

บทที่ 5

ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลการทดสอบ

ในบทนี้จะได้กล่าวถึงผลการทดสอบและวิเคราะห์ผลการทดสอบของระบบทำความเย็นด้วยสูญญากาศโดยใช้หัวฉีดไอน้ำ ที่ได้ทำการออกแบบและสร้างขึ้น ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

5.1 การวิเคราะห์ผลการทดสอบการลดความดันของหัวฉีดไอน้ำ

การออกแบบหัวฉีดไอน้ำสำหรับงานวิจัยนี้ ได้ยึดแนวทางการออกแบบหัวฉีดไอน้ำของ Power R.B. (16) เพื่อใช้ในการคำนวณหาปริมาณไอน้ำที่ต้องการในแต่ละสแตจ ตามอัตราส่วนการอัดที่ออกแบบ แล้วนำข้อมูลไปคำนวณหาขนาดต่าง ๆ ของหัวฉีดไอน้ำ สำหรับลักษณะรูปร่างภายในได้ยึดตามค่าการออกแบบหัวฉีดไอน้ำที่ผู้ผลิตนิยมใช้ การทดสอบนี้จะสนใจเฉพาะผลของการสร้างสูญญากาศที่ภาระอากาศแห้งด้านดูด ซึ่งได้จากการวัดความดันด้านดูดและด้านจ่ายของแต่ละสแตจ เพื่อนำไปเขียนกราฟแสดงเส้นสมรรถนะของหัวฉีดไอน้ำ และทดสอบหาประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำที่จุดออกแบบ

5.1.1 การลดความดันของหัวฉีดไอน้ำ

ในการทดสอบการลดความดันของหัวฉีดไอน้ำที่ออกแบบในแต่ละสแตจนี้จะต้องทำการทดสอบหาตำแหน่งของหัวฉีดที่เหมาะสม ที่ติดตั้งอยู่ภายในหัวฉีดไอน้ำเพื่อหาความสามารถในการสร้างสูญญากาศที่ดีที่สุดของแต่ละสแตจ การทดสอบจะใช้อากาศที่บรรยากาศเป็นภาระด้านดูดของแต่ละสแตจ ซึ่งได้ปรับเปลี่ยนเป็นอากาศแห้งที่แสดงอยู่ในตาราง ก.1 ภาคผนวก ก สามารถวิเคราะห์ผลการทดสอบได้ดังนี้

ก. การทดสอบหาตำแหน่งหัวฉีดที่เหมาะสม ในการสร้างสูญญากาศของหัวฉีดไอน้ำแต่ละสแตจพบว่า ตำแหน่งหัวฉีดระหว่างปลายหัวฉีดกับปากกรวยของเวนจูรี ที่สามารถสร้างสูญญากาศได้ดีที่สุดของหัวฉีดไอน้ำสแตจที่ 1 และ 2 เท่ากับ 1.5 mm และสแตจที่ 3 เท่ากับ 3 mm โดยเป็นไปตามคำกล่าวของ Keenan et al. (13) คือ ตำแหน่งการติดตั้งหัวฉีดจะมีผลต่อการสร้างสูญญากาศ ซึ่งไม่มีตำแหน่งที่แน่นอน แต่จะขึ้นอยู่กับผลการทดสอบหาตำแหน่งที่เหมาะสมกับภาระทางด้านดูดของแต่ละสแตจ

ข. ผลการทดสอบในตาราง ก.1 และตาราง ก.2 ภาคผนวก ก พบว่าหัวฉีดไอน้ำแต่ละสแตจสามารถสร้างสูญญากาศได้ต่ำกว่าค่าที่ออกแบบไว้มาก เนื่องจากออกแบบให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีดของหัวฉีดไอน้ำแต่ละสแตจ มีขนาดน้อยกว่าค่าที่ได้จากการคำนวณ ในสมการที่ 2.9 เพราะว่าจะมีข้อจำกัดเกี่ยวกับขนาดมาตรฐานของอุปกรณ์ที่ใช้ในการสร้างหัวฉีด ที่มีลักษณะรูปร่างแบบลูเข้า - บานออก ซึ่งอัตราการไหลของไอน้ำสูงสุดที่ผ่านคอคอดหัวฉีดจะขึ้นอยู่กับสภาวะทางเข้าอย่างเดียวน ตามรูปสมการที่ 2.17 แต่การทดสอบนี้จะกำหนดให้สภาวะทางเข้าหัวฉีดเป็นไอน้ำแห้งอิ่มตัวที่ความดันแก๊ส 10 bar อุณหภูมิ 184°C คงที่ทั้งสามสแตจ ดังนั้นอัตราการไหลสูงสุดของหัวฉีดไอน้ำจึงขึ้นอยู่กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีดเป็นสำคัญ จึงทำให้ความดันของไอน้ำที่ออกจากหัวฉีดต่ำลงขณะที่ความเร็วสูงมากกว่าปกติ และทำให้ความเร็วการผสมของกระแสของไหลทั้งสองที่ออกจากตัวกระจายแต่ละสแตจมีค่าสูงมาก ทำให้การเปลี่ยนพลังงานความเร็วเป็นความดันได้น้อยลง โดยจะสังเกตเห็นได้จากการวัดความดันและอุณหภูมิมีค่าต่ำ และจะได้ยินเสียงที่ทางออก

ของสแตงที่ 3 ดังมาก ซึ่งจะทำให้ความดันด้านดูดและด้านจ่ายของหัวฉีดไอน้ำแต่ละสแตงต่ำกว่าค่าที่ออกแบบไว้ ซึ่งจะเห็นได้ชัดเจนจากสแตงที่ 2 และ 3 จากการที่หัวฉีดไอน้ำสแตงที่ 3 ออกแบบให้จ่ายออกที่ความดันบรรยากาศภายนอก สามารถสร้างสูญญากาศได้ต่ำกว่าค่าที่ออกแบบไว้มากจึงทำให้สแตงที่ 1 และ 2 ซึ่งค่อนุกรมกัน สามารถสร้างสูญญากาศได้ต่ำกว่าค่าที่ออกแบบไว้ด้วยเช่นกัน และจะมีไอน้ำเกาะอยู่บริเวณทางเข้าเวนจูรี ดังแสดงในรูป 5.1



รูป 5.1 แสดงไอน้ำเกาะที่เวนจูรีของหัวฉีดไอน้ำสแตงที่ 1 และ 2

และจากผลการทดสอบหัวฉีดไอน้ำ ยังพบว่าความสามารถในการสร้างสูญญากาศในแต่ละสแตงจะไม่ขึ้นอยู่กับความดันบรรยากาศ เช่น ความดันบรรยากาศ 748 torr (0.998 bar) และ 745 torr (0.993 bar) ทดสอบที่ภาระอากาศแห้ง 0 kg/h (ปิด) ค่าความดันสูญญากาศที่อ่านจากเกจวัดของความดันด้านดูด (P_{sd}) เท่ากับ -0.996 bar และ -0.991 bar มีความดันสมบูรณ์ของด้านดูดเท่ากับ 0.002 bar หรือ 1.5 torr เท่ากัน ดังแสดงในรูป 5.2 และรูป 5.3 ที่ภาระของอากาศแห้งอื่น ๆ ก็จะมีลักษณะเช่นเดียวกัน ความสามารถในการสร้างสูญญากาศจะขึ้นอยู่กับสภาวะของไอน้ำที่เข้าหัวฉีด ถ้าเปลี่ยนไปจากค่าของการออกแบบ จะทำให้ความสามารถในการสร้างสูญญากาศเปลี่ยนไปด้วย

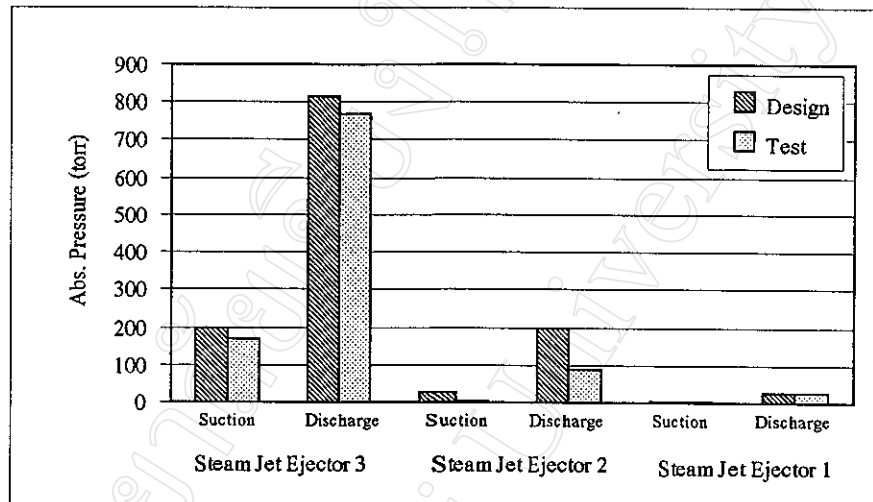


รูป 5.2 แสดงค่าความดันสูญญากาศด้านดูด -0.996 bar

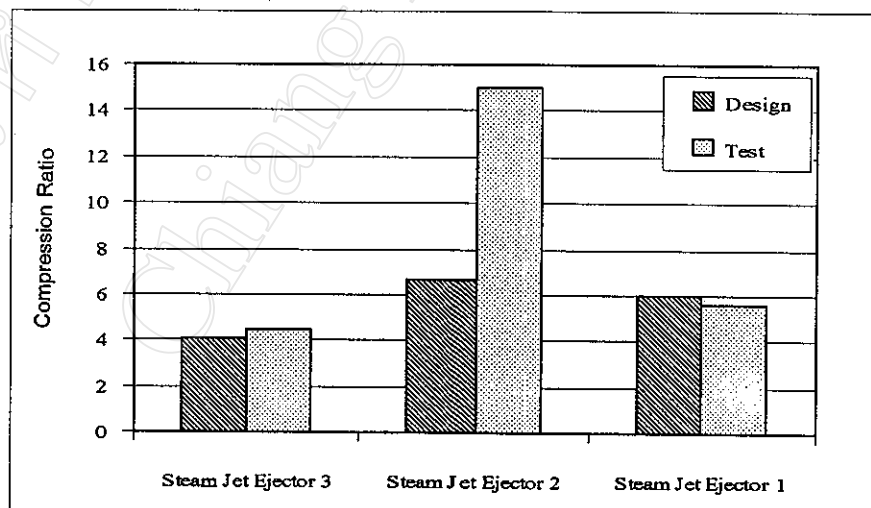


รูป 5.3 แสดงค่าความดันสูญญากาศด้านดูด -0.991 bar

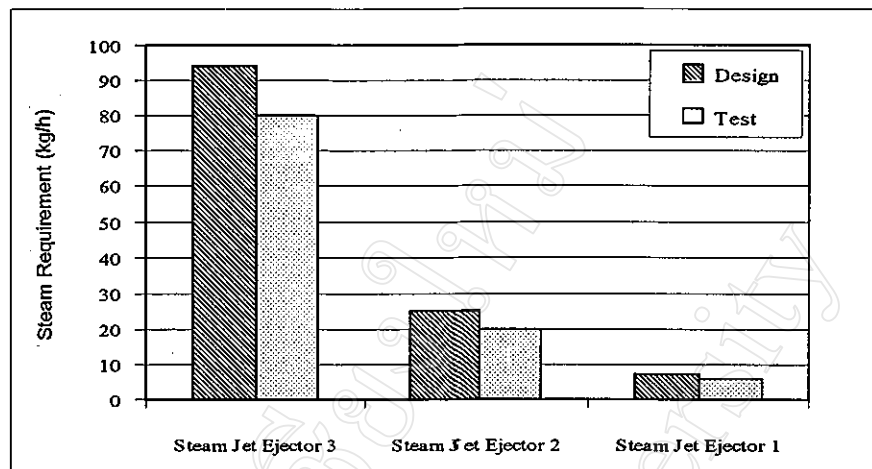
เมื่อพิจารณาผลการทดสอบการลดความดันของหัวฉีดไอน้ำแต่ละสแตจตามภาวะอากาศแห้งที่จุดออกแบบ (Design Point) โดยแสดงผลการเปรียบเทียบค่าของการออกแบบกับค่าที่ได้จากการทดสอบในรูปแบบของกราฟจากตาราง ค.4 ของหัวฉีดไอน้ำสแตจที่ 1, 2 และ 3 ดังแสดงในรูป 5.4, 5.5 และ 5.6 สามารถสรุปผลได้ดังนี้



รูป 5.4 กราฟแสดงผลการเปรียบเทียบความดันด้านดูดและด้านจ่าย
สมบูรณ์ที่จุดออกแบบกับค่าที่ได้จากการทดสอบ



รูป 5.5 กราฟแสดงผลการเปรียบเทียบอัตราส่วนการอัดที่จุดออกแบบกับ
ค่าที่ได้จากการทดสอบ



รูป 5.6 กราฟแสดงผลการเปรียบเทียบปริมาณไอน้ำที่ต้องการที่จุดออกแบบ
กับค่าที่ได้จากการทดสอบ

หัวฉีดไอน้ำสเตจที่ 3 มีความดันสมรรถนะด้านจุดที่จุดออกแบบ ที่ภาระของอากาศแห้งด้านจุด 37 kg/h สร้างสูญญากาศได้ 171 torr ต่ำกว่าค่าความดันด้านจุดที่ออกแบบไว้ 14.5 % แล้วจ่ายออกที่บรรยากาศ ความดันสมรรถนะด้านจ่าย 768 torr ต่ำกว่าค่าความดันด้านจ่ายที่ออกแบบ 5.54 % จะมีอัตราส่วนการอัดเท่ากับ 4.49 สูงกว่าที่ออกแบบไว้ 9.49 % และมีปริมาณไอน้ำที่ใช้จริงเท่ากับ 80 kg/h ซึ่งต่ำกว่าค่าออกแบบทางทฤษฎี 14.89 %

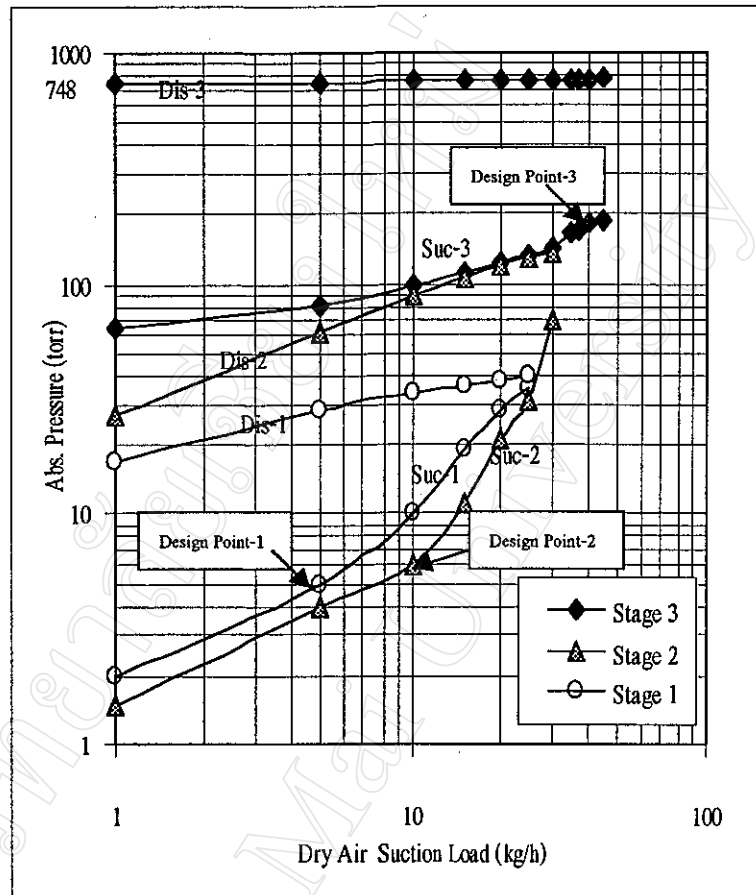
หัวฉีดไอน้ำสเตจที่ 2 มีความดันสมรรถนะด้านจุดที่จุดออกแบบ ที่ภาระของอากาศแห้งด้านจุด 10 kg/h สร้างสูญญากาศได้ 6 torr ต่ำกว่าค่าความดันด้านจุดที่ออกแบบไว้ 80 % ความดันสมรรถนะด้านจ่าย 90 torr ต่ำกว่าค่าความดันด้านจ่ายที่ออกแบบ 55 % จะมีอัตราส่วนการอัดเท่ากับ 15 สูงกว่าที่ออกแบบไว้ 55.55 % และปริมาณไอน้ำที่ใช้จริงเท่ากับ 20 kg/h ซึ่งต่ำกว่าค่าออกแบบทางทฤษฎี 20 %

หัวฉีดไอน้ำสเตจที่ 1 มีความดันสมรรถนะด้านจุดที่จุดออกแบบ ที่ภาระของอากาศแห้งด้านจุด 5 kg/h สร้างสูญญากาศได้ 5 torr เท่ากับค่าออกแบบ ความดันสมรรถนะด้านจ่าย 28 torr ต่ำกว่าค่าความดันด้านจ่ายที่ออกแบบไว้ 6.67 % จะมีอัตราส่วนการอัดเท่ากับ 5.6 ต่ำกว่าที่ออกแบบไว้ 6.67 % และมีปริมาณไอน้ำที่ใช้จริงเท่ากับ 6 kg/h ซึ่งต่ำกว่าค่าออกแบบทางทฤษฎี 14.28 %

เนื่องจากงานวิจัยที่ผ่านมายังไม่มีการศึกษาผลของการออกแบบหัวฉีดไอน้ำทั้งสามสเตจที่ต่อเนื่องกันโดยตรง ดังนั้นการศึกษานี้จึงใช้เป็นแนวทางของการศึกษาต่อไป

สรุปผลได้ว่า หัวฉีดไอน้ำที่ออกแบบและสร้างขึ้นตามแนวทางการออกแบบของ Power R.B. (16) แต่ละลักษณะรูปร่างภายในจะยึดตามค่าต่าง ๆ ที่ผู้ผลิตนิยมใช้ออกแบบ ทดสอบโดยใช้อากาศแห้งแทนภาระของไอน้ำด้านจุด พบว่าหัวฉีดไอน้ำสเตจที่ 1 และ 2 มีระยะห่างของปลายหัวฉีดกับปากกรวยเวนจูรีเท่ากับ 1.5 mm และสเตจที่ 3 เท่ากับ 3 mm สามารถลดความดันด้านจุดที่จุดออกแบบได้ต่ำกว่าค่าที่ใช้ออกแบบในทางทฤษฎีเท่ากับ 0 % , 80 % และ 14.5 % ตามลำดับ ปริมาณไอน้ำที่ใช้จริงเท่ากับ 106 kg/h ต่ำกว่าทางทฤษฎี 15.73 % จึงได้ผลดีกว่าที่ออกแบบ

5.1.2 เส้นสมรรถนะของหัวฉีดไอน้ำ



รูป 5.7 กราฟแสดงเส้นสมรรถนะการทำงานของหัวฉีดไอน้ำ

เมื่อพิจารณาจากลักษณะของเส้นสมรรถนะในรูป 5.7 ลักษณะของเส้นความดันสมบูรณ์ด้านดูด จะเพิ่มขึ้นตามภาระของอากาศแห้งของด้านดูด และจะมีความเสถียร (Stable) จนกระทั่งถึงภาระอากาศแห้งเป็น ศูนย์ (ปิด) โดยสังเกตความดันที่อ่านได้จากเกจวัดสูญญากาศไม่แกว่งไปมา ที่ภาระอากาศแห้งค่าสูง ๆ จะทำให้ ความดันทางด้านดูดเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ซึ่งแสดงว่าที่จุดดังกล่าวเกินความสามารถในการสร้างสูญญากาศได้ และลักษณะของเส้นความดันสมบูรณ์ด้านจ่ายจะเพิ่มขึ้นตามภาระด้านดูด แล้วจะค่อย ๆ คงที่ ที่ภาระทางด้านดูด ของอากาศแห้งเดียวกันพบว่าหัวฉีดไอน้ำสเตจที่ 2 สามารถสร้างสูญญากาศได้ดีกว่าสเตจที่ 1 เนื่องจากหัวฉีด ไอน้ำสเตจที่ 1 ออกแบบให้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีด 1 mm พบว่ามีสัมประสิทธิ์การไหลของ หัวฉีดเพียง 0.78 เท่านั้นเมื่อเทียบกับสเตจที่ 2 และ 3 ที่มีสัมประสิทธิ์การไหลของหัวฉีดเท่ากับ 0.92 ซึ่งมีค่า ใกล้เคียงกับสัมประสิทธิ์การไหลของหัวฉีดที่ออกแบบทางทฤษฎี คือ 0.97 และจากสมการ 2.17 อัตราการไหล วิกฤตของหัวฉีดจะขึ้นอยู่กับสัมประสิทธิ์การไหลของหัวฉีด และเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีด เมื่อกำหนดให้ สภาวะของไอน้ำทางเข้าหัวฉีดคงที่ ซึ่งเป็นไปตามค่ากล่าวของ Power R.B. (16) คือหัวฉีดไอน้ำที่มีประสิทธิภาพ สูงจะต้องมีสัมประสิทธิ์การไหลของหัวฉีดสูง ดังนั้นถ้าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคอคอดหัวฉีดน้อยกว่า 2 mm

จะทำให้สัมประสิทธิ์การไหลของหัวฉีดลดลง ความสามารถในการสร้างสูญญากาศจะลดลงด้วย และจากผลการทดสอบหัวฉีดไอน้ำทำงานทั้งสามสเถจะพบว่า ที่ภาระทางด้านดูดต่ำ ๆ จะมีความไม่เสถียรเกิดขึ้น เมื่อปล่อยให้ระบบลดความดันต่อไปเรื่อย ๆ จะได้ยินเสียงดังป๊อปปิง (Popping) ทางด้านดูด แล้วท่อด้านดูดจะค่อย ๆ ร้อน เนื่องจากไอน้ำร้อนได้ย้อนกลับเข้าสู่ระบบ (Backfire) และเมื่อทดสอบเฉพาะหัวฉีดไอน้ำสเถที่ 2 และ 3 ก็จะได้เกิดอาการนี้เช่นเดียวกัน ซึ่งสามารถแก้ไขได้โดยควบคุมให้อากาศจากภายนอกเข้าสู่ระบบ

เนื่องจากงานวิจัยที่ผ่านมายังไม่มีการศึกษาผลของการออกแบบหัวฉีดไอน้ำทั้งสามสเถที่ต่อเนื่องกันโดยตรง ดังนั้นการศึกษานี้จึงใช้เป็นแนวทางของการศึกษาต่อไป

สรุปผลได้ว่า หัวฉีดไอน้ำสเถที่ 2 สามารถสร้างสูญญากาศได้ต่ำกว่าสเถที่ 1 ดังนั้นเพื่อเป็นการประหยัดไอน้ำจึงใช้เฉพาะหัวฉีดไอน้ำสเถที่ 2 และ 3 ก็เพียงพอที่จะทำให้เกิดความดันไอน้ำที่ 5 torr สำหรับใช้ในการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์จำนวน 30 kg

5.1.3 ประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำ

เมื่อพิจารณาผลจากการคำนวณหาประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำที่ภาระด้านดูดของจุดออกแบบ 5 kg/h แสดงในตาราง ก-2 ภาคผนวก ก พบว่าประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำทางทฤษฎี ซึ่งเป็นการอัดไอผสมแบบอเดียเบติกของหัวฉีดไอน้ำสเถที่ 1, 2 และ 3 ตามสมการ 2.15 เท่ากับ 28.31 %, 28.23 % และ 27.48 % ตามลำดับ แต่ในการทดสอบซึ่งใช้อากาศที่บรรยากาศเป็นภาระทางด้านดูดของสเถที่ 1 ซึ่งจะมีอากาศแห้งและไอน้ำผสมเข้ามาด้วย ดังนั้นรูปแบบของสมการจึงเปลี่ยนเป็น ก-16 จากตาราง ก.3 พบว่าความดันสมบูรณ์ด้านดูดและด้านจ่ายของหัวฉีดไอน้ำทั้งสามสเถ เมื่อทำงานพร้อมกันจะมีค่าใกล้เคียงกับค่าที่ออกแบบทางทฤษฎี ดังนั้นประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำที่ได้จากการทดสอบสเถที่ 1, 2 และ 3 เท่ากับ 7.23 %, 14.52 % และ 14.05 % ตามลำดับ ซึ่งมีค่าต่ำกว่าทางทฤษฎีมาก เพราะการทำงานของหัวฉีดไอน้ำที่เกิดขึ้นจริง ของไหลปฐมภูมิ (ไอน้ำแห้งอัดตัว) และของไหลทุติยภูมิ (ไอน้ำและอากาศแห้งด้านดูด) ต่างก็เปลี่ยนแปลงภายใต้สภาวะย้อนกลับไม่ได้ กล่าวคือจะดำเนินไปตามเส้นที่บ่งชี้ที่แสดงอยู่ในรูป 2.5 จึงทำให้ประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำที่ได้จากการทดสอบลดลง ตามที่ได้กล่าวไว้ในหัวข้อ 5.1.1 และ 5.1.2 เป็นผลจากความเร็วของการผสมของกระแสน้ำสองที่ออกจากตัวกระจายของแต่ละสเถยังมีค่าสูงมาก จึงทำให้อุณหภูมิด้านจ่ายลดลงและเป็นผลให้เอนทาลปีด้านจ่ายลดลงไปด้วย โดยเฉพาะหัวฉีดไอน้ำสเถที่ 1 ซึ่งมีสัมประสิทธิ์การไหลของไอน้ำผ่านหัวฉีดต่ำกว่าสเถอื่น จึงทำให้ประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำมีค่าต่ำกว่าสเถที่ 2 และ 3 มากไปด้วย

เนื่องจากยังไม่มีรายงานวิจัยที่คำนวณหาประสิทธิภาพการอัดที่เกิดขึ้นจริงของหัวฉีดไอน้ำที่ต่อเนื่องกันหลายสเถ ดังนั้นการศึกษานี้จึงเป็นแนวทางในการศึกษาต่อไป

สรุปผลได้ว่า ประสิทธิภาพของหัวฉีดไอน้ำที่ได้จากการทดสอบสเถที่ 1, 2 และ 3 เท่ากับ 7.23 %, 14.52 % และ 14.05 % ซึ่งพบว่า ถ้าสัมประสิทธิ์การไหลของไอน้ำผ่านหัวฉีดสูงจะทำให้หัวฉีดไอน้ำมีประสิทธิภาพสูง

5.2 การวิเคราะห์ผลการทดสอบการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์

การทดสอบการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ โดยใช้ระบบทำความเย็นด้วยสูญญากาศที่ออกแบบ เพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและเวลาในการลดอุณหภูมิ และปริมาณไอน้ำที่ระเหยออกจากผลิตภัณฑ์ การทดสอบ

จะใช้วิธีจำลองสถานการณ์ของระบบทำความเย็นด้วยสูญญากาศโดยใช้หัวฉีดไอน้ำที่ออกแบบไว้ เนื่องจากถังบรรจุผลิตภัณฑ์มีขนาดเล็กกว่าที่ออกแบบไว้มาก สามารถบรรจุผลิตภัณฑ์ได้ครั้งละ 1 kg เท่านั้น ดังนั้นเพื่อทดสอบว่าระบบที่ออกแบบจะสามารถลดอุณหภูมิผลิตภัณฑ์ได้ครั้งละ 30 kg ได้ตามที่ออกแบบหรือไม่ เมื่อเทียบกับการทดสอบครั้งละ 1 kg จากการออกแบบจะบรรจุผลิตภัณฑ์จำนวน 30 kg ไว้ในถังบรรจุที่ปิดสนิทปริมาตร 0.539 m^3 แล้วทำการดูดอากาศออกทำให้ความดันภายในถังบรรจุลดลง จนถึงความดันไออิ่มตัวของผลิตภัณฑ์ จะทำให้น้ำที่อยู่ภายในผลิตภัณฑ์ระเหยกลายเป็นไอออกจากผิวผลิตภัณฑ์ จากการคำนวณที่สภาวะของการออกแบบ กำหนดให้อุณหภูมิเริ่มต้นของผลิตภัณฑ์เท่ากับอุณหภูมิที่บรรยากาศ 30°C ต้องการเก็บรักษาผลิตภัณฑ์ไว้ที่อุณหภูมิ 2°C ที่ความดันไออิ่มตัว 5 torr ซึ่งเป็นคุณสมบัติของความดันไออิ่มตัวของของเหลวที่แน่นอน ใช้เวลา 30 นาที จะมีการถ่ายเทความร้อนของอากาศแห้ง 5 kg/h ดังนั้นในการทดสอบการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์จำนวน 1 kg บรรจุอยู่ในถังปิดปริมาตร 0.09 m^3 ที่สภาวะเดียวกันจะมีการถ่ายเทความร้อนของอากาศแห้ง 0.267 kg/h ซึ่งน้อยกว่าค่าที่ออกแบบประมาณ 95 % จากการทดสอบการลดความดันของหัวฉีดไอน้ำที่มีการระเหยของอากาศแห้งต่ำ ๆ จะทำให้เกิดความดันย้อนกลับเข้าสู่ระบบ ดังนั้นจึงต้องควบคุมให้อากาศจากภายนอกเข้าสู่ระบบ เพื่อรักษาให้ความดันสูญญากาศภายในถังบรรจุให้มีค่าความดันไออิ่มตัวไม่ต่ำกว่า 5 torr เพื่อให้อุณหภูมิภายในผลิตภัณฑ์ลดลงเป็น 2°C ตามที่ต้องการเก็บรักษา แล้วนำผลที่ได้จากการทดสอบมาวิเคราะห์ผลการทดสอบ ได้ดังนี้

5.2.1 การลดอุณหภูมิและปริมาณของไอน้ำที่ระเหยออกจากผลิตภัณฑ์

จากผลการทดสอบการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ด้วยสูญญากาศภายในเวลา 30 นาที ในตาราง ค.5 ถึง ค.7 พบว่าความดันภายในถังจะค่อย ๆ ลดลง ขณะที่อุณหภูมิภายในผลิตภัณฑ์จะไม่เปลี่ยนแปลง จนกระทั่งความดันภายในถังบรรจุสามารถลดลงจนมาถึงความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิขณะนั้น จะทำให้น้ำที่อยู่ในผลิตภัณฑ์เริ่มเดือดระเหยกลายเป็นไอ ขณะที่ความดันภายในระบบจะยังคงลดลงอย่างต่อเนื่อง กระบวนการของการระเหยจะทำให้เกิดความเย็นขึ้นภายในผลิตภัณฑ์ สรุปผลได้ดังนี้

สามารถลดอุณหภูมิเริ่มต้นของผักกาดหอมจาก 28°C เป็น 2°C และมีปริมาณไอน้ำระเหยออกมา 51 g คิดเป็นเปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนักเท่ากับ 5.10 % ดังนั้นในการทำทำความเย็นด้วยสูญญากาศของผักกาดหอมจะสามารถลดอุณหภูมิลงได้ 5.09°C สำหรับแต่ละ 1% ของน้ำหนักที่หายไป

สามารถลดอุณหภูมิเริ่มต้นของผักกระหล่ำปลีจาก 29°C เป็น 6.5°C และมีปริมาณไอน้ำระเหยออกมา 42.5 g คิดเป็นเปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนักเท่ากับ 4.25 % ดังนั้นในการทำทำความเย็นด้วยสูญญากาศของผักกระหล่ำปลี จะสามารถลดอุณหภูมิลงได้ 5.29°C สำหรับแต่ละ 1% ของน้ำหนักที่หายไป

สามารถลดอุณหภูมิเริ่มต้นของผักกาดขาวปลีจาก 29°C เป็น 2.9°C และมีปริมาณไอน้ำระเหยออกมา 48 g คิดเป็นเปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนักเท่ากับ 4.8 % ดังนั้นในการทำทำความเย็นด้วยสูญญากาศของผักกาดขาวปลี จะสามารถลดอุณหภูมิลงได้ 5.44°C สำหรับแต่ละ 1% ของน้ำหนักที่หายไป

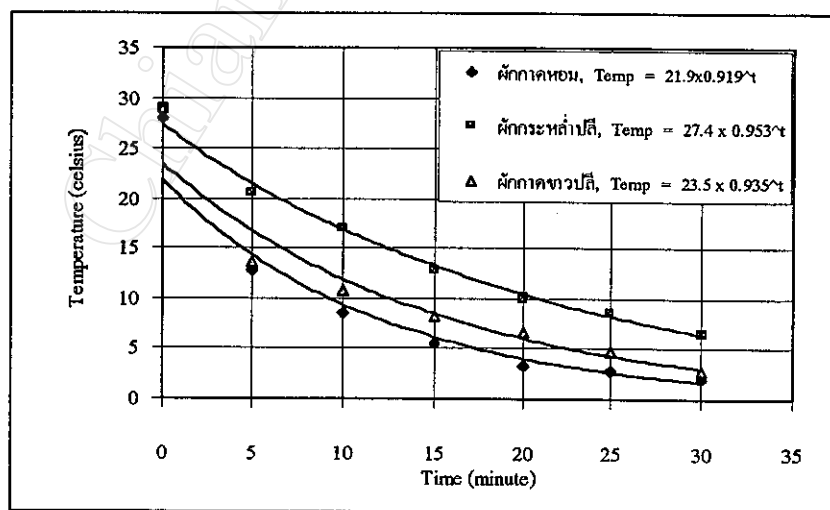
ผลการทดสอบเมื่อเทียบกับค่าที่ได้จากการออกแบบในทางทฤษฎี สำหรับผักกาดหอมจำนวน 1 kg จะมีไอน้ำระเหยออกจากผิวของผลิตภัณฑ์ในระหว่างการลดอุณหภูมิ 51 g ในเวลา 30 นาที ดังนั้นถ้าผักกาดหอมจำนวน 30 kg จะมีไอน้ำที่ถูกระเหยออกมาเท่ากับ 3.06 kg/h สำหรับในทางทฤษฎีที่สภาวะเดียวกันกับการทดสอบ จะมีไอน้ำระเหยออกจากผิวของผลิตภัณฑ์เท่ากับ 2.498 kg/h ดังนั้นอัตราการดูดของหัวฉีดไอน้ำที่ออกแบบ สามารถดูดไอน้ำออกจากผลิตภัณฑ์ได้มากกว่าค่าของการออกแบบในทางทฤษฎี 18.36 % แต่การเปลี่ยนแปลง

นี้จะขึ้นอยู่กับ อุณหภูมิเริ่มต้นของผลิตภัณฑ์ ลักษณะทางกายภาพของผลิตภัณฑ์ และจำนวนน้ำที่มีอยู่ภายในผลิตภัณฑ์ เมื่อเปรียบเทียบกับ Barger (8) ซึ่งได้ศึกษาการทำความเย็นด้วยสูญญากาศของผักใบชนิดต่าง ๆ อุณหภูมิเริ่มต้นของผลิตภัณฑ์ $20^{\circ} - 22^{\circ}\text{C}$ ใช้เวลาในการลดอุณหภูมิ 25 - 30 นาที พบว่าจะสามารถลดอุณหภูมิของผักกาดหอมได้ประมาณ 2°C และผักกระหล่ำปลีได้ประมาณ 6°C โดยแสดงให้เห็นว่าความเย็นของผลิตภัณฑ์จะเป็นสัดส่วนกับปริมาณของความชื้นที่ระเหยออกจากผลิตภัณฑ์โดยเฉลี่ย $5^{\circ} - 5.6^{\circ}\text{C}$ สำหรับแต่ละ 1 % ของน้ำหนักที่หายไป

สรุปผลได้ว่า การทำความเย็นด้วยสูญญากาศโดยใช้หัวฉีดไอน้ำ เพื่อใช้ในการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ ความเย็นของผลิตภัณฑ์จะเป็นสัดส่วนกับปริมาณของความชื้นที่ระเหยออกจากผลิตภัณฑ์ โดยสามารถลดอุณหภูมิที่ใจกลางของผักกาดหอม ผักกระหล่ำปลี และผักกาดขาวปลี ลงได้ 2°C , 6.5°C และ 2.9°C ตามลำดับ ที่เวลาของการออกแบบ 30 นาที จะทำให้อุณหภูมิของผักกาดหอม ผักกระหล่ำปลี และผักกาดขาวปลี ลดลงได้ 5.09°C , 5.29°C และ 5.44°C ตามลำดับ สำหรับแต่ละ 1 % ของน้ำหนักที่หายไป

5.2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและเวลาของการลดอุณหภูมิ

จากผลของการลดอุณหภูมิผลิตภัณฑ์ แสดงอยู่ในรูป 5.8 จะเห็นว่าลักษณะของการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ ที่อุณหภูมิเริ่มต้นถือว่าใกล้เคียงกันมาก ขณะที่เวลาในการลดอุณหภูมิเท่ากัน แต่พบว่าอุณหภูมิสุดท้ายของผลิตภัณฑ์แตกต่างกัน เนื่องจากการลดอุณหภูมิด้วยสูญญากาศจะใช้หลักการระเหยของน้ำกลายเป็นไอที่ความดันต่ำ ๆ ดังนั้นถ้าผลิตภัณฑ์มีกลีบใบหรือกาบใบซ้อนกันเป็นชั้นหนา ๆ จะทำให้อิอน้ำระเหยออกจากผิวของผลิตภัณฑ์ได้ยาก จึงทำให้อุณหภูมิสุดท้ายแตกต่างกันตามที่ได้กล่าวมาแล้ว ซึ่งปัจจัยที่มีผลต่อการลดอุณหภูมิของการทำความเย็นด้วยสูญญากาศ คืออุณหภูมิเริ่มต้นของผลิตภัณฑ์ ลักษณะทางกายภาพของผลิตภัณฑ์ จำนวนน้ำที่มีอยู่ภายในผลิตภัณฑ์ อัตราการสร้างสูญญากาศ และพื้นที่ผิวต่อปริมาตรของผลิตภัณฑ์ เมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและเวลาของการลดอุณหภูมิที่ได้จากการทดสอบ ซึ่งจะอยู่ในรูปสมการเอ็กซ์โปเนนเชียล (Exponential Equation) ของผลิตภัณฑ์ทดสอบ แสดงในรูป 5.8 ดังนี้



รูป 5.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและเวลาที่ใช้ในการลดอุณหภูมิ ผลิตภัณฑ์เวลาของการออกแบบ 30 นาที

ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและเวลาของการลดอุณหภูมิของผักกาดหอมจะอยู่ในรูปสมการ $Temp = 21.9 \times 0.919^t$ ผักกระหล่ำปลีจะอยู่ในรูปสมการ $Temp = 27.4 \times 0.953^t$ และผักกาดขาวปลีจะอยู่ในรูปสมการ $Temp = 23.5 \times 0.935^t$ เมื่อ Temp คือ อุณหภูมิเป็นองศาเซลเซียส และ t คือ เวลาเป็นนาที ดังนั้นถ้าต้องการลดอุณหภูมิของผักกระหล่ำปลีและผักกาดขาวปลี ที่อุณหภูมิ 2°C จะต้องใช้เวลาประมาณ 54 นาที และ 37 นาที ตามลำดับ

จากงานวิจัยที่ผ่านมายังไม่มีการศึกษาถึงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและเวลาของการลดอุณหภูมิผลผลิตจำพวกผักใบที่ใช้การลดอุณหภูมิด้วยสูญญากาศ การศึกษานี้จึงเป็นแนวทางใหม่ในการศึกษาต่อไป

สรุปผลได้ว่า ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและเวลาของการลดอุณหภูมิจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิเริ่มต้นของผลผลิต ลักษณะทางกายภาพของผลผลิต จำนวนน้ำที่มีอยู่ภายในผลผลิต อัตราการสร้างสูญญากาศ และพื้นที่ผิวต่อปริมาตรของผลผลิต ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและเวลาของการลดอุณหภูมิ ของผักกาดหอมจะอยู่ในรูปสมการ $Temp = 21.9 \times 0.919^t$ ผักกระหล่ำปลี $Temp = 27.4 \times 0.953^t$ และผักกาดขาวปลี $Temp = 23.5 \times 0.935^t$