจายฟิล์มน้ำในหอทำเย็น โดยในการศึกษาวิจัยนี้จะดำเนินการทดลองในห้องทดลอง และทำแบบจำลองให้มีความคล้ายคลึงกับสภาพใช้งานจริงของหอทำเย็นซึ่งได้สำรวจและเก็บข้อมูลพารามิเตอร์ต่าง ๆ ของแผงกระจายฟิล์มน้ำ พร้อมกับข้อมูลของสภาพเงื่อนไขของน้ำหมุนเวียนในระบบ โดยเฉพาะอย่างยิ่งคุณลักษณะทางชีววิทยาและศักยภาพทางชีววิทยาในการที่มีของแข็งแขวนลอยอยู่ในจำนวนความหนาแน่นต่าง ๆ อีกทั้งยังได้มีการอธิบายในด้านของการควบคุมคุณภาพน้ำที่จำเป็นต้องมีในการควบคุมระบบรวมทั้งความเหมาะสมของการล้างทำความสะอาดแผงกระจายฟิล์มน้ำที่สกปรก

ทฤษฎีพื้นฐานของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูด

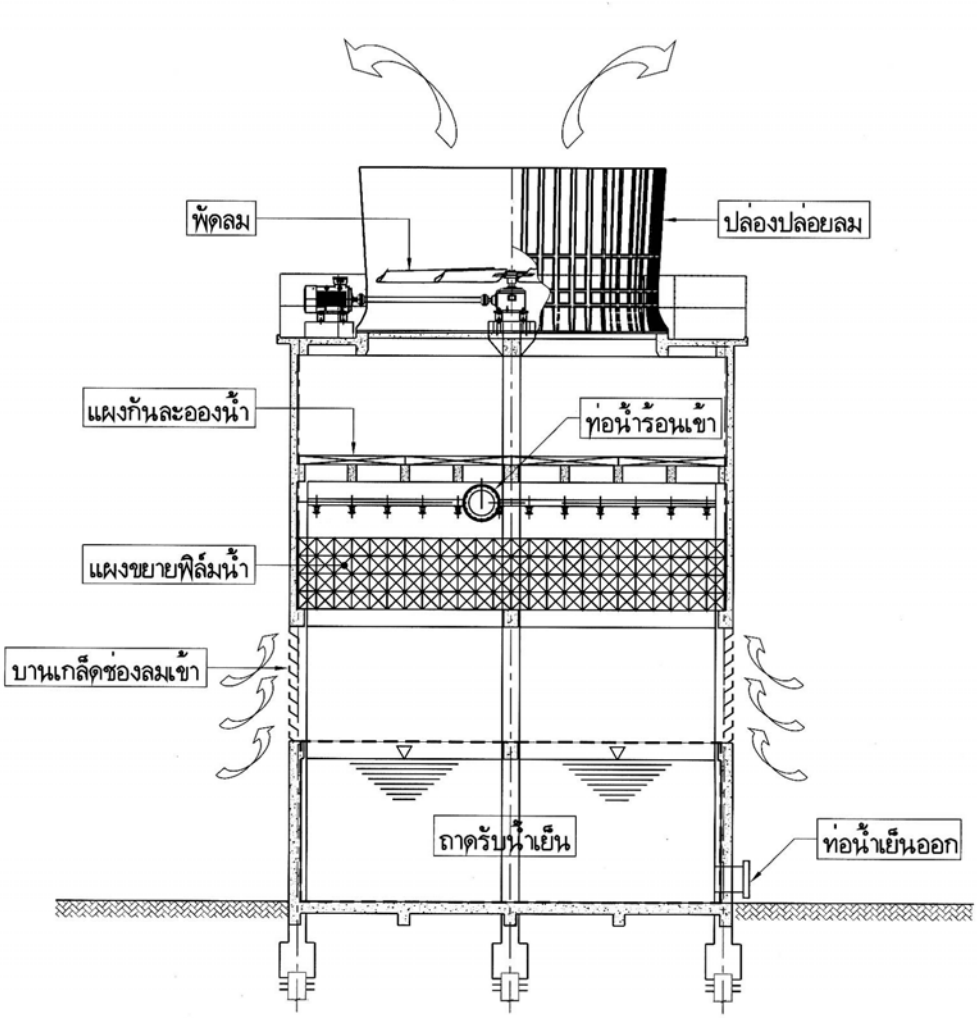
1. หลักการทำงานของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูด

หอทำน้ำเย็นเป็นอุปกรณ์ที่ช่วยในการฉีดน้ำที่มีอุณหภูมิสูงให้กระจายตัวออกเป็นละอองเล็กๆ ตกผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ ละอองน้ำเหล่านี้จะเกาะตัวกับแผงขยายฟิล์มน้ำ ทำให้เกิดเป็นพื้นที่เปียก ซึ่งจะสัมผัสกับอากาศที่ถูกดูดผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ ทำให้เกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนสัมผัสระหว่างน้ำที่มีอุณหภูมิสูงกับอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำ ขณะเดียวกันนั้นน้ำบางส่วนก็จะระเหยตัวกลายเป็นไอน้ำไปในอากาศ เพราะอากาศขณะนั้นยังมีสภาพไม่อิ่มตัวน้ำจึงสามารถระเหยกลายเป็นไอ ซึ่งกระบวนการระเหยกลายเป็นไอที่ฟิล์มน้ำนี้จะใช้ความร้อนแฝง ดังนั้นน้ำที่ระเหยตัวนั้นจะดึงความร้อนจากปริมาณน้ำที่เหลืออยู่ จึงกล่าวได้ว่ากระบวนการถ่ายเทความร้อนภายในหอทำน้ำเย็นแบ่งออกเป็น 2 ส่วน (Nicholas, 1983) คือ

1. การถ่ายเทความร้อนสัมผัส จากน้ำที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่อากาศที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า
2. การถ่ายเทความร้อนแฝง จากการระเหยตัวของน้ำไปสู่อากาศที่ยังไม่อิ่มตัว

หลักการทำงานของหอทำน้ำเย็นนี้มีปัจจัยหลายอย่างที่ช่วยเพิ่มการระบายความร้อนของน้ำอุณหภูมิสูง ได้ดังนี้

1. เพิ่มการแตกตัวของหยดน้ำ ทำให้พื้นที่ผิวของหยดน้ำในการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น
2. เพิ่มพื้นที่แผงขยายฟิล์มน้ำ เพื่อขยายพื้นที่ผิวสัมผัสระหว่างน้ำกับอากาศมากขึ้น
3. เพิ่มปริมาณอากาศ เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน



<u>ภาพที่ 1</u> หอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง
ที่มา: พันธุ์ศักดิ์ (2545)

โดยความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของหอทำน้ำเย็น จะขึ้นอยู่กับค่าเรนจ์และแอปโพรช โดยที่

เรนจ์ คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิกระเปาะแห้งของน้ำเข้าและออกจากหอทำน้ำเย็น แสดงถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสัมผัส

แอปโพรช คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศเข้าและอุณหภูมิของน้ำเย็นที่หอทำน้ำเย็นทำได้ แสดงถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อนแฝง

2. <u>กลไกการถ่ายเทความร้อนในหอทำน้ำเย็น</u>

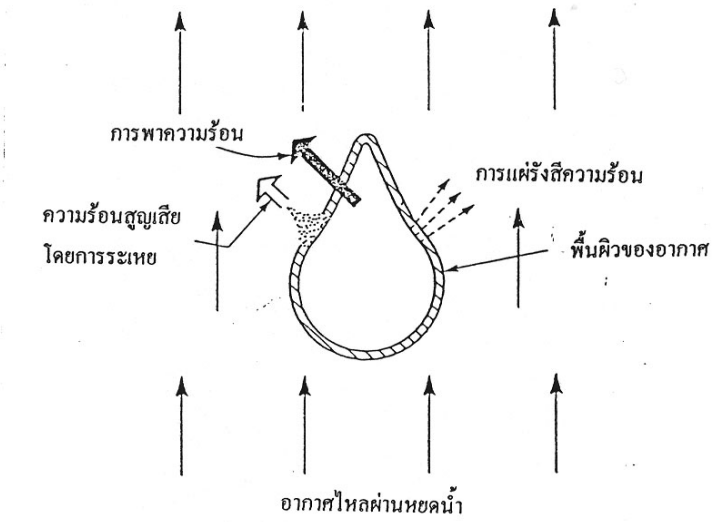
การที่อุณหภูมิของน้ำลดลงนั้นเนื่องมาจากการที่มีน้ำบางส่วนระเหยแล้วดูดความร้อนเพื่อใช้ในการระเหยจากน้ำส่วนที่เหลือ ทำให้อุณหภุมิลดลงและการลดลงของอุณหภุมิของน้ำอีกส่วนหนึ่งจะเกิดจากการถ่ายเทความร้อนสัมผัสระหว่างหยดน้ำที่มีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิของอากาศ ไอน้ำจากการะเหยจะถูกอากาศที่ไหลผ่านหอทำน้ำเย็นพาออกไป โดยจะมีการถ่ายเทความร้อนออกจากหยดน้ำดังนี้ (Hill and Pring, 1990)

1. การถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีจากผิวรอบๆ ของหยดน้ำ ซึ่งการถ่ายเทความร้อนแบบนี้เกิดขึ้นน้อยมาก โดยปกติการคำนวณจะไม่นำความร้อนส่วนนี้มาคิด

2. การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนของหยดน้ำ ซึ่งการถ่ายเทความร้อนแบบนี้เกิดขึ้นน้อยมากเช่นเดียวกับข้อแรก และไม่นำมาคิดในการคำนวณ

3. การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนระหว่างน้ำกับอากาศ ซึ่งการค่าถ่ายเทความร้อนจะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับอุณหภูมิความแตกต่างระหว่างอากาศกับน้ำ โดยปกติค่าการถ่ายเทความร้อน โดยการพาความร้อนจะมีค่าประมาณ 25-30% ของความร้อนที่เกิดขึ้นทั้งหมดในหอทำน้ำเย็น

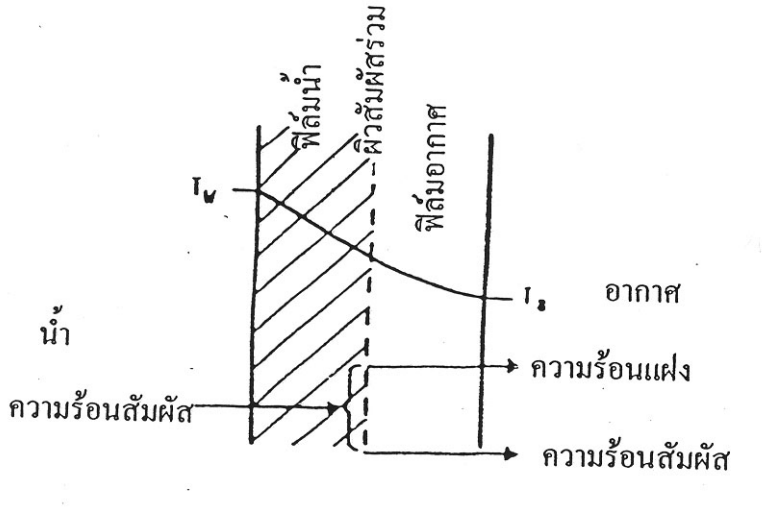
4. การถ่ายเทความร้อนจากการระเหย เป็นความร้อนที่เกิดขึ้นเนื่องจากความแตกต่างของความดันไอ (หรือความชื้นสัมบูรณ์) ระหว่างฟิล์มอากาศรอบหยดน้ำกับอากาศที่ไหลผ่าน ซึ่งในหอทำน้ำเย็นจะมีค่าการถ่ายเทความร้อนจากการระเหยประมาณ 70-75% ของความร้อนที่เกิดขึ้นทั้งหมดในหอทำน้ำเย็น



<u>ภาพที่ 2</u> การถ่ายเทความร้อนของหยดน้ำ
ที่มา: Hill and Pring (1990)

3. <u>ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูด</u>

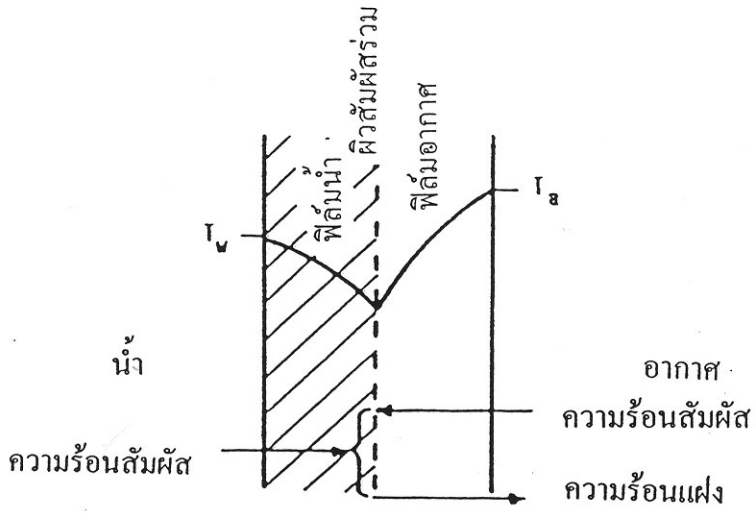
กระบวนการถ่ายเทความร้อนและมวลที่เกิดขึ้นภายในหอทำน้ำเย็น เป็นกระบวนการที่เกิดขึ้นพร้อมกัน การถ่ายเทความร้อนจะเป็นกระบวนการแบบพาความร้อนและการถ่ายเทมวลเป็นกระบวนการแบบการระเหยสามารถใช้ Whitman two-film theory มาอธิบายปรากฏการณ์นี้ โดยแบ่งพิจารณาหอทำน้ำเย็นเป็นสองส่วน (Nicholas, 1983)



<u>ภาพที่ 3</u> ภาวะตอนบนของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูด

ที่มา: Hill and Pring (1990)

ในส่วนบนของหอทำน้ำเย็นดังภาพที่ 3 เมื่อน้ำร้อนเข้าทางตอนบนของหอจะถูกกระจายตัวให้สัมผัสโดยตรงกับอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ในเวลาเดียวกันความดันไอน้ำของฟิล์มน้ำสูงกว่าความดันไอน้ำทางด้านฟิล์มอากาศ ดังนั้นด้วยสาเหตุความแตกต่างของอุณหภูมิและความดันไอน้ำนี้เองจะเป็นแรงขับในทิศทางตามกัน กล่าวคือ จะมีการถ่ายเทความร้อนแฝง และความร้อนสัมผัสจากน้ำไปยังอากาศจึงทำให้น้ำมีอุณหภูมิลดลง



<u>ภาพที่ 4</u> ภาวะตอนล่างของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูด

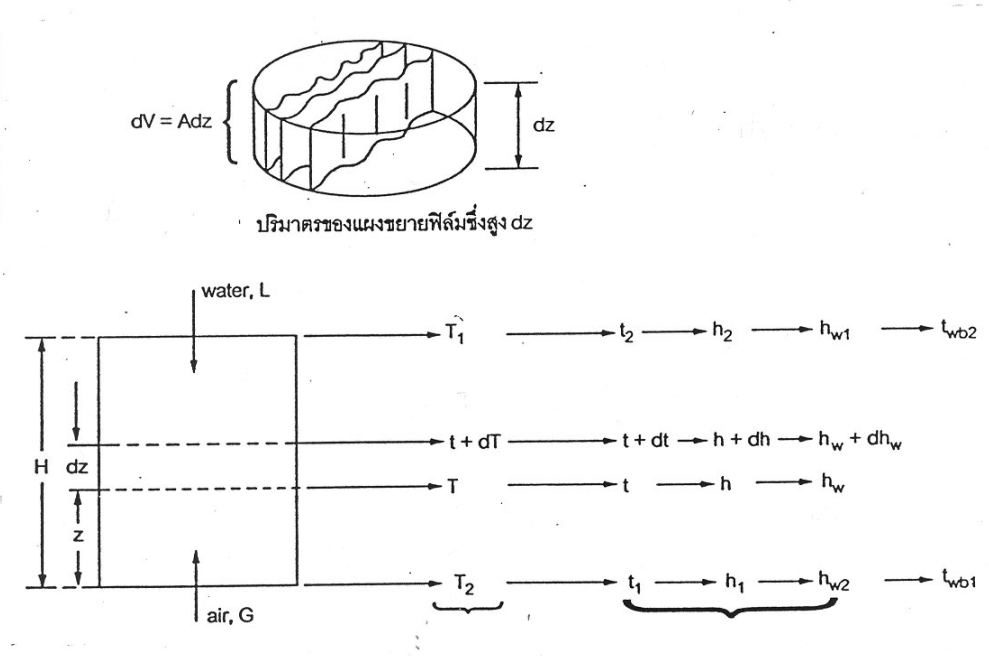
ที่มา: Hill and Pring (1990)

สำหรับส่วนล่างของหอทำน้ำเย็นดังภาพที่ 4 น้ำซึ่งอุณหภูมิลดลงแล้วอาจจะมีอุณหภูมิต่ำกว่า หรือเท่ากับอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ ดังนั้น อากาศจึงถ่ายเทความร้อนสัมผัสไปยังน้ำและในขณะเดียวกันอากาศตอนล่างยังมีความชื้นต่ำอยู่ จึงเป็นสาเหตุให้มีการถ่ายเทมวล (ความร้อนแฝง) จากน้ำไปสู่อากาศ ทำให้แรงขับทั้งสองจึงมีทิศทางตรงกันข้ามกัน จะเห็นว่าปรากฏการณ์นี้เป็นลักษณะเดียวกับคำนิยามของอุณหภูมิกระเปาะเปียก หลังจากที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำและอากาศแล้ว อุณหภูมิของน้ำก็จะลดลง

4. <u>สูตรคำนวณ KaV/L ของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูด</u>

มนตรี (2544) ในภาพที่ 1 แสดงถึงรายละเอียดของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทางกัน โดยน้ำร้อนจะไหลจากด้านบนลงสู่ด้านล่าง ขณะเดียวกันอากาศจะถูกดูดขึ้นจากด้านล่างและไหลสวนทางกับน้ำร้อนขึ้นด้านบนของหอหล่อเย็น เนื่องจากอุณหภูมิของน้ำร้อนขณะไหลลงและอุณหภูมิของอากาศขณะไหลขึ้นมีการเปลี่ยนแปลงกับระดับความสูงของแผงขยายฟิล์มน้ำ การถ่ายโอนความร้อนในหอหล่อเย็นจึงวิเคราะห์จากปริมาณเชิงอนุพันธ์ ดังภาพที่ 5

จากภาพที่ 5 กำหนดให้น้ำร้อนไหลเข้าหน้าตัด 1 และไหลออกที่หน้าตัด 2 ส่วนอากาศไหลในทิศทางตรงกันข้าม และเลือกวิเคราะห์กับปริมาณเชิงอนุพันธ์ในช่วงความสูง dz ซึ่งอยู่ที่ระดับความสูง z วัดจากหน้าตัด 2 โดยแผงขยายฟิล์มน้ำมีพื้นที่หน้าตัด A และหนา dz จะมีปริมาตรเชิงอนุพันธ์ขนาด Adz อากาศไหลขึ้นที่ตำแหน่ง z ด้วยอัตราการไหล G kg/s, น้ำร้อนไหลลงที่ตำแหน่ง z+dz ด้วยอัตราการไหล L kg/s และน้ำมีความจุความร้อนจำเพาะคงตัว C_p kJ/kg.K ภายใต้สมดุลของพลังงานภายใต้ในปริมาตรเชิงอนุพันธ์นั้น จะเขียนได้ว่า



ภาพที่ 5 การวิเคราะห์สมดุลของการถ่ายโอนความร้อนระหว่างน้ำร้อนกับอากาศหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง

(ปริมาณความร้อนที่อากาศรับไว้)$_{2\rightarrow1}$ = (ปริมาณความร้อนถ่ายโอนโดยแผงขยายฟิล์มน้ำ)

$$Gdh = LC_p dT \qquad [1]$$

พิจารณาตามขนาดของแผงขยายฟิล์มน้ำ ซึ่งมีปริมาตร dV = Adz โดยมีสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนเชิงปริมาตรเท่ากับ Ka ในหน่วย kg/m^3-s และมีศักย์ขับความร้อนเท่ากับ ($h_w - h$) จากสมดุลของพลังงานจึงเขียนได้ว่า

(ปริมาณความร้อนที่น้ำคายออก)$_{2\rightarrow1}$ = (ปริมาณความร้อนถ่ายโอนโดยแผงขยายฟิล์มน้ำ)

$$LC_p dT = Ka\,(Adz)\,(h_w - h) \qquad [2]$$

$$\frac{Ka}{L}\int_o^V dV = \frac{KaV}{L} = \int_{T_2}^{T_1} \frac{C_p dT}{h_w - h} \qquad [3]$$

โดยจะกำหนดให้

$$h_w - h = (h_w - h)_{mean} = \Delta h_m$$

ดังนั้นสมการ [3] จะได้

$$\frac{KaV}{L} = \frac{C_p(T_1 - T_2)}{\Delta h_m} = \frac{C_p \Delta T}{\Delta h_m} \qquad [4]$$

เรียกสมการที่ [3] และ [4] ว่า สมการคุณลักษณะเฉพาะของหอหล่อเย็น

โดยค่า KaV/L หรือค่าจำนวนหน่วยของการถ่ายเท (NTU) นี้ได้ถูกนายชิลตัน (Chilton) และนายโคลเบิร์น (Colburn) ได้นำมาใช้เป็นครั้งแรกราว ค.ศ.1935 โดยจะเป็นกลุ่มไร้หน่วยในขบวนการถ่ายเทที่บ่งถึงความสัมพันธ์ของชั้นชิดผิว และอัตราการไหลของน้ำและอากาศ ซึ่งปัญหาเฉพาะบริเวณจำกัดของหอทำน้ำเย็นยากแก่การพิจารณามาก เช่น ค่าการนำความร้อนเฉพาะที่ จึงหลีกเลี่ยงการวิเคราะห์ และมักจะใช้ค่าจำนวนหน่วยของการถ่ายเทมาแก้ปัญหาในหอทำน้ำเย็นแทน

5. <u>เส้นสมการคุณลักษณะเฉพาะของหอทำน้ำเย็น</u>

จากสมการที่ [4]

$$\frac{KaV}{L} = \frac{C_p(T_1 - T_2)}{\Delta h_m} = \frac{C_p \Delta T}{\Delta h_m} \qquad [4]$$

หรือสามารถเขียนอยู่ในรูปทั่วไปคือ

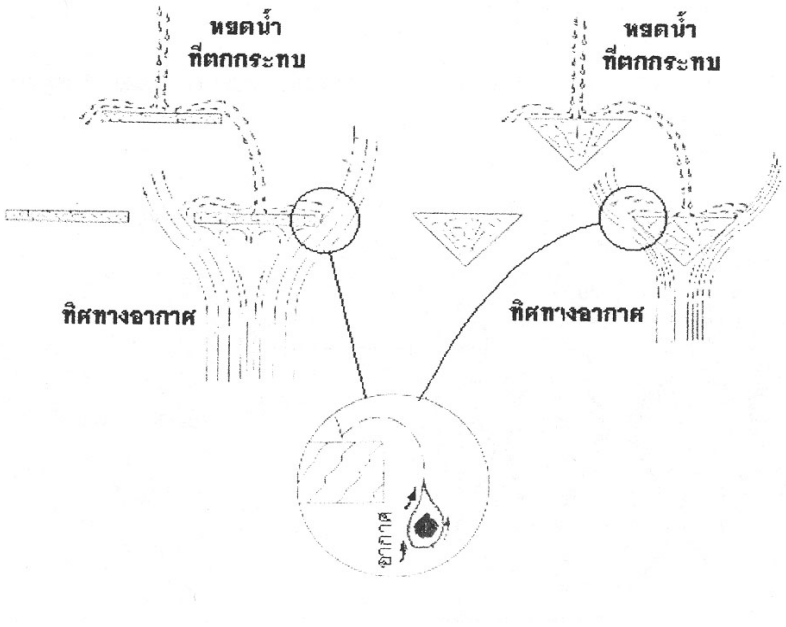
$$\frac{KaV}{L} = C\left(\frac{L}{G}\right)^{-n}$$

โดยค่า c เป็นค่าคงที่สัมพันธ์กับการออกแบบของแผงขยายฟิล์มน้ำที่ใช้ในการกระจายละอองน้ำค่า n เป็นค่าที่สัมพันธ์กับการออกแบบแผงขยายฟิล์มน้ำที่ใช้ในการกระจายละอองน้ำเช่นกัน ซึ่งจะเห็นได้ว่าค่า n เป็นค่าแสดงถึงความชันของเส้นกราฟ คุณลักษณะของหอทำน้ำเย็นนั้นเอง สำหรับการออกแบบของแผงขยายฟิล์มน้ำที่มีใช้อยู่ในปัจจุบันจะได้ค่า n อยู่ระหว่าง 0.25 ถึง 1.0 เมื่อ n = 1.0 จะเป็นแผงขยายฟิล์มน้ำชนิดแบบน้ำกระเซ็นและเมื่อ n = 0.25 จะเป็นแผงขยายฟิล์มน้ำชนิดแบบเพิ่มพื้นที่สัมผัส

6. <u>ชนิดของแผงขยายฟิล์มน้ำ</u>

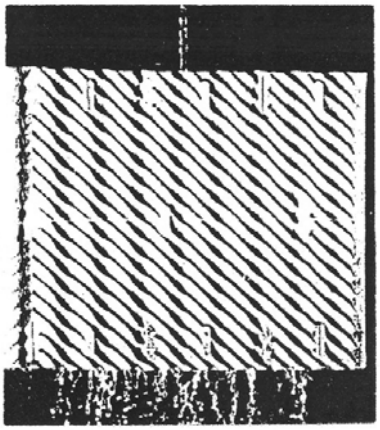
แผงขยายฟิล์มน้ำที่มีใช้อยู่ในหอหล่อเย็น แบ่งออกเป็น 2 ชนิด

1. แผงขยายฟิล์มน้ำแบบน้ำกระเซ็น เป็นแผงขยายฟิล์มน้ำที่ใช้กันมากในสมัยก่อนปี ค.ศ. 1970 โดยทำมาจากไม้แล้วนำมาตัดเป็นรูปร่างหน้าตัดสี่เหลี่ยมหรือสามเหลี่ยมตามแต่จะออกแบบมาวางเรียงสลับกันเป็นชั้นๆ ในหอหล่อเย็น เมื่อน้ำร้อนที่ตกกระทบกับแผ่นไม้จะเกิดเป็นหยดน้ำที่เล็กขึ้น ทำให้เพิ่มพื้นที่ผิวเปิดและเป็นการหน่วงเวลาในการตกของน้ำร้อน เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำกับอากาศ ดังแสดงในภาพที่ 6 แต่ปัจจุบันนี้ไม่นิยมใช้เนื่องจากไม้หายากขึ้นและมีราคาแพง และทำให้หอหล่อเย็นมีขนาดความใหญ่มาก เมื่อเทียบกับแผงขยายฟิล์มน้ำแบบเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสที่ภาวะความร้อนเท่ากัน

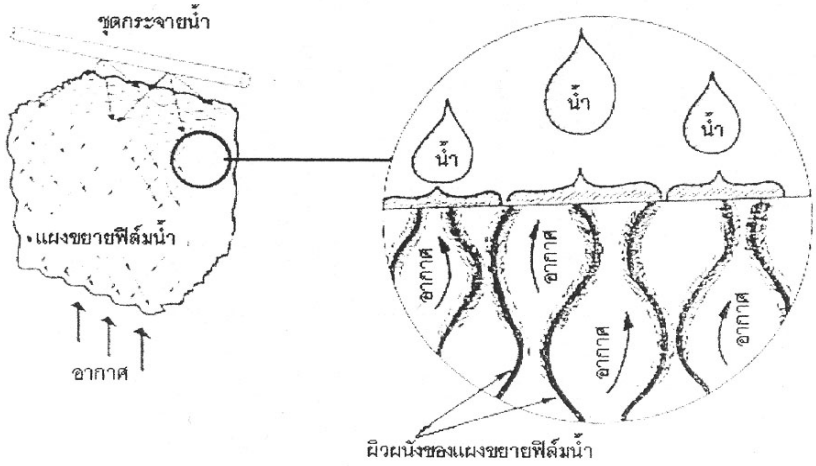


<u>ภาพที่ 6</u> การถ่ายเทความร้อนของแผงขยายฟิล์มน้ำแบบน้ำกระเซ็น
ที่มา: ดนุชา (2545)

2. แผงขยายฟิล์มน้ำแบบเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส เป็นแผงขยายฟิล์มน้ำที่ใช้ในปัจจุบัน โดยทำมาจากพลาสติก ได้แก่ พีวีซี, โพลีสไตลีน, โพลีโพพีลีน, โพลีเอททีลีน โดยส่วนมากจะทำจากแผ่นพลาสติกพีวีซี ที่ฉีดขึ้นรูปเป็นลอนลูกฟูก สามารถทนอุณหภูมิน้ำได้ถึง 55^{o}C ซึ่งแผงขยายฟิล์มน้ำแบบนี้จะทำให้น้ำร้อนที่เข้ามามีการกระจายตัวและไหลเป็นฟิล์มน้ำบางๆ บนลอนลูกฟูก เพื่อให้มีพื้นที่ผิวเปิดสัมผัสกับอากาศมาก ดังแสดงในภาพที่ 7 และภาพที่ 8



<u>ภาพที่ 7</u> แสดงการกระจายตัวของน้ำในแผงขยายฟิล์มน้ำแบบเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส
ที่มา: ดนุชา (2545)



<u>ภาพที่ 8</u> การถ่ายเทความร้อนของแผงขยายฟิล์มน้ำแบบเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส
ที่มา: ดนุชา (2545)

แผงขยายฟิล์มน้ำแบบเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสได้รับการยอมรับว่ามีความสำคัญในอุตสาหกรรมหอหล่อเย็นเนื่องจากความสามารถของมันในการที่จะเพิ่มพื้นผิวเปิดที่สัมผัสกัน ระหว่างน้ำกับอากาศให้มากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับแผงขยายฟิล์มน้ำแบบน้ำกระเซ็นที่มีขนาดความสามารถในการรับภาระความร้อนเท่ากัน จะพบว่า แผงขยายฟิล์มน้ำแบบเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสจะมีขนาดในเชิงปริมาตรน้อยกว่า แต่อาจจะมีปัญหาในเรื่องคุณภาพของน้ำที่หมุนเวียน เนื่องมาจากความสกปรกหรือตะไคร้น้ำ ที่สามารถเกาะติดผิวของแผงขยายฟิล์มน้ำแบบเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส ได้มากกว่าแบบแผงขยายฟิล์มน้ำแบบน้ำกะเซ็น

วิธีการ

การออกแบบหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทางสำหรับงานอุตสาหกรรม

การออกแบบหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทางสำหรับงานอุตสาหกรรมนั้นเป็นการออกแบบขั้นพื้นฐานในการหาขนาดของส่วนประกอบต่างๆ ของหอทำน้ำเย็น เช่น การหาขนาดพื้นที่หน้าตัด ปริมาตร และความสูงของแผงขยายฟิล์มน้ำ ขนาดของบานเกล็ดช่องลมทางเข้า ขนาดแผงกันละอองน้ำ ขนาดปล่องปล่อยลม (ปล่องเวนจูรี) รวมถึงการคำนวณความดันลดของอากาศขณะไหลผ่านหอทำน้ำเย็นที่ออกแบบเพื่อใช้กำหนดความดันสถิติของพัดลมและนำไปเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัด จำนวนของใบพัด ขนาดดุมใบพัดและขนาดแรงม้าเบรกของพัดลมเป็นต้น

โดยในการออกแบบดังกล่าวได้พิจารณาขอบเขตของการออกแบบอยู่ในช่วงฤดูร้อน และสภาพภูมิอากาศของประเทศไทยเป็นหลัก ซึ่งถ้านำวิธีการออกแบบไปใช้ต้องพิจารณาถึงเงื่อนไขของการออกแบบและสภาพภูมิอากาศในแต่ละพื้นที่ที่นำไปใช้

เพื่อให้เข้าใจได้ง่ายในการศึกษา จึงได้พิจารณาแบ่งการออกแบบหอทำน้ำเย็น เป็นส่วนต่างๆ ดังนี้

1. การหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำ

2. การหาขนาดหอทำน้ำเย็น, ความดันสูญเสียที่ผ่านหอทำน้ำเย็นและพัดลมหอทำน้ำเย็น

สำหรับรายละเอียดการออกแบบหอทำน้ำเย็นในแต่ละส่วนสามารถพิจารณาได้ดังนี้

1. การหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำ

สำหรับการหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทางขั้นพื้นฐาน สำหรับงานอุตสาหกรรมได้ดำเนินการออกแบบเป็น 2 ส่วน โดยมีลำดับในการออกแบบดังนี้

1.1 การหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำ โดยการคำนวณ

1.2 การหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำ โดยการเลือก

ซึ่งการออกแบบในแต่ละส่วนได้แสดงรายละเอียดของการคำนวณ โดยมีเนื้อหา ดังนี้

1.1 การหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำ โดยการคำนวณ

สำหรับรายละเอียดในการออกแบบในส่วนนี้ สามารถที่จะหาผลเฉลย โดยวิธีการคำนวณซึ่งผลเฉลยที่ได้มีคำตอบที่เท่ากันหรือใกล้เคียงกัน โดยวิธีที่ใช้ในการคำนวณเพื่อให้ได้ผลเฉลยดังกล่าว จากการศึกษามี ดังนี้

การหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำโดยวิธีขั้นพื้นฐาน

สำหรับการหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำ โดยวิธีขั้นพื้นฐานได้ดำเนินการคำนวณในขั้นตอนต่างๆ เพื่อหาค่าต่างๆ ตามมาตรฐานแห่งสถาบันหอทำน้ำเย็น (CTI) และสมการคณิตศาสตร์พื้นฐานโดยมีการกำหนดเงื่อนไขของการออกแบบและแสดงขั้นตอนการคำนวณตามลำดับดังต่อไปนี้

<u>เงื่อนไขของการออกแบบ</u>

- อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าหอทำน้ำเย็น (T_1) = 42 ^{o}C
- อุณหภูมิน้ำเย็นออกจากหอทำน้ำเย็น (T_2) = 32 ^{o}C
- อุณหภูมิกระเปาะเปียกอากาศเข้าหอทำน้ำเย็น ($T_{wb,1}$) = 28.5 ^{o}C
- อัตราการไหลของน้ำเข้าหอทำน้ำเย็น ($\dot{\forall}_W$) = 866.7 m^3/hr

<u>ขั้นตอนการคำนวณ</u>

<u>ขั้นตอนที่ 1</u> หาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำไปยังอากาศรอบๆ ผิวน้ำ ($\dot{Q}_W$) และพิจารณาจำนวนเซล (cell)

จากข้อมูลเงื่อนไขของการออกแบบและความหนาแน่นเฉลี่ยของน้ำ ($\rho_{w,m}$) หาจากตารางผนวกที่ 2 หรือสมการภาคผนวก จ ซึ่งใช้ค่าอุณหภูมิน้ำเฉลี่ย ($T_m = 37^oC$)

จะได้

$\dot{\forall}_W$ = 866.7 m^3/hr

= 3815.97 GPM

$\rho_{w,m}$ = 993 kg/m^3

หาค่าอัตราการไหล โดยมวลของน้ำ (L)

สมการ

$$L = \frac{(\rho_{w,m})(\dot{\forall}_W)}{60 \times 60\,s/hr}$$

$$= \frac{(993\,kg/m^3)(866.7 m^3/hr)}{60 \times 60\,s/hr}$$

= 239.06 kg/s

= 860,616 kg/hr.

หาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำไปยังอากาศรอบๆ ผิวน้ำ ($\dot{Q}_w$)

สมการ

$\dot{Q}_W = LC_{pf}(T_1 - T_2)$

= (860,616 kg/hr) (0.997 kcal/kg ^oC) (10^oC)

= 8,580,341.52 kcal/hr.

โดยที่

C_{pf} = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ, kcal/kg.^{o}C

= 0.997 kcal/kg.^{o}C [(พิจารณาค่าที่อุณหภูมิน้ำเฉลี่ย (T_m) = 37 ^{o}C)]

พิจารณาเลือกจำนวนเซล (cell) = 1

โดยวิธีในการเลือกจำนวนเซลพิจารณาจากภาคผนวก จ

<u>ขั้นตอนที่ 2</u> หาค่าเอนทัลปีที่สภาวะต่างๆ จากตารางภาคผนวกที่ 1 หรือสมการภาคผนวก จ

- ค่าเอนทัลปีของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิน้ำเข้าหอทำน้ำเย็น ($h_{w,1}$) = 43.810 kcal/kg.
- ค่าเอนทัลปีของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิน้ำออกจากหอทำน้ำเย็น ($h_{w,2}$) = 26.410 kcal/kg.
- ค่าเอนทัลปีของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้าหอทำน้ำเย็น(h_1) = 21.995 kcal/kg.

<u>ขั้นตอนที่ 3</u> สร้างเส้นแอปโพรชตามมาตรฐาน CTI

การสร้างเส้นแอปโพรชตามมาตรฐาน CTI มีรายละเอียดดังนี้

พิจารณาช่วงของอัตราส่วนอัตราการไหล (L/G) สำหรับการพล็อตกราฟในช่วง $0 \leq L/G \leq (L/G)_{max}$

สมการ

$$(L/G)_{max} = \frac{(h_{w,1} - h_1)}{C_{pf}(T_1 - T_2)}$$

$$= \frac{(43.81 - 21.995)}{(0.997)(10)}$$

$$= 2.19$$

จากเงื่อนไขของการออกแบบและทราบช่วงของ L/G จะกำหนดค่า L/G ทีละค่า แล้วนำไปคำนวณหาค่า KaV/L ด้วยวิธีทีเชบายเชฟฟ์ ดังแสดงในตารางที่ 1 สำหรับผลการคำนวณแสดงไว้ในตารางที่ 2

ตัวอย่าง การคำนวณหาค่า KaV/L

จากข้อมูล

T_1 = 42 $\dot{C}$

T_2 = 32 $\dot{C}$

$T_{wb,1}$ = 28.5 $\dot{C}$

กำหนดให้ค่า L/G = 1

จากข้อมูลในขั้นตอนที่ 2 เอนทัลปีของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ ($T_{wb,1}$ = 28.5 $\dot{C}$) จะได้ h_1 = 21.995 kcal/kg

สมการ

$$h_2 = h_1 + C_{pf} (L/G) (T_1 - T_2)$$

$$= 21.995 + (0.997) (1) (42 - 32)$$

$$= 31.965 \text{ kcal/kg}$$

ตารางที่ 1 แสดงการคำนวณหาค่า KaV/L ด้วยวิธีทีเชบายเชฟฟ์

T (°C)	h_w	h	$\Delta h = (h_w - h_a)$	$1/\Delta h$
$T_2 = 32$	26.41	$h_1 = 21.995$	-	-
$T_2+0.1\ (T_1-T_2) = 33$	27.80	$h_1+0.1\ (0.997)\ (L/G)\ (T_1-T_2) = 22.992$	$\Delta h_1 = 4.808$	0.208
$T_2+0.4\ (T_1-T_2) = 36$	32.40	$h_1+0.4\ (0.997)\ (L/G)\ (T_1-T_2) = 25.983$	$\Delta h_2 = 6.42$	0.156
$T_1-0.4\ (T_1-T_2) = 38$	35.84	$h_2-0.4\ (0.997)\ (L/G)\ (T_1-T_2) = 27.997$	$\Delta h_3 = 7.86$	0.127
$T_1-0.1\ (T_1-T_2) = 41$	41.67	$h_2-0.1\ (0.997)\ (L/G)\ (T_1-T_2) = 30.968$	$\Delta h_4 = 10.70$	0.093
$T_1 = 42$	43.81	$h_2 = 31.965$		
			$\sum (1/\Delta h)$ =	0.584

ค่า KaV/L คำนวณจาก

สมการ

$$\left(\frac{KaV}{L}\right) = C_{pf}(T_1 - T_2)\ \frac{(\sum 1/\Delta h)}{4}$$

$$= \frac{(0.997)(10)(0.584)}{4}$$

$$= 1.456$$

ตารางที่ 2 แสดงผลการคำนวณค่า KaV/L ด้วยวิธีทีเชบายเชฟฟ์ในช่วง $0 \leq L/G \leq 1.7$

L/G	KaV/L	L/G	KaV/L	L/G	KaV/L
0.70	1.260	0.96	1.426	1.31	1.765
0.71	1.265	0.97	1.434	1.32	1.777
0.72	1.270	0.98	1.441	1.33	1.790
0.73	1.276	0.99	1.449	1.34	1.804
0.74	1.282	1.00	1.456	1.35	1.817
0.75	1.288	1.10	1.541	1.36	1.831
0.76	1.293	1.11	1.550	1.37	1.845
0.77	1.300	1.12	1.560	1.38	1.859
0.78	1.306	1.13	1.569	1.39	1.874
0.79	1.312	1.14	1.578	1.40	1.888
0.80	1.318	1.15	1.588	1.41	1.904
0.81	1.324	1.16	1.597	1.42	1.919
0.82	1.330	1.17	1.607	1.43	1.935
0.83	1.337	1.18	1.617	1.44	1.951
0.84	1.343	1.19	1.628	1.45	1.967
0.85	1.350	1.20	1.631	1.46	1.984
0.86	1.356	1.21	1.643	1.47	2.001
0.87	1.363	1.22	1.659	1.48	2.018
0.88	1.369	1.23	1.670	1.49	2.036
0.89	1.376	1.24	1.683	1.50	2.055
0.90	1.383	1.25	1.692	1.6	2.263
0.91	1.390	1.26	1.704	1.7	2.536
0.92	1.397	1.27	1.716		
0.93	1.404	1.28	1.728		
0.94	1.411	1.29	1.740		
0.95	1.419	1.30	1.752		

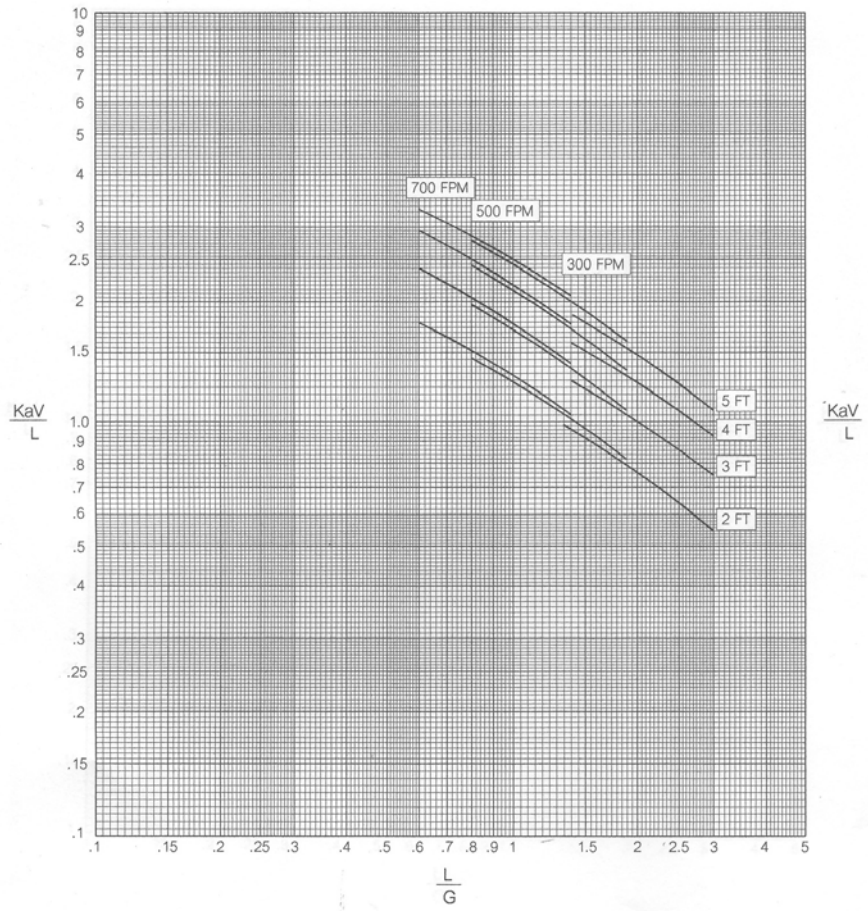
<u>ขั้นตอนที่ 4</u> เลือกแบบของแผงขยายฟิล์มน้ำ

โดยพิจารณาตามรายละเอียดดังนี้

- อุณหภูมิของน้ำร้อน = 42 °C
- สถานที่ติดตั้ง : ระยอง

แผงขยายฟิล์มน้ำที่ใช้ รุ่น : CF – 1900

สำหรับแผงขยายฟิล์มน้ำทางบริษัทผู้ผลิตได้ทำการทดสอบแผงขยายฟิล์มน้ำ และแสดงสมรรถนะในรูปของเส้นลักษณะเฉพาะ ดังภาพที่ 9



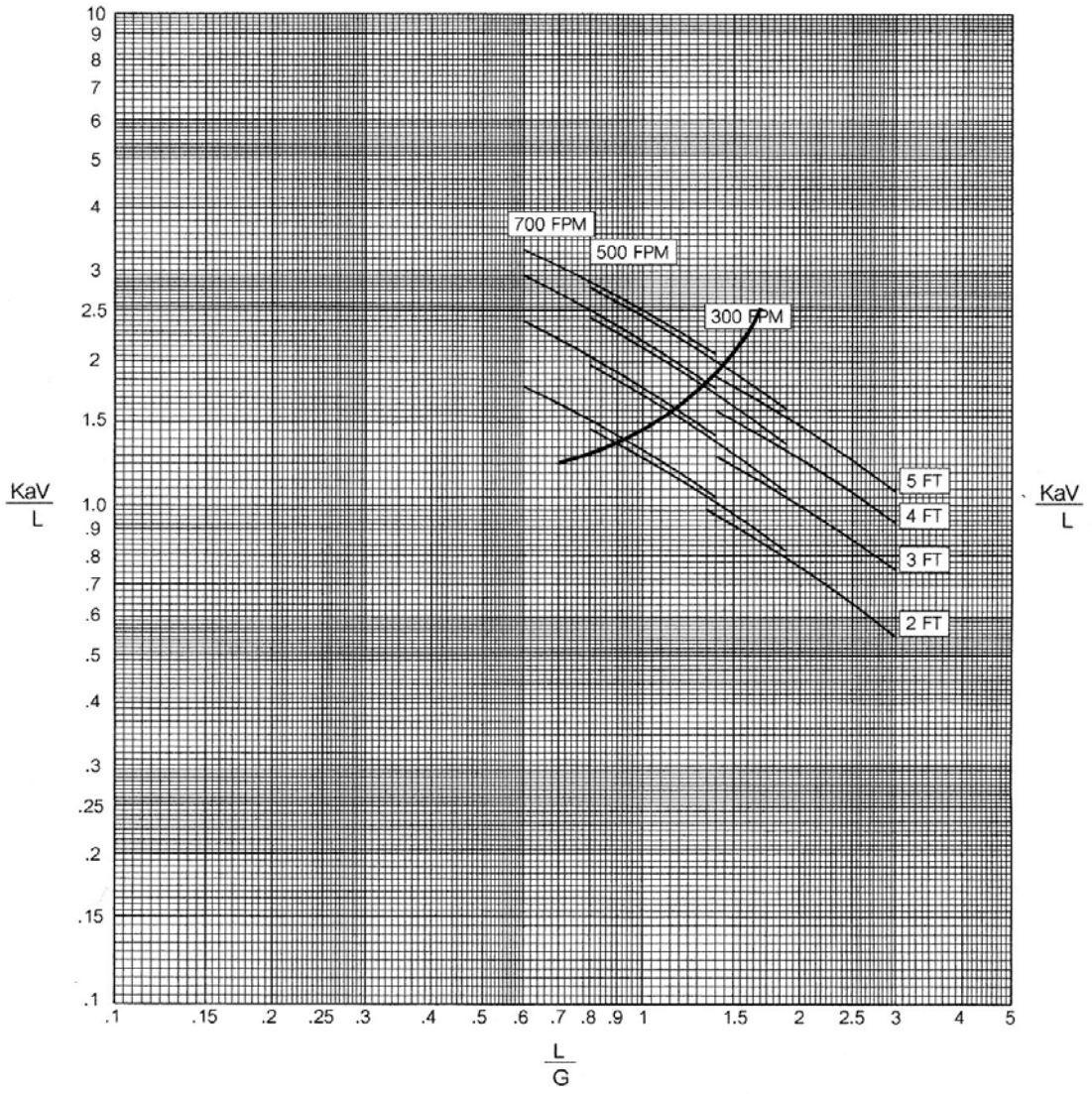
<u>ภาพที่ 9</u> เส้นลักษณะเฉพาะของแผงขยายฟิล์มน้ำ รุ่น : CF – 1900

ที่มา: Brentwood Industries., Inc. (n.d.)

<u>ขั้นตอนที่ 5</u> หาจุดออกแบบของแผงขยายฟิล์มน้ำ

จากข้อมูลในตารางที่ 2 นำไปพล็อตเป็นเส้นแอปโพรช ค่าออกแบบและเขียนรวมกับภาพที่ 9 จะได้ดังภาพที่ 10 จุดตัดระหว่างเส้นลักษณะเฉพาะของแผงขยายฟิล์มน้ำกับเส้นแอปโพรช คือจุดออกแบบของแผงขยายฟิล์มน้ำ

สำหรับผลของจุดตัดดังกล่าวที่ความสูงของแผงขยายฟิล์มน้ำต่างๆ แสดงไว้ในตารางที่ 3



<u>ภาพที่ 10</u> กราฟแสดงจุดตัดระหว่างเส้นลักษณะเฉพาะกับเส้นแอปโพรชของแผงขยายฟิล์มน้ำ

<u>ตารางที่ 3</u> แสดงจุดออกแบบของแผงขยายฟิล์มน้ำที่ความสูงต่างๆ

ความเร็วของอากาศผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ (ft/min)	L/G	KaV/L
ความสูงแผงขยายฟิล์มน้ำ 2 ft		
300	0	0
500	0.89	1.376
700	0.93	1.404
ความสูงแผงขยายฟิล์มน้ำ 3 ft		
300	0	0
500	1.15	1.588
700	1.17	1.607
ความสูงแผงขยายฟิล์มน้ำ 4 ft		
300	0	0
500	1.33	1.79
700	1.35	1.817
ความสูงแผงขยายฟิล์มน้ำ 5 ft		
300	1.4	1.888
500	1.44	1.9506
700	0	0

จากตารางที่ 3 พิจารณาเลือก

ความเร็วของอากาศผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ (v_{fill}) = 500 ft/min

= 2.54 m/s

ความสูงของแผงขยายฟิล์มน้ำ (H) = 4 ft

จุดออกแบบของแผงขยายฟิล์มน้ำที่ได้

L / G = 1.33

KaV/L = 1.79

<u>ขั้นตอนที่ 6</u> หาค่าอัตราการไหลโดยมวลของอากาศ (G)

จากข้อมูลขั้นตอนที่ 1 และ 5

$$\frac{L}{G} = 1.33$$

$$G = \frac{L}{1.33}$$

$$= \frac{239.06}{1.33} \quad \text{kg/s}$$

$$= 179.74 \quad \text{kg/s}$$

<u>ขั้นตอนที่ 7</u> แสดงค่าความหนาแน่น (ρ) และปริมาตรจำเพาะของอากาศชื้น (υ)

จากวิธีการคำนวณภาคผนวก ช จะได้

อากาศทางเข้า

$\upsilon_{in} = 0.915 \ m^3/kg\text{-dry air}$

$\rho_{a,in} = 1.322 \ kg - moist \ air/m^3$

อากาศทางออก

$\upsilon_{out} = 0.956 \ m^3/kg\text{-dry air}$

$\rho_{a,out} = 1.136 \ kg - moist \ air/m^3$

อากาศที่สภาวะเฉลี่ย

$\upsilon_{avg} = 0.9355 \ m^3/kg - dry \ air$

$\rho_{a,avg} = 1.229 \ kg \ moist \ air/m^3$

<u>ขั้นตอนที่ 8</u> หาขนาดพื้นที่หน้าตัดของแผงขยายฟิล์มน้ำ

จากข้อมูลขั้นตอนที่ 5, 6 และ 7

สมการ

$$G = \frac{A_{fill} \nu_{fill}}{\upsilon_{avg}}$$

$$A_{fill} = \frac{G\upsilon_{avg}}{\nu_{fill}}$$

$$= \frac{(179.74\,kg/s)(0.9355\,m^3/kg)}{2.54\,m/s}$$

$$= 66.2\ m^2$$

$$= 712.57\ ft^2$$

<u>ขั้นตอนที่ 9</u> ตรวจสอบภาระการใช้อากาศ (G') และภาระการใช้น้ำ (L')

โดยทำการตรวจสอบค่าดังกล่าวอยู่ในช่วงที่แนะนำหรือไม่

ค่า G' ควรมีค่า 2.2 ถึง 2.78 $kg/m^2.s$

ค่า L' ควรมีค่า 3.33 ถึง 4.44 $kg/m^2.s$

จากข้อมูลขั้นตอนที่ 1, 6 และ 8

ภาระการใช้อากาศ (G')

สมการ

$$G' = \frac{G}{A_{fill}}$$

$$= \frac{179.74}{66.2}\ kg/m^2.s$$

$$= 2.7\ \ kg/m^2.s$$

ภาระการใช้น้ำ (L')

สมการ

$$L' = \frac{L}{A_{fill}}$$

$$= \frac{239.06}{66.2} \text{ kg/m}^2\text{.s}$$

$$= 3.61 \text{ kg/m}^2\text{.s}$$

ผลจากการคำนวณค่าภาระการใช้อากาศ (G') และค่าภาระการใช้น้ำ (L') อยู่ในช่วงที่แนะนำ ดังนั้น ค่า L/G และ KaV/L ที่จุดออกแบบที่เลือกและค่า A_{fill} จากการคำนวณสามารถใช้ได้ ถ้าค่าดังกล่าวไม่อยู่ในช่วงที่แนะนำต้องเลือกค่า L/G และ KaV/L ที่จุดออกแบบใหม่และคำนวณซ้ำตั้งแต่ ขั้นตอนที่ 5 ถึงขั้นตอนที่ 9 ใหม่ จนได้คำตอบ

<u>ขั้นตอนที่ 10</u> หาปริมาตรแผงขยายฟิล์มน้ำ (V)

หาขนาดความกว้างและความยาวของแผงขยายฟิล์มน้ำ

จากข้อมูลขั้นตอนที่ 5 และ 8

ขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ

$$H = 4 \text{ ft}$$

$$= 1.22 \text{ m}$$

$$A_{fill} = 66.2 \text{ m}^2$$

สมการ

$$A_{fill} = w \times d$$

เนื่องจากกำหนดหอทำน้ำเย็นเป็นรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

ดังนั้น

$$w = d = \sqrt{A}$$
$$= \sqrt{66.2}$$
$$= 8.14 \text{ m}$$

หาขนาดปริมาตรแผงขยายฟิล์มน้ำ

สมการ

$$V = (H)(A_{fill})$$
$$= 80.764 \text{ m}^3$$

<u>ขั้นตอนที่ 11</u> หาขนาดพื้นที่หน้าตัดบานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำ

ขนาดพื้นที่หน้าตัดบานเกล็ดช่องลมทางเข้า (A_{lou})

ความเร็วอากาศผ่านบานเกล็ดช่องลมทางเข้า (ν_{lou})แนะนำค่าออกแบบในช่วงระหว่าง 700 ถึง 900 ft/min

โดยกำหนดความเร็วลม (ν_{lou}) = 800 ft/min
= 243.84 m/min
= 4.064 m/s

จากข้อมูลขั้นตอนที่ 6 และ 7

สมการ

$$A_{lou} = \frac{(G)(\upsilon_{in})}{\nu_{lou}}$$
$$= \frac{(179.74 \text{kg/s})(0.915 \text{m}^3/\text{kg})}{4.064 \text{ m/s}}$$
$$= 40.47 \text{ m}^2$$

ขนาดพื้นที่หน้าตัดแผงกันละอองน้ำ (A_{diff})

การหาขนาดพื้นที่หน้าตัดแผงกันละอองน้ำ ทำโดยการตรวจสอบความเร็วลมผ่านแผงกันละอองน้ำ (ν_{diff}) อยู่ในช่วงแนะนำหรือไม่ โดยที่ความเร็วอากาศผ่านแผงกันละอองน้ำ (ν_{diff}) แนะนำค่าออกแบบในช่วง 300 ถึง 800 ft/min และพื้นที่หน้าตัดแผงกันละอองน้ำ (A_{diff}) มีขนาดเท่ากับพื้นที่หน้าตัดของแผงขยายฟิล์มน้ำ (A_{fill}) จากข้อมูลขั้นตอนที่ 6, 7 และ 8

$$A_{fill} = A_{diff} = 66.2\ m^2$$

สมการ

$$\nu_{diff} = \frac{(G)(\upsilon_{out})}{A_{diff}}$$

$$= \frac{(179.74\ kg/s)(0.956 m^3/kg)}{66.2\ m^2}$$

$$= 2.596 \quad m/s$$

$$= 511.02 \quad ft/min$$

ผลการคำนวณความเร็วลมผ่านแผงกันละอองน้ำที่คำนวณได้อยู่ในเกณฑ์การออกแบบ ดังนั้น พื้นที่หน้าตัดแผงกันละอองน้ำจากการพิจารณาสามารถใช้ได้

หาขนาดความกว้างและความยาวของแผงกันละอองน้ำ

ขนาดความกว้างและความยาวของแผงกันละอองน้ำมีขนาดเท่ากับแผงขยายฟิล์มน้ำ

ความกว้าง = 8.14 m

ความยาว = 8.14 m

<u>ขั้นตอนที่ 12</u> หาปริมาณลมผ่านหอทำน้ำเย็น ($\dot{\forall}_a$)

ปริมาณลมผ่านหอทำน้ำเย็น พิจารณาจากอัตราการไหล

โดยมวลของอากาศแห้งต่อเซลและปริมาตรจำเพาะของอากาศทางออก

จากข้อมูลขั้นตอนที่ 6 และ 7

สมการ

$$\dot{\forall}_a = (G)(\upsilon_{out})$$
$$= (179.74\ kg/s)(0.956\ m^3/kg)$$
$$= 171.83\ m^3/s$$
$$= 10{,}309.8\ m^3/min$$

การหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำโดยวิธีขั้นพื้นฐาน

ข้อมูลที่ใช้ออกแบบ

อุณหภูมิน้ำร้อนเข้า (T_1)	42°C
อุณหภูมิน้ำเย็นออก (T_2)	32°C
อุณหภูมิกระเปาะเปียกอากาศเข้า (Twb, 1)	28.5oC
อัตราการไหลเวียนของน้ำ ($\dot{\forall}_w$)	866.7 m3/hr

สรุปผลการคำนวณ

1. ข้อมูลด้านความร้อน (Thermal Data)

เอนทัลปีของน้ำเข้า ($h_{w,1}$)	43.81 kcal/kg
เอนทัลปีของน้ำออก ($h_{w,2}$)	26.41 kcal/kg
เอนทัลปีของอากาศเข้า (h_1)	21.995 kcal/kg
เอนทัลปีของอากาศออก (h_2)	35.2551 kcal/kg
อุณหภูมิกระเปาะเปียกอากาศออก ($T_{wb,2}$)	37.67°C
ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ (C_{pf})	0.997 kcal/kg °C
ความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมิเฉลี่ย ($\rho_{w,,m}$)	993 kg/m^3
อัตราการไหลโดยมวลของน้ำ (L)	239.06 kg/s
อัตราการไหลโดยมวลของอากาศ (G)	179.74 kg/s
ปริมาตรจำเพาะของอากาศทางเข้า (υ_{in})	0.915 m^3/kg
ปริมาตรจำเพาะของอากาศทางออก (υ_{out})	0.956 m^3/kg
ปริมาตรจำเพาะของอากาศเฉลี่ย (υ_{avg})	0.9355 m^3/kg
ปริมาณลมผ่านหอทำน้ำเย็น ($\dot{\forall}_a$)	10,309.8 m^3/min
อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ ($\dot{Q}_w$)	8,580,341.52 kcal/hr
ภาระการใช้อากาศ (G')	2.71 kg/m^2.s
ภาระการใช้น้ำ (L')	3.61 kg/m^2.s
อัตราการไหลโดยมวลของน้ำต่ออัตราการไหลโดยมวลของอากาศ (L/G)	1.33

สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อน (KaV/L) 1.79

จำนวนเซล (Cell) 1

2. ข้อมูลด้านขนาด

ขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำจากการคำนวณ

ความกว้าง 8.14 m

ความยาว 8.14 m

ความสูง (H) 1.22 m

พื้นที่ภาคตัดขวางของแผงขยายฟิล์มน้ำ (A_{fill}) 66.2 m^2

ปริมาตร (V) 80.764 m^3

ความเร็วอากาศผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ (V_{fill}) 500 ft/min

ขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้าจากการคำนวณ

พื้นที่ภาคตัดขวางของบานเกล็ดช่องลมทางเข้า (A_{lou}) 40.47 m^2

ความเร็วอากาศผ่านบานเกล็ดช่องลมทางเข้า (V_{lou}) 800 ft/min

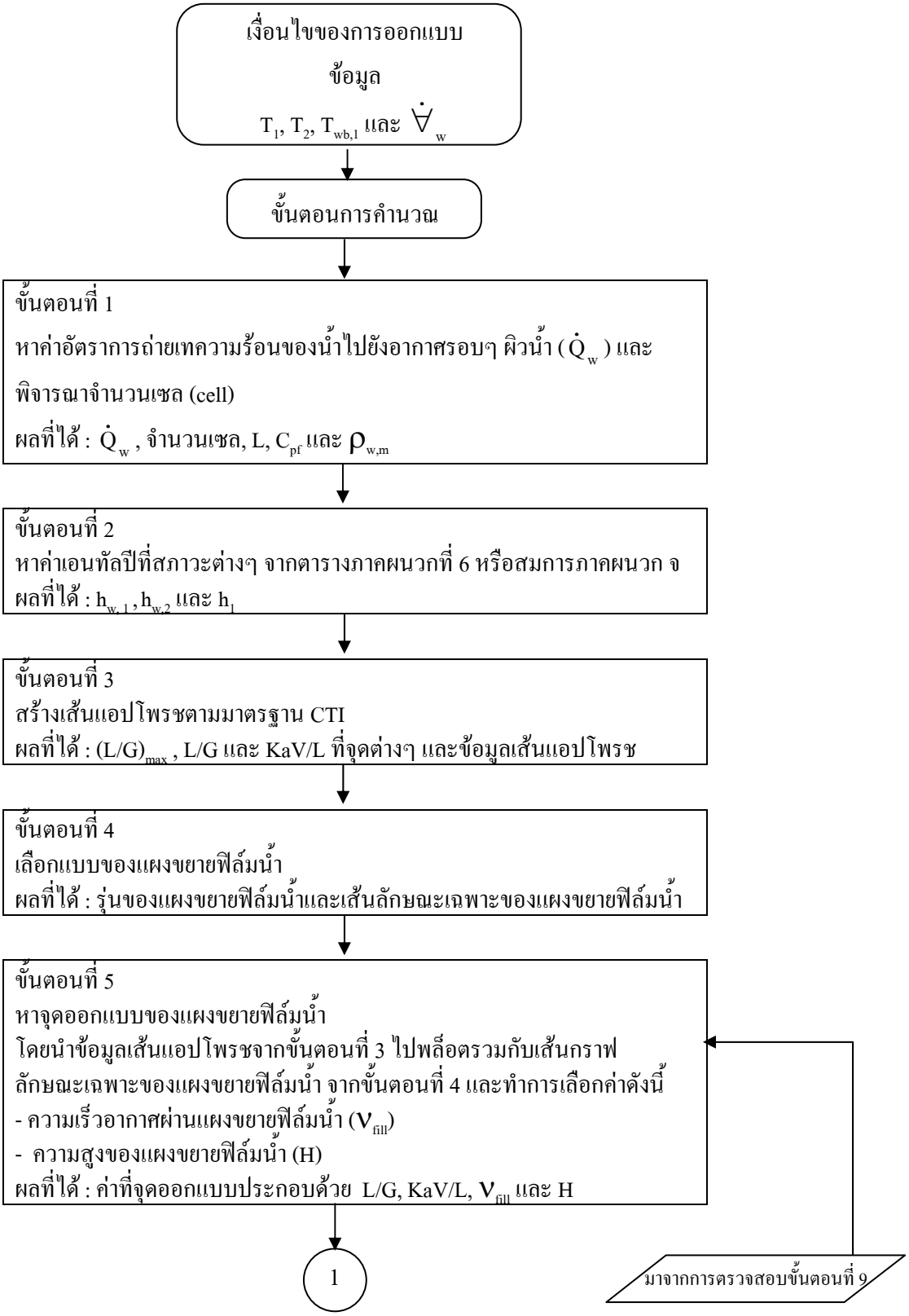
ขนาดแผงกันละอองน้ำจากการคำนวณ

ความกว้าง 8.14 m

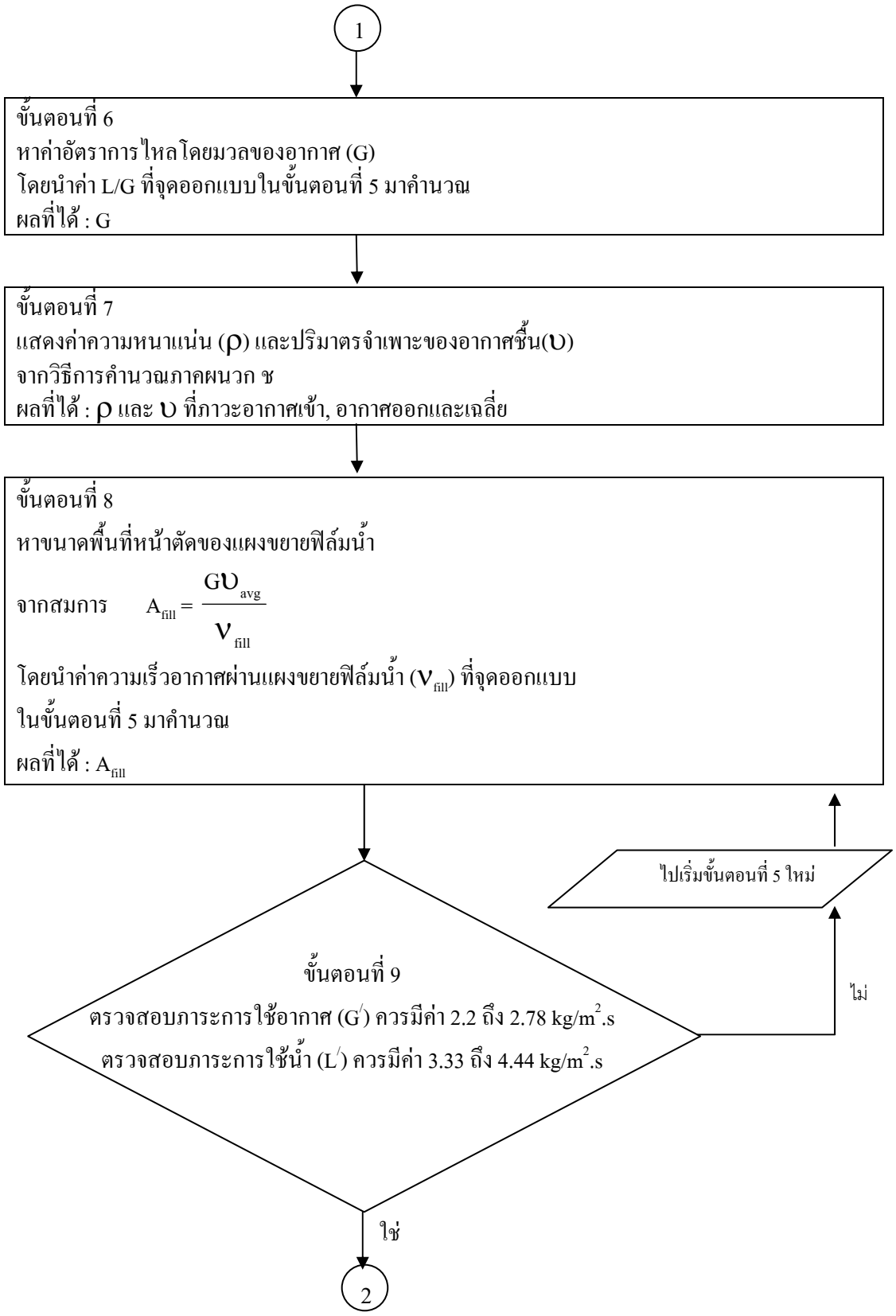
ความยาว 8.14 m

พื้นที่ภาคตัดขวางของแผงกันละอองน้ำ (A_{diff}) 66.2 m^2

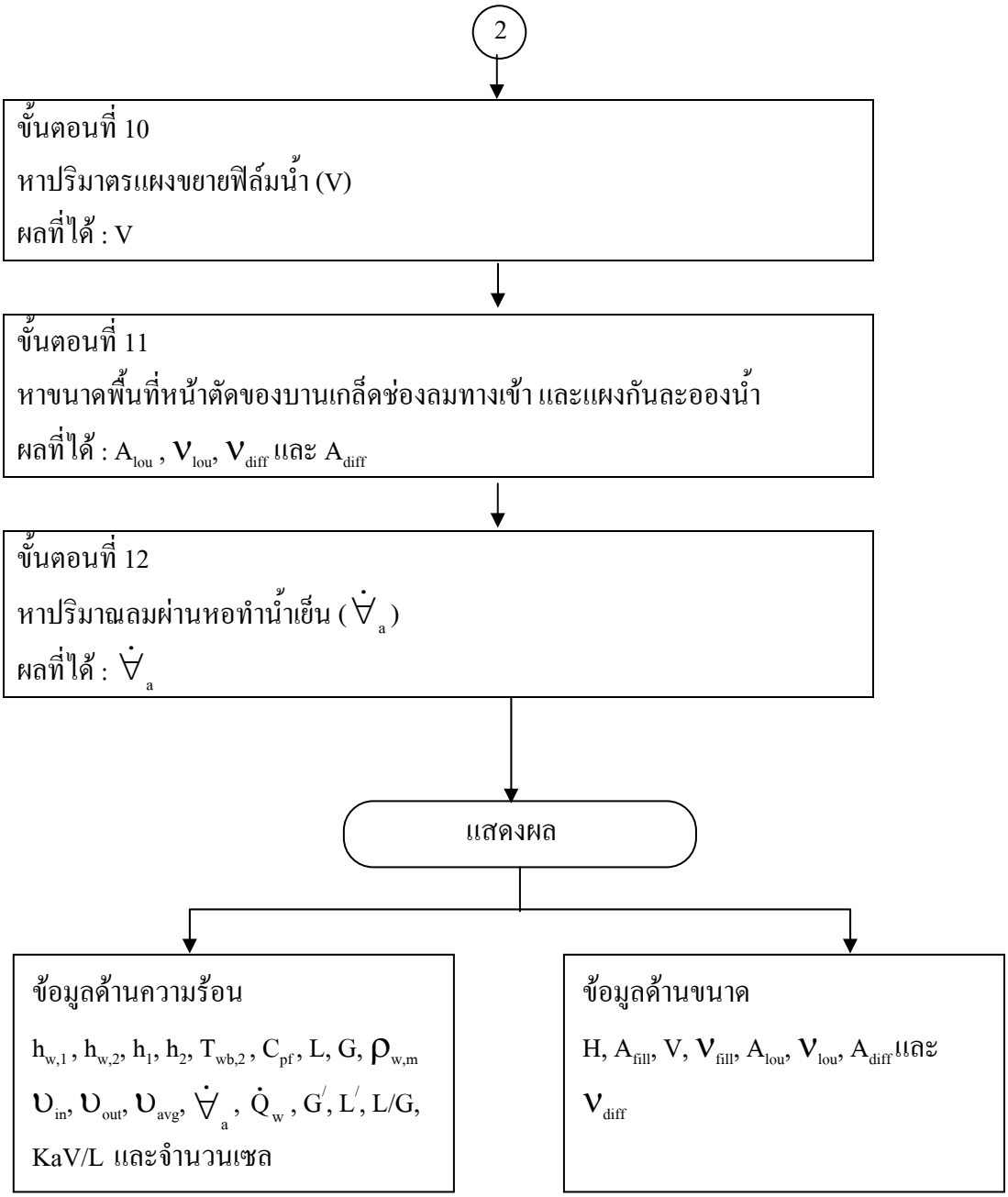
ความเร็วอากาศผ่านแผงกันละอองน้ำ (V_{diff}) 511.02 ft/min



<u>ภาพที่ 11</u> แผนผังแสดงขั้นตอนการหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำโดยวิธีขั้นพื้นฐาน


1
ขั้นตอนที่ 6
หาค่าอัตราการไหลโดยมวลของอากาศ (G)
โดยนำค่า L/G ที่จุดออกแบบในขั้นตอนที่ 5 มาคำนวณ
ผลที่ได้ : G
ขั้นตอนที่ 7
แสดงค่าความหนาแน่น (ρ) และปริมาตรจำเพาะของอากาศชื้น(υ)
จากวิธีการคำนวณภาคผนวก ช
ผลที่ได้ : ρ และ υ ที่ภาวะอากาศเข้า, อากาศออกและเฉลี่ย
ขั้นตอนที่ 8
หาขนาดพื้นที่หน้าตัดของแผงขยายฟิล์มน้ำ
จากสมการ $A_{fill} = \frac{G\upsilon_{avg}}{\nu_{fill}}$
โดยนำค่าความเร็วอากาศผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ (ν_{fill}) ที่จุดออกแบบ
ในขั้นตอนที่ 5 มาคำนวณ
ผลที่ได้ : A_{fill}
ขั้นตอนที่ 9
ตรวจสอบภาระการใช้อากาศ (G') ควรมีค่า 2.2 ถึง 2.78 kg/m^2.s
ตรวจสอบภาระการใช้น้ำ (L') ควรมีค่า 3.33 ถึง 4.44 kg/m^2.s
ไปเริ่มขั้นตอนที่ 5 ใหม่
ไม่
ใช่
2

<u>ภาพที่ 11</u> (ต่อ)


2
ขั้นตอนที่ 10
หาปริมาตรแผงขยายฟิล์มน้ำ (V)
ผลที่ได้ : V
ขั้นตอนที่ 11
หาขนาดพื้นที่หน้าตัดของบานเกล็ดช่องลมทางเข้า และแผงกันละอองน้ำ
ผลที่ได้ : A_{lou} , ν_{lou}, ν_{diff} และ A_{diff}
ขั้นตอนที่ 12
หาปริมาณลมผ่านหอทำน้ำเย็น ($\dot{\forall}_a$)
ผลที่ได้ : $\dot{\forall}_a$
แสดงผล
ข้อมูลด้านความร้อน
$h_{w,1}$, $h_{w,2}$, h_1, h_2, $T_{wb,2}$, C_{pf}, L, G, $\rho_{w,m}$
υ_{in}, υ_{out}, υ_{avg}, $\dot{\forall}_a$, $\dot{Q}_w$, G', L', L/G,
KaV/L และจำนวนเซล
ข้อมูลด้านขนาด
H, A_{fill}, V, ν_{fill}, A_{lou}, ν_{lou}, A_{diff} และ
ν_{diff}

<u>ภาพที่ 11</u> (ต่อ)

ตารางที่ 4 แสดงผลสรุปข้อมูลด้านความร้อน ขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำโดยวิธีขั้นพื้นฐาน

ลำดับ	รายละเอียด	ผลการคำนวณ	
1	ข้อมูลด้านความร้อน		
1.1	เอนทัลปีของน้ำเข้า ($h_{w,1}$)	43.81	kcal/kg
1.2	เอนทัลปีของน้ำออก ($h_{w,2}$)	26.41	kcal/kg
1.3	เอนทัลปีของอากาศเข้า (h_1)	21.995	kcal/kg
1.4	เอนทัลปีของอากาศออก (h_2)	35.2551	kcal/kg
1.5	อุณหภูมิกระเปาะเปียกอากาศออก ($T_{wb,2}$)	37.67	^oC
1.6	ความจุร้อนจำเพาะของน้ำ (C_{pf})	0.997	kcal/kg^oC
1.7	ความหนาแน่นของน้ำที่อุณหภูมิเฉลี่ย ($\rho_{w,m}$)	993	kg/m^3
1.8	อัตราการไหลโดยมวลของน้ำ (L)	239.06	kg/s
1.9	อัตราการไหลโดยมวลของอากาศ (G)	179.74	kg/s
1.10	ปริมาตรจำเพาะของอากาศทางเข้า (υ_{in})	0.915	m^3/kg
1.11	ปริมาตรจำเพาะของอากาศทางออก (υ_{out})	0.956	m^3/kg
1.12	ปริมาตรจำเพาะของอากาศเฉลี่ย (υ_{avg})	0.9355	m^3/kg
1.13	ปริมาณลมผ่านหอทำน้ำเย็น ($\dot{\forall}_a$)	10,309.8	m^3/min
1.14	อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ ($\dot{Q}_w$)	8,580,341.52	kcal/kg
1.15	ภาระการใช้อากาศ (G')	2.71	kg/m^2.s
1.16	ภาระการใช้น้ำ (L')	3.61	kg/m^2.s
1.17	อัตราการไหลโดยมวลของน้ำต่ออัตราการไหลโดยมวลของอากาศ (L/G)	1.33	
1.18	สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อน (KaV/L)	1.79	
1.19	จำนวนเซล(Cell)	1	

ตารางที่ 4 (ต่อ)

ลำดับ	รายละเอียด	ผลการคำนวณ	
2	ข้อมูลด้านขนาด		
2.1	ขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำจากการคำนวณ		
	- ความกว้าง	8.14	m
	- ความยาว	8.14	m
	- ความสูง (H)	1.22	m
	- พื้นที่ภาคตัดขวางของแผงขยายฟิล์มน้ำ (A_{fill})	66.2	m^2
	- ปริมาตร (V)	80.764	m^3
	- ความเร็วของอากาศผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ (V_{fill})	500	ft/min
2.2	ขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้าจากการคำนวณ		
	- พื้นที่ภาคตัดขวางของบานเกล็ดช่องลมทางเข้า (A_{lou})	40.47	m^2
	- ความเร็วลมผ่านบานเกล็ดช่องลมทางเข้า (V_{lou})	800	ft/min
2.3	ขนาดแผงกันละอองน้ำ		
	- ความกว้าง	8.14	m
	- ความยาว	8.14	m
	- พื้นที่ภาคตัดขวางของแผงกันละอองน้ำ (A_{diff})	66.2	m^2
	- ความเร็วลมผ่านแผงกันละอองน้ำ (V_{diff})	511.02	ft/min

จากตารางที่ 4 ผลการคำนวณโดยวิธีขั้นพื้นฐาน ได้นำผลการคำนวณโดยวิธีดังกล่าว ไปคำนวณหาค่าในส่วนต่างๆ เป็นลำดับต่อไปนี้

1.2 การหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำโดยการเลือก

สำหรับการหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำโดยการเลือกได้ดำเนินการ หลังจากได้ผลการคำนวณการหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำโดยการคำนวณและนำผลการคำนวณที่ได้ไปเลือกขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำที่มีขนาดที่เหมาะสม โดยพิจารณาขนาดที่มีจำหน่ายในท้องตลาด ซึ่งมีรายละเอียดในการเลือกแต่ละส่วนดังนี้

<u>ขั้นตอนการเลือก</u>

1.2.1 การเลือกขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ

การเลือกขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำมีขั้นตอนดังนี้

<u>ขั้นตอนที่ 1</u> หาขนาดพื้นที่แผงขยายฟิล์มน้ำจากการคำนวณโดยปรับแก้ตามพื้นที่การไหลอิสระของอากาศและน้ำ (A)

สำหรับผลิตภัณฑ์แผงขยายฟิล์มน้ำ รุ่น CF- 1900 ของ Brentwood Industries.,Inc.

พื้นที่ภาคตัดขวางของแผงขยายฟิล์มน้ำ 1 m^2

มีพื้นที่การไหลอิสระของอากาศและน้ำ 0.985 m^2

จากข้อมูลภาคผนวก ฎ

A_{fill} = 69.51 m^2

สมการ

A_{fill} = 0.985 A

$$A = \frac{A_{fill}}{0.985}$$

$$= \frac{69.51 m^2}{0.985}$$

$$= 70.568\ m^2$$

หาขนาดความกว้างและความยาวของแผงขยายฟิล์มน้ำจากการคำนวณปรับแก้

สมการ

$$A = w \times d$$

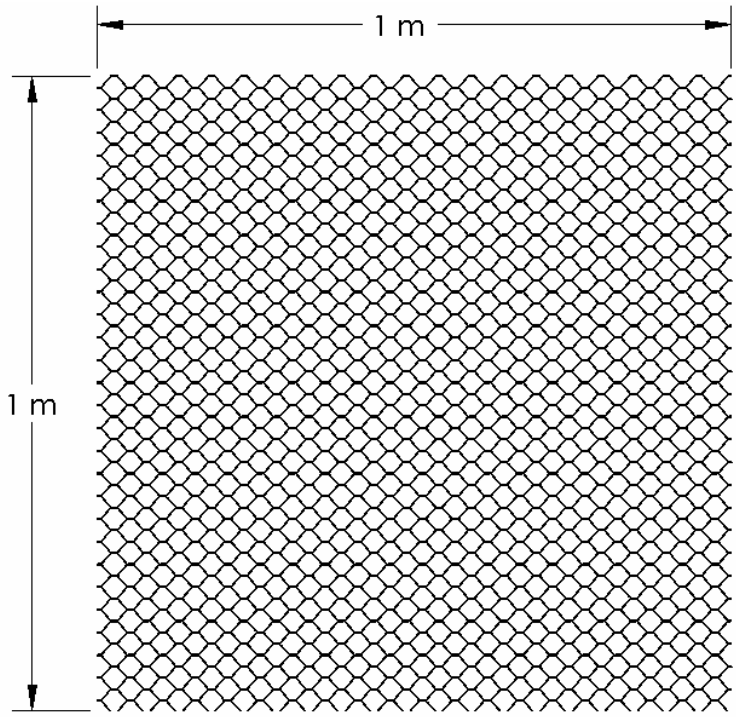
เนื่องจากกำหนดหอทำน้ำเย็นเป็นรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

ดังนั้น

$$w = d = \sqrt{A}$$

$$= \sqrt{70.568}$$

$$= 8.4\ m$$



<u>ภาพที่ 12</u> แสดงพื้นที่ของแผงขยายฟิล์มน้ำ 1 m^2 รุ่น : CF – 1900 – L – 6

ที่มา: Brentwood Industries., Inc. (n.d.)

<u>ขั้นตอนที่ 2</u> หาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำจากการเลือก

ขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ รุ่น : CF – 1900 – L – 6

ที่เลือกไว้ จากภาคผนวก ฌ ตารางภาคผนวกที่ 4 มีขนาดดังนี้

ขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ 1 แผ่น

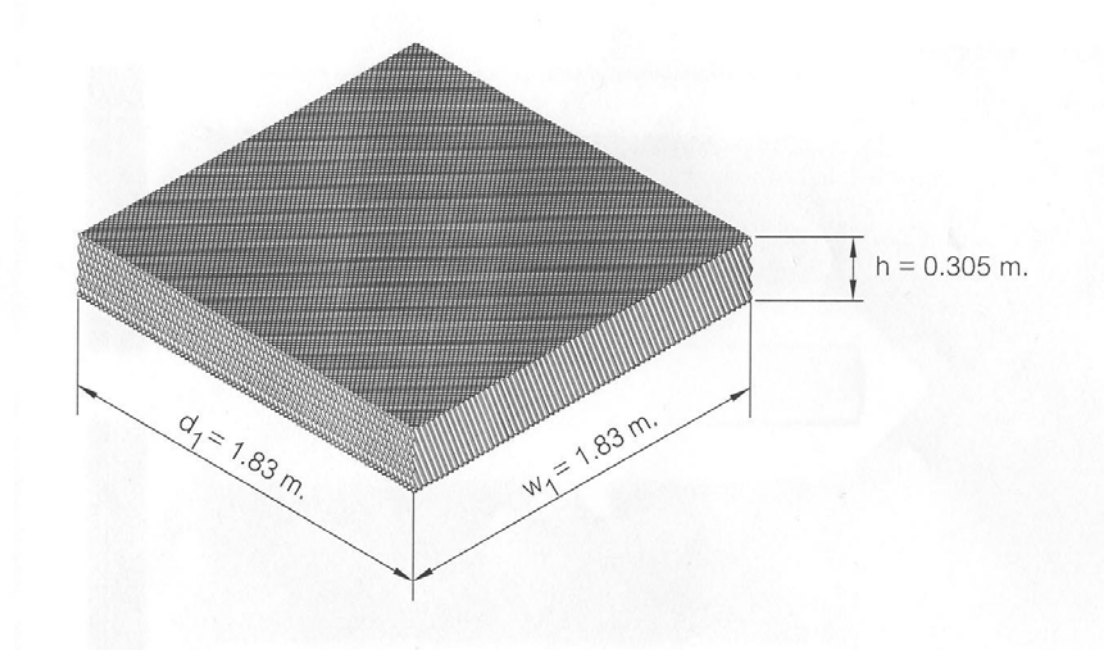
กว้าง = 1.83 m.

ยาว = 1.83 m.

สูง = 0.305 m.

พื้นที่แผงขยายฟิล์มน้ำ 1 แผ่น = $1.83 \times 1.83\ m^2$

= $3.3489\ m^2$



<u>ภาพที่ 13</u> แสดงขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ รุ่น : CF – 1900 – L – 6

ที่มา: Brentwood Industries., Inc. (n.d.)

หาจำนวนแผ่นของแผงขยายฟิล์มน้ำทั้งหมด (N_p)

จากข้อมูลขั้นตอนที่ 1

$A = 70.568\ m^2$

สมการ

$$N_P = \frac{\text{พื้นที่แผงขยายฟิล์มน้ำจากการคำนวณปรับแก้}}{\text{พื้นที่แผงขยายฟิล์มน้ำ 1 แผ่น}}$$

$$= \frac{70.568\,m^2}{3.3489\,m^2}$$

$$= 21 \text{ แผ่น}$$

หาจำนวนแผ่นของแผงขยายฟิล์มน้ำด้านกว้าง ($N_{p,w}$) และด้านยาว ($N_{p,d}$)

เนื่องจากกำหนดแผงขยายฟิล์มน้ำเป็นสี่เหลี่ยมจัตุรัส

สมการ

$$N_{p,w} = N_{p,d} = \sqrt{N_p}$$

$$= \sqrt{21}$$

$$= 4.58 \text{ แผ่น}$$

จะได้

$$= 4.6 \text{ แผ่น}$$

หาขนาดความกว้าง ($W_{sel,p}$) ความยาว ($d_{sel,p}$) ของแผงขยายฟิล์มน้ำจากการเลือก

สมการ

$W_{sel,\,p} = d_{sel,\,p}$ = (จำนวนแผ่น) (ความกว้าง 1 แผ่น)

= (4.6 แผ่น) (1.83 m)

= 8.42 m

หาขนาดพื้นที่แผงขยายฟิล์มน้ำจากการเลือก (A_{sel})

สมการ

A_{sel} = $(W_{sel,p})$ $(d_{sel,p})$

= (8.42 m) (8.42 m)

= 70.896 m^2

หาปริมาตรของแผงขยายฟิล์มน้ำจากการเลือก (V_{sel})

จากข้อมูล ตารางที่ 5

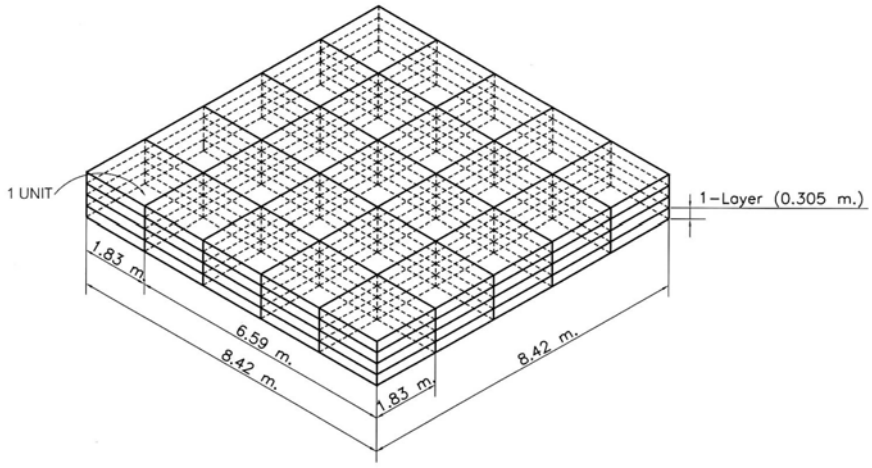
H = 1.22 m.

สมการ

V_{sel} = $(W_{sel,p})$ $(d_{sel,p})$ (H)

= (8.42) (8.42) (1.22) m^3

= 86.5 m^3



<u>ภาพที่ 14</u> แสดงขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำจากการเลือก

<u>ขั้นตอนที่ 3</u> ตรวจสอบความเร็วอากาศผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ ภาระการใช้น้ำ (L') และภาระการใช้อากาศ (G') อยู่ในช่วงแนะนำหรือไม่

หาค่าปริมาณลมผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ ($\dot{\forall}_{fill}$)

จากข้อมูลตารางที่ 4

$G = 179.74$ kg/s

$\upsilon_{avg} = 0.9355$ m^3/kg

สมการ

$$\dot{\forall}_{fill} = (G)(\upsilon_{avg})$$
$$= (179.74 \text{ kg/s})(0.9355 \text{ m}^3/\text{kg})$$
$$= 168.147 \text{ m}^3/\text{s}$$
$$= 10{,}088.82 \text{ m}^3/\text{min}$$

ตรวจสอบค่าความเร็วอากาศผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำจริง ($\nu_{p,act}$)

ความเร็วอากาศผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ ค่าความเร็วอากาศสำหรับทดสอบแผงขยายฟิล์มน้ำที่บริษัทผลิตทดสอบมี 3 ค่า คือ 300, 500 และ 700 ft/min

จากข้อมูลขั้นตอนที่ 2

$A_{sel} = 70.896$ m^2

สมการ

$$\dot{\forall}_{fill} = (\nu_{p,act})(A_{sel})$$
$$\nu_{p,act} = \frac{\dot{\forall}_{fill}}{A_{sel}}$$
$$= \frac{(10{,}088.82 \text{ m}^3/\text{min})(35.3 \text{ ft}^3/\text{min})}{(70.896 \text{ m}^2)(10.7639 \text{ ft}^2)}$$
$$= 466.68 \text{ ft/min}$$

ค่าดังกล่าวอยู่ในช่วงที่แนะนำ

ตรวจสอบภาระการใช้น้ำ (L')

ค่า (L') ควรมีค่า 3.33 ถึง 4.44 $kg/m^2.s$

จากข้อมูลตารางที่ 4 และข้อมูลขั้นตอนที่ 2

สมการ

ภาระการใช้อากาศ (L') $= \frac{L}{A_{sel}}$

$= \frac{239.6}{70.896}\ kg/m^2.s$

$= 3.38\ kg/m^2.s$

$= 5.01\ GPM / ft^2$

ค่าดังกล่าวอยู่ในช่วงที่แนะนำ

ตรวจสอบภาระการใช้อากาศ (G')

ค่า (G') ควรมีค่า 2.22 ถึง 2.78 $kg/m^2.s$

จากข้อมูลตารางที่ 4 และข้อมูลขั้นตอนที่ 2

สมการ

ภาระการใช้อากาศ (G') $= \frac{G}{A_{sel}}$

$= \frac{179.74}{70.896}\ kg/m^2.s$

$= 2.54\ kg/m^2.s$

ค่าดังกล่าวอยู่ในช่วงที่แนะนำ

จากการตรวจสอบค่าต่างๆ อยู่ในช่วงที่แนะนำ ดังนั้น A_{sel} ที่เลือกสามารถใช้ได้

<u>ขั้นตอนที่ 4</u> หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนเชิงปริมาตรของแผงขยายฟิล์มน้ำ (Ka) ในหน่วย kcal/hr.m^3 ต่อผลต่างเอนทัลปี 1 หน่วย

จากข้อมูลของบริษัทผลิตสมการลักษณะเฉพาะด้านการถ่ายโอนความร้อนของแผงขยายฟิล์มน้ำ รุ่น : CF – 1900

สมการ

$$KaV/L = C0^{*} (\nu_{p,act}/500)^{C1} * (L/G)^{(C2+C3*\nu_{p,act}+C4*(L/G)*\nu_{p,act})} *(H/4)^{C5}$$

จากข้อมูลตารางที่ 5 และขั้นตอนที่ 2 และ 3

แทนค่าในสมการ

$$Ka = (L/V)(CO)(\nu_{p,act}/500)^{C1} * (L/G)^{(C2+C3*\nu_{p,act}+C4*(L/G)*\nu_{p,act})} *(H/4)^{C5}$$

โดยที่

C0	=	2.0969
C1	=	0.1080
C2	=	-0.6488
C3	=	0.000206
C4	=	-0.0001244
C5	=	0.7027

จะได้

Ka = 18012.06 kcal / m^3. hr.Δh

ขั้นตอนที่ 5 หาค่าศักย์ขับความร้อนเฉลี่ย โดยวิธีผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อกกาลิทึม (LMED).

จากข้อมูลในตารางที่ 4

$h_{w,1}$ = 43.810 kcal/kg

$h_{w,2}$ = 26.410 kcal/kg

h_1 = 21.995 kcal/kg

h_2 = 35.2551 kcal/kg

สมการ

$$LMED. = \frac{\left(h_w - h\right)_2 - \left(h_w - h\right)_1}{\ln\left[\frac{\left(h_w - h\right)_2}{\left(h_w - h\right)_1}\right]}$$

โดยที่

$(h_w - h)_1$ = ค่า $h_w - h$ ที่ $T = T_2$

$(h_w - h)_2$ = ค่า $h_w - h$ ที่ $T = T_1$

$$LMED = \frac{(43.81 - 35.2551) - (26.41 - 21.995)}{\ln\left[\frac{(43.81 - 35.2551)}{(26.41 - 21.995)}\right]}$$

= 6.258 kcal/kg.

ขั้นตอนที่ 6 หาค่าปริมาตรของแผงขยายฟิล์มน้ำสูงสุด (V_{max})

จากข้อมูลในตารางที่ 4 และขั้นตอนที่ 2, 4 และ 5

โดยปริมาตรของแผงขยายฟิล์มน้ำสูงสุด พิจารณาจากกรณีดังนี้

กรณีที่ 1. ถ้า $V_{sel} > V_1$

จะได้ $V_{max} = V_{sel}$

กรณีที่ 2. ถ้า $V_{sel} < V_1$

จะได้ $V_{max} = V_1$

หาค่าปริมาตรแผงขยายฟิล์มน้ำสูงสุดจากการคำนวณ (V_1)

สมการ

$$V_1 = \frac{\dot{Q}_W}{(Ka)(LMED)}$$

$$= \frac{(8,580,341.52)}{(18,012.06)(6.258)}$$

$$= 76.12 \text{ m}^3$$

จากข้อมูล ขั้นตอนที่ 2

$$V_{sel} = 86.5 \text{ m}^3$$

ดังนั้น

$$V_{sel} > V_1$$

$$V_{max} = V_{sel} = 86.5 \text{ m}^3$$

<u>ขั้นตอนที่ 7</u> แสดงขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำจากการเลือก

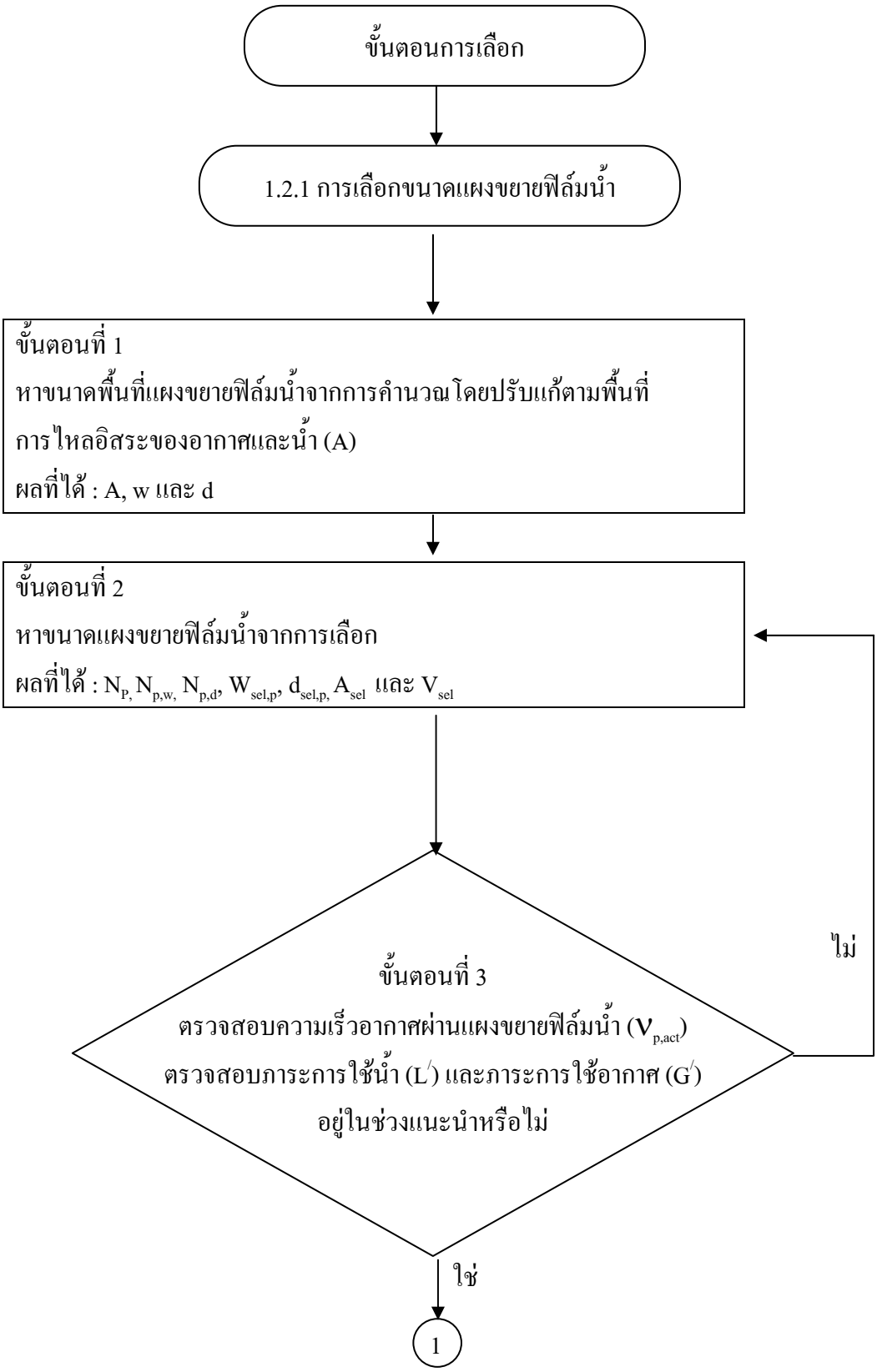
ขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำที่ได้จากการเลือกมีขนาดดังนี้

$w_{sel,p} = 8.42$ m

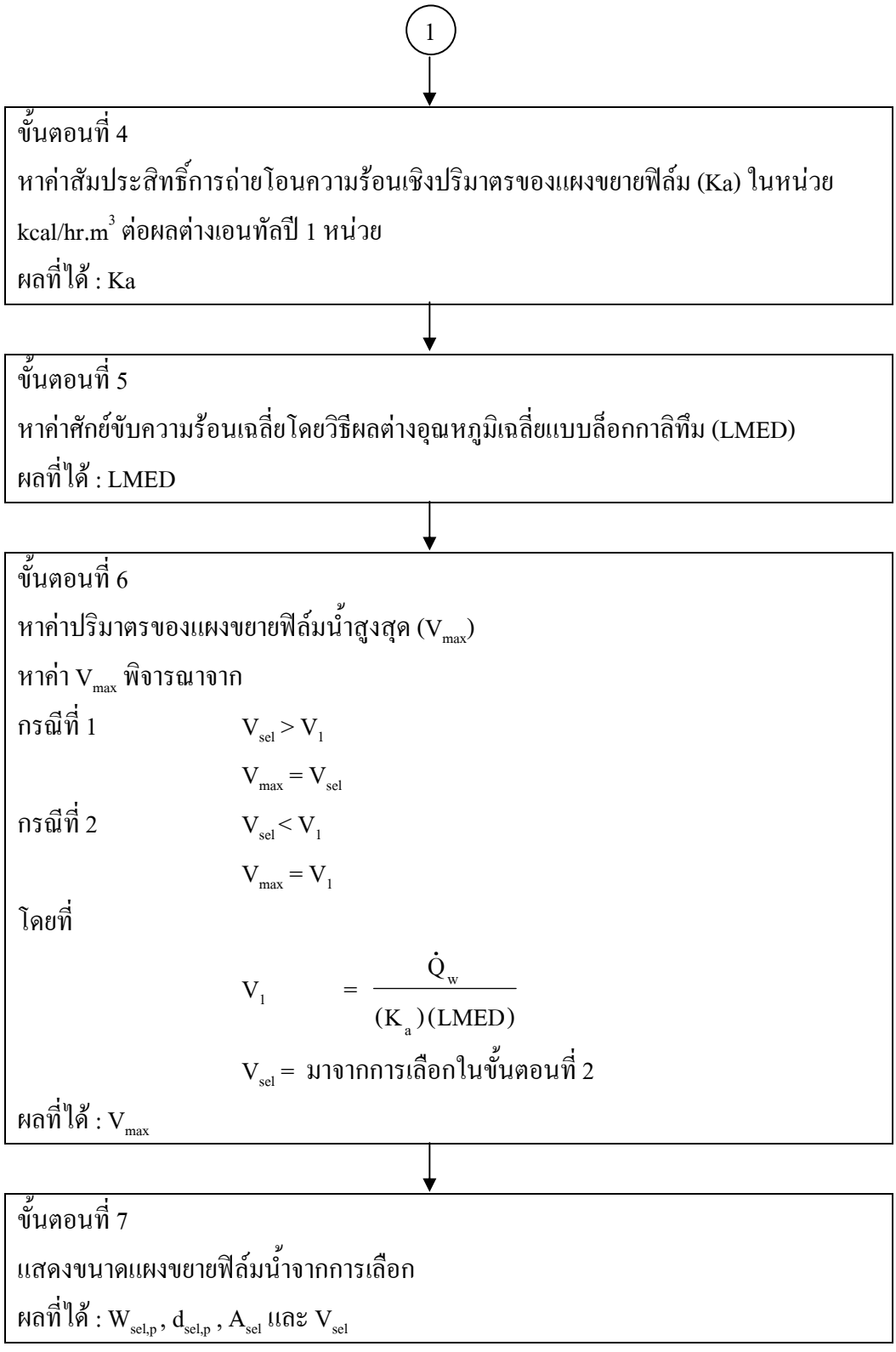
$d_{sel,p} = 8.42$ m

$A_{sel} = 70.896 \text{ m}^2$

$V_{sel} = 86.5 \text{ m}^3$



<u>ภาพที่ 15</u> แผนผังแสดงขั้นตอนการเลือกขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ

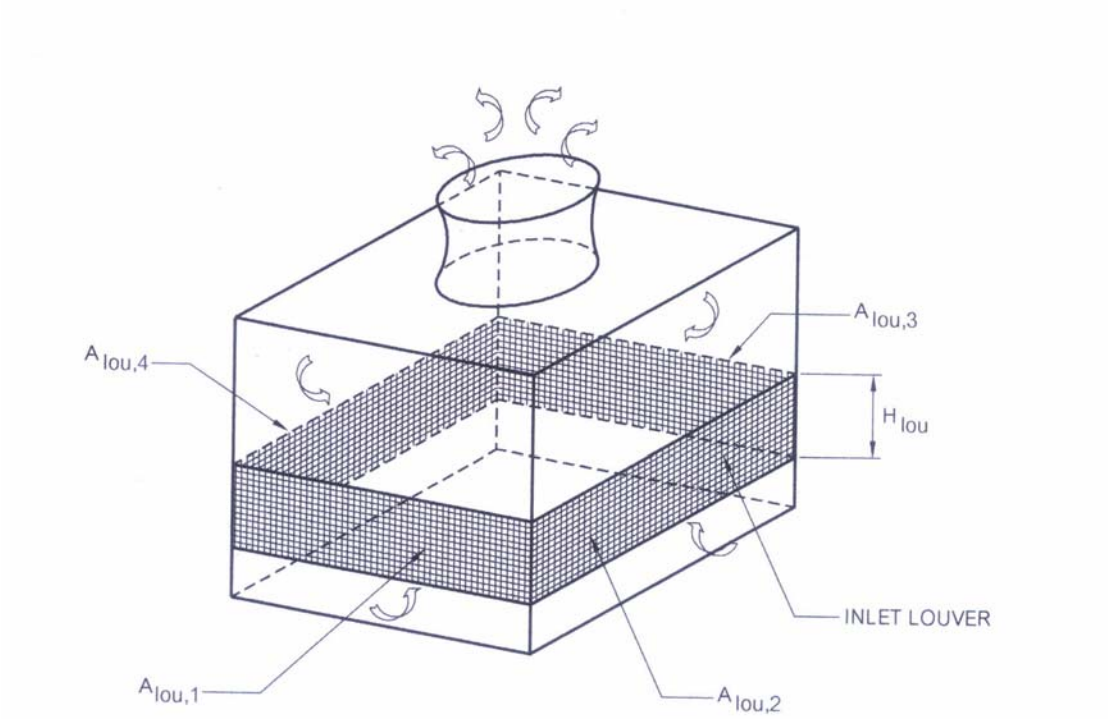

1
ขั้นตอนที่ 4
หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนเชิงปริมาตรของแผงขยายฟิล์ม (Ka) ในหน่วย kcal/hr.m3 ต่อผลต่างเอนทัลปี 1 หน่วย
ผลที่ได้ : Ka
ขั้นตอนที่ 5
หาค่าศักย์ขับความร้อนเฉลี่ยโดยวิธีผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อกกาลิทึม (LMED)
ผลที่ได้ : LMED
ขั้นตอนที่ 6
หาค่าปริมาตรของแผงขยายฟิล์มน้ำสูงสุด (Vmax)
หาค่า Vmax พิจารณาจาก
กรณีที่ 1 Vsel > V1
Vmax = Vsel
กรณีที่ 2 Vsel < V1
Vmax = V1
โดยที่
V1 = Q̇w / (Ka)(LMED)
Vsel = มาจากการเลือกในขั้นตอนที่ 2
ผลที่ได้ : Vmax
ขั้นตอนที่ 7
แสดงขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำจากการเลือก
ผลที่ได้ : Wsel,p, dsel,p , Asel และ Vsel

ภาพที่ 15 (ต่อ)

1.2.2 การเลือกขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้า

การเลือกขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้ามีขั้นตอนดังนี้

<u>ขั้นตอนที่ 1</u> หาขนาดความสูงบานเกล็ดช่องลมทางเข้า (H_{lou})



<u>ภาพที่ 16</u> แสดงบริเวณบานเกล็ดช่องลมทางเข้าอากาศของหอทำน้ำเย็นชนิดลมดูดแบบไหลสวนทาง

จากภาพที่ 16

$A_{lou,1}$, $A_{lou,2}$, $A_{lou,3}$ และ$A_{lou,4}$ = พื้นที่บานเกล็ดช่องลมทางเข้าในแต่ละด้าน , m^2

$= (d_{lou})\ (H_{lou})\ m^2$

โดยที่

d_{lou} = ความยาวของบานเกล็ดช่องลมทางเข้าในแต่ละด้าน, m

H_{lou} = ความสูงของบานเกล็ดช่องลมทางเข้าในแต่ละด้าน, m

หาขนาดความสูงบานเกล็ดช่องลมทางเข้า (H_{lou})

เลือกจำนวนด้านบานเกล็ดช่องลมทางเข้าหอทำน้ำเย็น (N_{lou}) = 4 ด้าน

จากข้อมูลตารางที่ 4 และขั้นตอนที่ 2 ในส่วนข้อ 1.2.1และภาคผนวก ฐ

d_{lou} = $d_{sel,p}$

= 8.42 m

A_{lou} = 42.5 m^2

สมการ

$A_{lou} = (d_{lou})(H_{lou})(N_{lou})$

$$H_{lou} = \frac{A_{lou}}{(d_{lou})(N_{lou})}$$

$$= \frac{(42.5\,m^2)}{(8.42\,m)(4\,ด้าน)}$$

= 1.26 m

<u>ขั้นตอนที่ 2</u> หาขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้าจากการเลือก

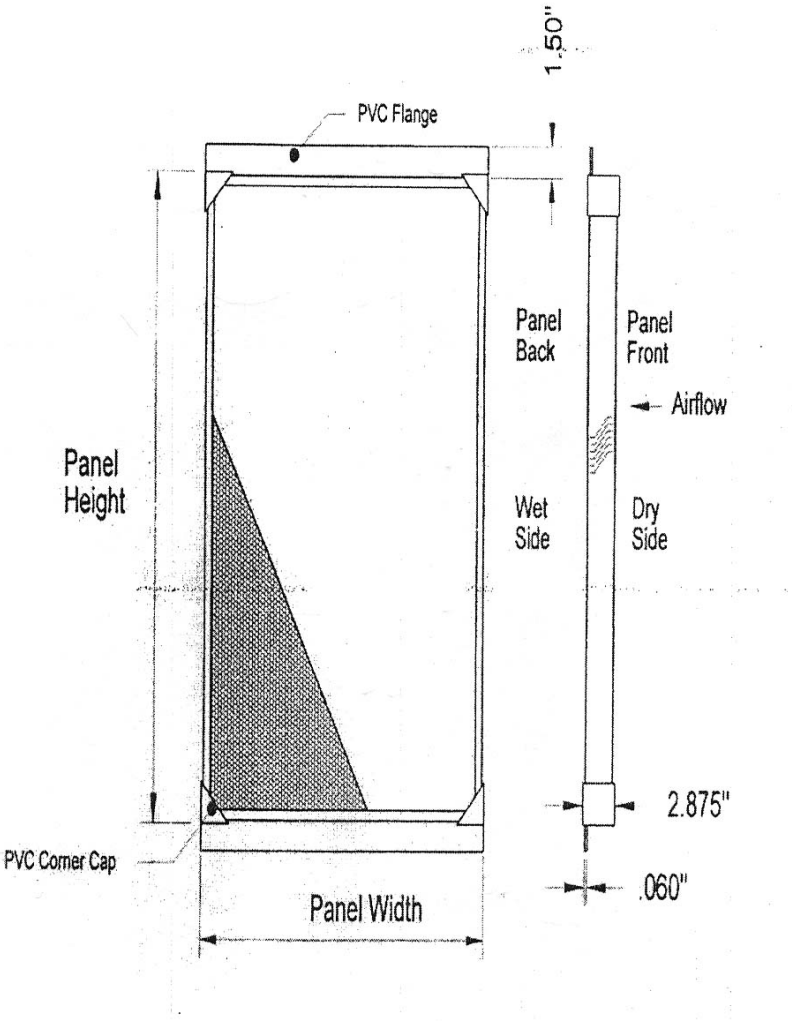
สำหรับการหาขนาดบานเกล็ด ช่องลมทางเข้าจากการเลือกจะหาค่าต่างๆ โดยการหา จำนวนแผ่นที่ต้องใช้ทั้งหมด ซึ่งพื้นที่แผ่นพิจารณาจากขนาดที่มีจำหน่ายในท้องตลาด โดยมีลำดับดังต่อไปนี้

ขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้า รุ่น : CL – 100

ที่เลือกไว้จากภาคผนวก ฌ ตารางภาคผนวกที่ 5 มีขนาดดังนี้

ขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้า 1 แผ่น

สูง (Panel Height)	=	0.305 m
กว้าง (Panel Width)	=	0.305 m
หนา (Thickness)	=	0.0635 m
พื้นที่บานเกล็ดช่องลมทางเข้า 1 แผ่น	=	0.305×0.305 m^2
	=	0.093 m^2



<u>ภาพที่ 17</u> แสดงขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้า รุ่น : CL-100

ที่มา: Brentwood Industries., Inc. (n.d.)

เนื่องจากจำนวนด้านบานเกล็ดช่องลมทางเข้าหอทำน้ำเย็นที่เลือกมีทั้งหมด 4 ด้าน โดยพื้นที่ของบานเกล็ดช่องลมทางเข้าในแต่ละด้านมีขนาดเท่ากัน ดังนั้นในการพิจารณาหาจำนวนแผ่นบานเกล็ดช่องลมทางเข้าด้านกว้าง ($N_{lou,d}$) และด้านสูง ($N_{lou,H}$) ในแต่ละด้านสามารถคำนวณหาค่าดังกล่าวเพียง 1 ด้าน เพราะค่าดังกล่าวมีขนาดเท่ากันในทุกด้านโดยมีรายละเอียดดังนี้

หาจำนวนแผ่นบานเกล็ดช่องลมทางเข้าด้านกว้าง ($N_{lou,d}$)

สมการ

$$N_{lou,d} = \frac{\text{ความกว้างบานเกล็ดช่องลมทางเข้า 1 ด้าน}}{\text{ความกว้างบานเกล็ดช่องลมทางเข้า 1 แผ่น}}$$

$$= \frac{8.42\,\text{m}}{0.305\,\text{m}}$$

$$= 27 \text{ แผ่น}$$

หาจำนวนแผ่นบานเกล็ดช่องลมทางเข้าด้านสูง ($N_{lou,H}$)

สมการ

$$N_{lou,H} = \frac{\text{ความสูงบานเกล็ดช่องลมทางเข้า 1 ด้าน}}{\text{ความสูงบานเกล็ดช่องลมทางเข้า 1 แผ่น}}$$

$$= \frac{1.26\,\text{m}}{0.305\,\text{m}}$$

$$= 4.13 \text{ แผ่น}$$

$$= 4.5 \text{ แผ่น}$$

หาจำนวนแผ่นบานเกล็ดช่องลมทางเข้า 1 ด้าน ($N_{lou,1}$)

สมการ

$N_{lou,1}$ = ($N_{lou,d}$) ($N_{lou,H}$)

= (27) (4.5) แผ่น

= 121.5 แผ่น

หาจำนวนแผ่นบานเกล็ดช่องลมทางเข้าทั้งหมดจากการเลือก ($N_{lou,all}$)

สมการ

$N_{lou,all}$ = (N_{lou}) (4 ด้าน)

= (121.5 แผ่น) (4 ด้าน)

= 486 แผ่น

หาพื้นที่บานเกล็ดช่องลมทางเข้าทั้งหมดจากเลือก ($A_{lou,sel}$)

สมการ

$A_{lou,sel}$ = ($N_{lou,all}$) (พื้นที่บานเกล็ดชองลมทางเข้า 1 แผ่น)

= (486 แผ่น) (0.093 m^2)

= 45.2 m^2

เหตุผลที่ต้องหาจำนวนแผ่นแยกในแต่ละด้านของบานเกล็ดช่องลมเข้าหอทำน้ำเย็น เพื่อที่จะทราบว่าในการติดตั้งจำนวนแผ่นให้มีขนาดพอดี ควรเพิ่มจำนวนแผ่นทางด้านความยาวหรือด้านความสูง

<u>ขั้นตอนที่ 3</u> ตรวจสอบความเร็วอากาศผ่านบานเกล็ดช่องลมทางเข้า

หาปริมาณลมผ่านบานเกล็ดช่องลมทางเข้า ($\dot{\forall}_{lou}$)

จากข้อมูลตารางที่ 5

G = 179.74 kg/s

สมการ

υ_{in} = 0.915 m^3/kg

$\dot{\forall}_{lou}$ = $(G)(\upsilon_{in})$

= $(179.74\ kg/s)(0.915\ m^3/kg)$

= $164.462\ m^3/s$

= $9{,}867.72\ m^3/min$

ตรวจสอบความเร็วอากาศผ่านบานเกล็ดช่องลมทางเข้าจริง ($\nu_{lou,act}$)

ความเร็วอากาศผ่านบานเกล็ดช่องลมทางเข้าแนะนำค่าออกแบบในช่วงระหว่าง 700 ถึง 900 ft/min

สมการ

$$\dot{\forall}_{lou} = (\nu_{lou,act})(A_{lou,sel})$$

$$\nu_{lou,act} = \frac{\dot{\forall}_{lou}}{A_{lou,sel}}$$

$$= \frac{9867.72 m^3/min}{45.2 m^2}$$

= $218.31\ m/min$

= $716.06\ ft/min$

ค่าดังกล่าวอยู่ในช่วงแนะนำค่าออกแบบพื้นที่บานเกล็ดช่องลมทางเข้าที่เลือกสามารถใช้ได้

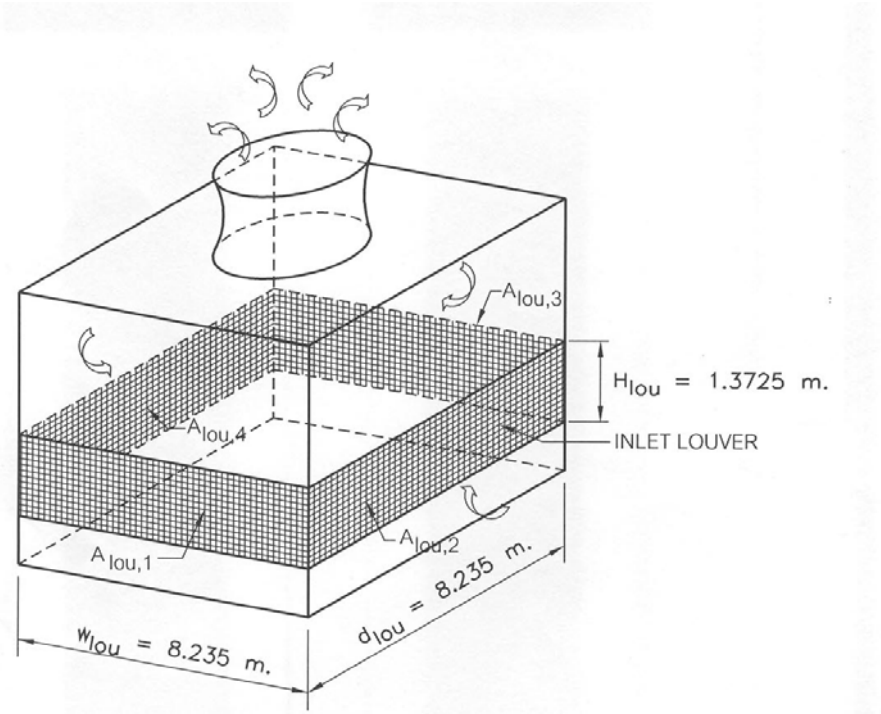
<u>ขั้นตอนที่ 4</u> แสดงขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้าจากการเลือก

ขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้าที่ได้จากการเลือกมีขนาดดังนี้

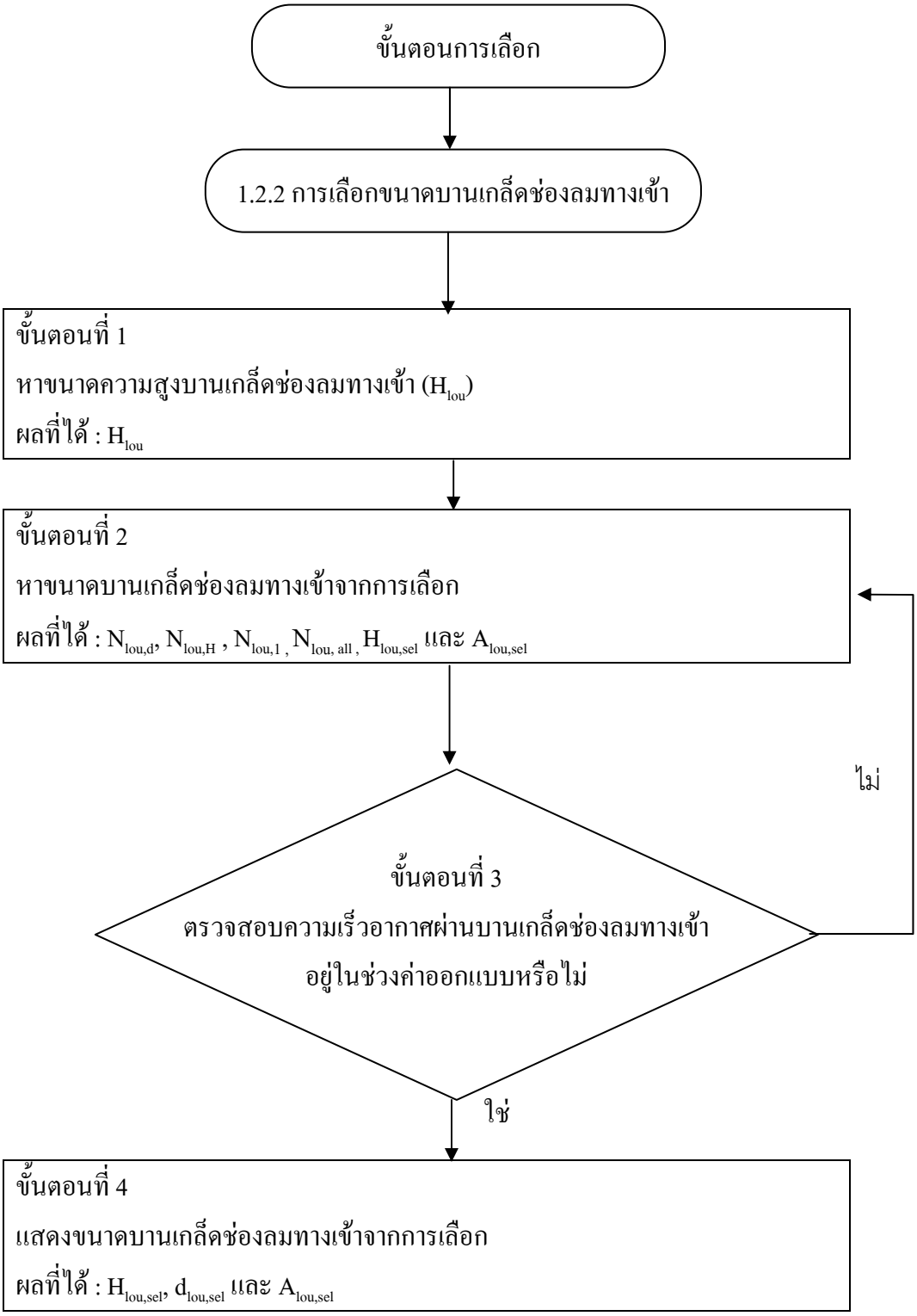
$H_{lou,sel}$ = 1.3725 m

$d_{lou,sel}$ = 8.42 m

$A_{lou,scl}$ = $45.2\ m^2$



<u>ภาพที่ 18</u> แสดงขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้าอากาศหอทำน้ำเย็นจากการเลือก



ภาพที่ 19 แผนผังแสดงขั้นตอนการเลือกขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้า

1.2.3 การเลือกขนาดแผงกันละอองน้ำ

การเลือกขนาดแผงกันละอองน้ำมีขั้นตอนดังนี้

ขั้นตอนที่ 1 หาขนาดแผงกันละอองน้ำจากการเลือก

สำหรับการหาขนาดแผงกันละอองน้ำจากการเลือกจะหาค่าต่างๆ โดยการหาจำนวนแผ่นที่ต้องใช้ทั้งหมด ซึ่งพื้นที่แผ่นพิจารณาจากขนาดที่มีจำหน่ายในท้องตลาด โดยมีลำดับดังต่อไปนี้

ขนาดแผงกันละอองน้ำ รุ่น : DE – 097

ที่เลือกไว้จากภาคผนวก ฌ ตารางภาคผนวกที่ 6 มีขนาดดังนี้

ขนาดแผงกันละอองน้ำ 1 แผ่น

กว้าง	=	0.590 m
ยาว	=	0.457 m
หนา	=	0.121 m
พื้นที่แผงกันละอองน้ำ 1 แผ่น	=	0.59×0.457 m^2
	=	0.26963 m^2

หาขนาดแผงกันละอองน้ำจากการคำนวณโดยการปรับแก้

ขนาดแผงกันละอองน้ำ จากการคำนวณปรับแก้ มีขนาดต่างๆ เท่ากับขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำจากการเลือก โดยมีขนาดต่างๆ ดังนี้

กว้าง (w_{diff})	=	8.42 m
ยาว (d_{diff})	=	8.42 m
พื้นที่ (A_{diff})	=	70.896 m^2

หาจำนวนแผ่นแผงกันละอองน้ำทั้งหมดจากการเลือก ($N_{p,diff}$)

สมการ

$$N_{p,diff} = \frac{\text{พื้นที่ภาคตัดขวางของแผงกันละอองน้ำจากการคำนวณปรับแก้}}{\text{พื้นที่ภาคตัดขวางของแผงกันละอองน้ำ 1 แผ่น}}$$

$$= \frac{70.896\,m^2}{0.26963\,m^2}$$

$$= 263 \text{ แผ่น}$$

โดยใช้จำนวนแผงกันละอองน้ำ รุ่น : DE – 097

จำนวน 263 แผ่น

หาขนาดพื้นที่ภาคตัดขวางแผงกันละอองน้ำจากการเลือก ($A_{diff,sel}$)

สมการ

$A_{diff,sel}$ = ($N_{p,diff}$) (พื้นที่แผงกันละอองน้ำ 1 แผ่น)

= (263) (0.26963) m^2

= 70.896 m^2

หาขนาดความกว้าง ($W_{diff,sel}$) และความยาว ($d_{diff,sel}$) แผงกันละอองน้ำจากการเลือก

สมการ

$A_{diff,sel}$ = ($W_{diff,sel}$) ($d_{diff,sel}$)

เนื่องจากกำหนดหอทำน้ำเย็นเป็นรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส

ดังนั้น

สมการ

$W_{diff,sel}$ = $d_{diff,sel}$ = $\sqrt{A_{diff,sel}}$

= $\sqrt{70.896}$

= 8.42 m

<u>ขั้นตอนที่ 2</u> ตรวจสอบความเร็วอากาศผ่านแผงกันละอองน้ำจากการเลือก ($\dot{\forall}_{diff}$)

ความเร็วอากาศผ่านแผงกันละอองน้ำแนะนำค่าออกแบบในช่วง 300 ถึง 800 ft/min

จากข้อมูลตารางที่ 4

$$\dot{\forall}_{diff} = \dot{\forall}_{a}$$
$$= 10{,}309.8\ m^3/min$$

สมการ

$$\dot{\forall}_{diff} = (\nu_{diff})(A_{diff,sel})$$

$$\nu_{diff} = \frac{\dot{\forall}_{diff}}{A_{diff,sel}}$$

$$= \frac{(10{,}309.8 m^3/min)(35.3 ft^3/min)}{(70.896 m^2)(10.7639 ft^2)}$$

$$= 477\ ft/min$$

ค่าดังกล่าวอยู่ในช่วงค่าแนะนำออกแบบพื้นที่แผงกันละอองน้ำจากการเลือกสามารถใช้ได้

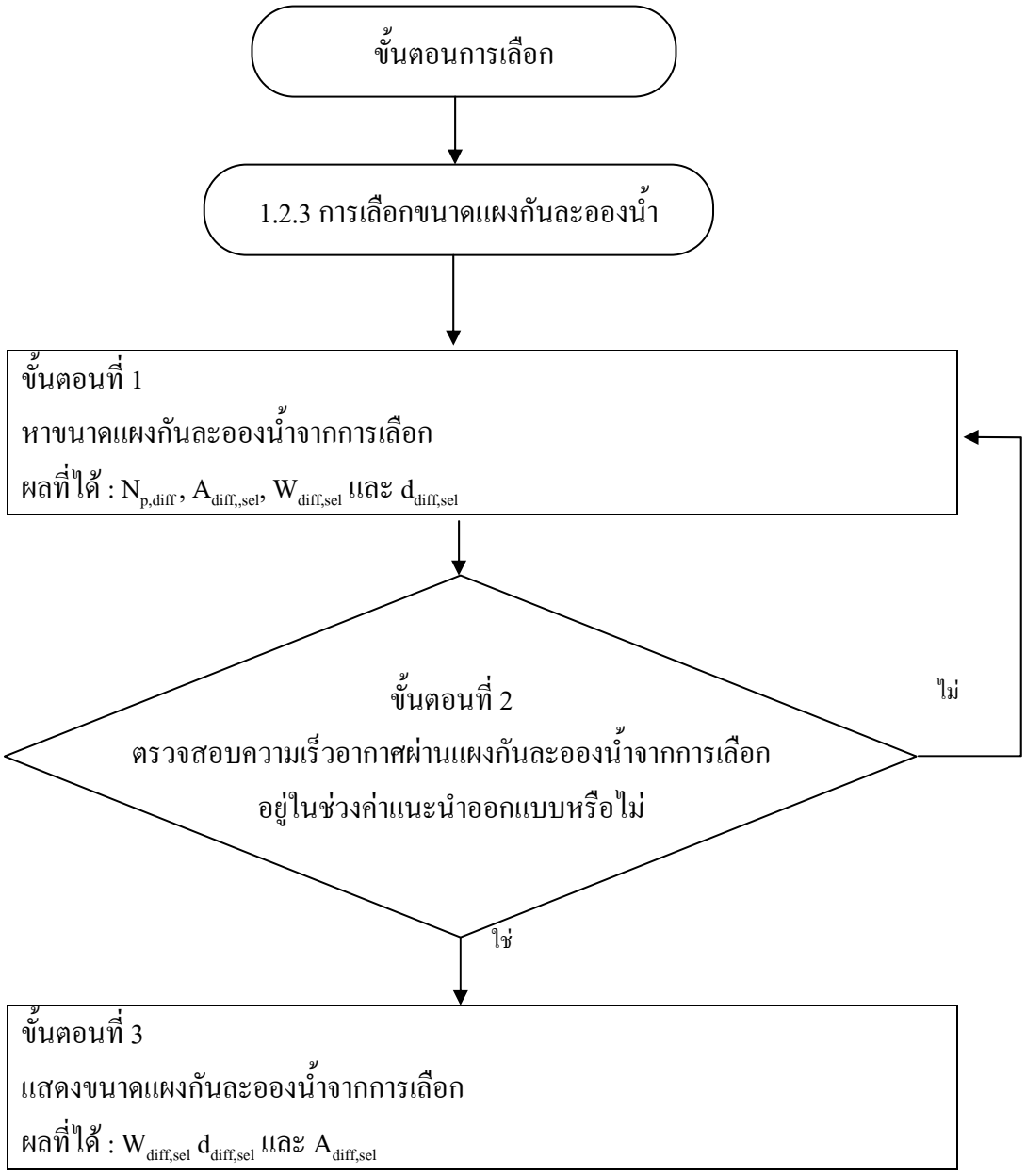
<u>ขั้นตอนที่ 3</u> แสดงขนาดแผงกันละอองน้ำจากการเลือก

ขนาดแผงกันละอองน้ำที่ได้จากการเลือกมีขนาดดังนี้

กว้าง ($w_{diff,sel}$) = 8.42 m

ยาว ($d_{diff,sel}$) = 8.42 m

พื้นที่ ($A_{diff,sel}$) = 70.896 m^2



<u>ภาพที่ 20</u> แผนผังแสดงขั้นตอนการเลือกขนาดแผงกันละอองน้ำ

ตารางที่ 5 สรุปการหาขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ, บานเกล็ดช่องลมทางเข้าและแผงกันละอองน้ำ

ลำดับ	รายละเอียด	ข้อมูลจากการคำนวณ	ข้อมูลที่เพิ่มค่าตัวประกอบความปลอดภัย 5 เปอร์เซ็นต์	ข้อมูลจากการเลือก
1.1	ขนาดแผงขยายฟิล์มน้ำ			
	พื้นที่ภาคตัดขวางของแผงขยายฟิล์มน้ำ (m^2)	66.2	69.51	70.896
	ปริมาตร (m^3)	80.764	84.8	86.50
	ความเร็วของอากาศผ่านแผงขยายฟิล์มน้ำ (ft/min)	500	476	466.68
	ความกว้าง (m)	8.14		8.42
	ความยาว (m)	8.14		8.42
	ความสูง (m)	1.22		1.22
1.2	ขนาดบานเกล็ดช่องลมทางเข้า			
	พื้นที่ (m^2)	40.47	42.5	45.2
	ความเร็วของอากาศผ่านบานเกล็ด (ft/min)	800	761.6	716.27
	ความกว้าง (m)	8.42		8.42
	ความสูง (m)	1.26		1.3725
1.3	ขนาดแผงกันละอองน้ำ			
	พื้นที่ภาคตัดขวางของแผงกันละอองน้ำ (m^2)	66.2	69.51	70.896
	ความเร็วของอากาศผ่านแผงกันละอองน้ำ (ft/min)	511.02	486.4	477
	ความกว้าง (m)	8.14		8.42
	ความยาว (m)	8.14		8.42
	ความสูง (m)	0.121		0.121