



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

การพัฒนาระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ โดยไม่ใช้ปั๊มพลังงานกลในการหมุนเวียนสารทำงาน

A Development of ejector refrigeration cycle: The application in non-mechanical work operated refrigerant circulating device

คณะผู้วิจัย

รศ.ดร. ศรัทธา อารณรัตน์	(หัวหน้าโครงการ)
นาย ภาสกร ศรีสาตรา	(ผู้ร่วมโครงการ)
ผศ. ธนรัฐ ศรีวิระกุล	(ผู้ร่วมโครงการ)

การพัฒนาระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ โดยไม่ใช้ปั๊มพลังงานกลในการหมุนเวียนสารทำงาน

**A Development of ejector refrigeration cycle: The application in non-mechanical
work operated refrigerant circulating device**

คณะผู้วิจัย

1. รศ.ดร. ศรัทธา อภรณ์รัตน์ (หัวหน้าโครงการ)

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์

2. นาย ภาสกร ศรีสาตรา (ผู้ร่วมโครงการ)

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์

3. ผศ. ธนรัฐ ศรีวีระกุล (ผู้ร่วมโครงการ)

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี

สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย
(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกว. ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณทุกหน่วยงานและทุกบุคคลที่มีส่วนร่วมในการช่วยเหลือให้งานวิจัยนี้ สามารถสำเร็จได้เป็นอย่างดี โดยเริ่มจาก

1. สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ซึ่งให้การสนับสนุนทุนวิจัยในการจัดสร้างเครื่องทดลองสำหรับงานวิจัยนี้
2. โครงการกาญจนาภิเษก (คปก.) ซึ่งให้ทุนการศึกษาในระดับปริญญาเอก สำหรับนักวิจัยร่วมโครงการวิจัยนี้
3. ภาควิชาเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณสิรินธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ และบุคลากรทุกท่านที่ให้การช่วยเหลือระหว่างการจัดสร้างชุดทดลองสำหรับงานวิจัยนี้

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้นำเสนอผลการศึกษา การทดลองสร้างระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบที่ไม่ใช้พลังงานกล ซึ่งต่อไปนี้จะเรียกว่าระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF (Workless Generator Feeding System) มาใช้กับระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่ใช้สารทำงาน R141b เป็นสารทำความเย็น โดยระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF นี้จะมีหลักการทำงานโดย การที่ของเหลวจากเครื่องควบแน่นจะถูกป้อนกลับเข้าเครื่องกำเนิดไอ โดยอาศัยความดันของเครื่องกำเนิดไเองและแรงโน้มถ่วงเป็นแรงขับเคลื่อน ในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดลองการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่ใช้สารทำงาน R141b ที่มีระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF เปรียบเทียบกับระบบที่ใช้ปั๊มพลังงานกลในการหมุนเวียนสารทำงาน พบว่าระบบ WGF สามารถทำงานได้จริง โดยมีค่ากำลังความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอที่วัดได้สูงกว่าในระบบที่ใช้ปั๊มพลังงานกลแบบเดิมเพียงเล็กน้อย แต่เนื่องจากระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่ใช้สารทำงาน R141b เป็นสารทำความเย็น โดยระบบหมุนเวียนสารแบบ WGF นี้เป็นระบบที่นับได้ว่าไม่จำเป็นต้องใช้พลังงานกลใดๆเลยในการขับเคลื่อนระบบนอกจากพลังงานความร้อนที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอ ดังนั้นจึงอาจเรียกได้ว่า ระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่ใช้ระบบหมุนเวียนสารแบบ WGF เป็นระบบที่อาศัยพลังงานความร้อนเพียงอย่างเดียวในการขับเคลื่อนระบบ

Abstract

This paper proposed a Workless-Generator-Feeding (WGF) system for a jet refrigeration cycle, using R141b. This feeding system does not require any mechanical power. The liquid refrigerant from the condenser was fed to the vapour generator by means of the generator pressure and gravitational force. The system was tested and compared with a conventional system that uses a mechanical pump. It was found that this system was workable. The heat input to the generator was slightly higher than that for a system using a mechanical pump. The jet refrigeration cycle employing this new feeding system provided a slightly lower Coefficient of Performance (COP) compared to a system using a mechanical pump. However, this new system did not require any mechanical energy. Therefore, the jet refrigeration system employing this WGF system is truly a heat-power refrigeration cycle.

Keywords: *Refrigeration; Ejector; Jet; R141b*

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
หน้าสรุปโครงการ (Executive Summary)	1
รายละเอียดโครงการ	9
บทที่ 1 บทนำ	9
บทที่ 2 ชุดทดลองและหลักการทำงาน	15
2.1 การทำงานของระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF	15
2.2 ชุดทดลองเครื่องทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์	16
2.2.1 ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบใช้ปั๊มพลังงานกล	18
2.2.2 ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF	18
2.3 เครื่องมือวัดและควบคุม	19
บทที่ 3 ผลการทดลอง	24
3.1 กำลังงานที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอ	24
3.2 ประสิทธิภาพของระบบ	30
บทที่ 4 บทสรุปและข้อเสนอแนะ	34
บรรณานุกรม	35
ภาคผนวก	37
ภาคผนวก ก. ผลที่ได้รับจากการวิจัย	

สารบัญภาพ

รูป	หน้า
รูปที่ 1	12
รูปที่ 2	12
รูปที่ 3	16
รูปที่ 4	20
รูปที่ 5	21
รูปที่ 6	22
รูปที่ 7	23
รูปที่ 8	28
รูปที่ 9	29
	29
	30
รูปที่ 10	32
รูปที่ 11	33
รูปที่ 12	33

สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
ตารางที่ 1 แสดงอัตราการไหลวิกฤต (critical mass flow rate) และค่ากำลังงาน ที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอ (power input to the generator)	25
ตารางที่ 2 แสดงค่ากำลังงานที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอ (power input to the generator) โดยใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF	25

รายการสัญลักษณ์

C_{tank}	ความจุความร้อนจำเพาะของถังหมวนเวียนสาร ($0.49 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ สำหรับ สแตนเลส)
$h_{g@T_{\text{gen}}}$	เอนทาลปีจำเพาะของไอสารทำงานที่ทางออกเครื่องกำเนิดไอ (kJ.kg^{-1})
$h_{f@30^{\circ}\text{C}}$	เอนทาลปีจำเพาะของสารทำงานของเหลวที่อุณหภูมิ 30°C (kJ.kg^{-1})
$\dot{m}_{\text{ref}}$	อัตราการไหลของสารทำงานที่เครื่องกำเนิดไอ (kg.sec^{-1})
m_{tank}	มวลของถังหมวนเวียนสารทำงาน (kg)
n	จำนวนการทำงานต่อ 1 ชั่วโมง
T_{gen}	อุณหภูมิอิ่มตัวที่เครื่องกำเนิดไอ ($^{\circ}\text{C}$)
T_{evap}	อุณหภูมิอิ่มตัวที่เครื่องระเหย ($^{\circ}\text{C}$)
T_{con}	อุณหภูมิอิ่มตัวที่เครื่องควบแน่น ($^{\circ}\text{C}$)
V_{tank}	ปริมาตรของถังหมวนเวียนสารทำงาน (m^3)
$\rho_{\text{vapour}@T_{\text{gen}}}$	ความหนาแน่นของไอสารทำงานที่ทางออกเครื่องกำเนิดไอ (kg.m^{-3})

หน้าสรุปโครงการ (Executive Summary)

1.1 ชื่อโครงการ การพัฒนาระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ โดยไม่ใช้ปั๊มพลังงานกลในการหมุนเวียนสารทำงาน
A Development of ejector refrigeration cycle: The application in non-mechanical work operated refrigerant circulating device

1.2 หัวหน้าโครงการ รองศาสตราจารย์ ดร. สรัทธา อภรณ์รัตน์
Assoc. Prof. Dr. Satha Aphornratana
ตำแหน่ง รองศาสตราจารย์
ที่ทำงาน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร, มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์
ที่อยู่ ตู้ ปณ. 22, ปทศ.ธรรมศาสตร์รังสิต, คลองหลวง, ปทุมธานี 12121
โทรศัพท์ 0-2986-9009 ต่อ 2210
โทรสาร 0-2986-9009 ต่อ 2201
e-mail satha@siit.tu.ac.th

1.3 สาขาวิชาที่ทำการวิจัย วิศวกรรมเครื่องกล (Refrigeration and Air-conditioning System)



1.5 ระยะเวลาดำเนินงาน 2 ปี

1.6 ได้เสนอโครงการนี้ หรือโครงการที่มีส่วนเหมือนกับเรื่องนี้อยู่แล้ว เพื่อขอทุนต่อแหล่งทุนอื่นที่ใดบ้าง
- ไม่ได้เสนอต่อแหล่งทุนอื่น

1.7 ปัญหาที่ทำการวิจัย และความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันระบบทำความเย็นที่ใช้กันอย่างแพร่หลายมากที่สุด คือ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapour Compression Refrigeration Cycle) ระบบนี้ใช้พลังงานกลในการขับเคลื่อนเครื่องอัดไอ (Compressor) ซึ่งใช้เพิ่มความดันไอของสารทำความเย็น ซึ่งโดยทั่วไปจะใช้มอเตอร์ไฟฟ้าเป็นตัวขับเคลื่อน ดังนั้น จึงอาจกล่าวได้ว่า ระบบนี้เป็น ระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานกล (Work-Operated Refrigeration Cycle) นอกเหนือไปจากระบบนี้ ยังมีระบบอื่นที่ไม่ต้องใช้พลังงานกลในการขับเคลื่อน แต่ใช้พลังงานความ

ร้อนแทน จึงอาจเรียกได้เป็น ระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อน (Heat-Operated Refrigeration Cycle) ระบบดังกล่าวนี้คือ ระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ (Ejector Refrigeration Cycle) และ ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม (Absorption Refrigeration Cycle) โดยทั้งสองระบบนี้ใช้พลังงานความร้อนเป็นพลังงานขับเคลื่อนหลัก แต่ยังคงต้องใช้พลังงานกลบ้างในการขับเคลื่อนปั๊มหมุนเวียนสารทำงานแต่น้อยมาก เมื่อเทียบกับพลังงานความร้อนที่ใช้

ในอุตสาหกรรมส่วนใหญ่ที่ต้องใช้พลังงานความร้อนซึ่งโดยทั่วไปได้จากการเผาไหม้ของน้ำมัน ไม้ หรือ ถ่านหิน แล้วนำความร้อนที่ได้ไปผลิตไอน้ำเพื่อใช้ในกระบวนการผลิต เมื่อเสร็จสิ้นกระบวนการผลิตความร้อนที่ใช้ในการผลิตนี้จะถูกทิ้งสู่ภายนอกที่อุณหภูมิต่ำลง (โดยทั่วไปประมาณ 100 ถึง 200°C) ถ้าความร้อนที่ถูกปล่อยทิ้งนี้สามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์ได้อีก โดยนำมาใช้ขับเคลื่อนระบบทำความเย็น ผลที่ได้คือ การใช้กระแสไฟฟ้าของโรงงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็นก็จะลดลงด้วย ดังนั้นจึงสามารถประหยัดค่ากระแสไฟฟ้าได้ นอกเหนือไปจากนี้ยังช่วยรักษาสภาพแวดล้อมได้อีก คือเมื่อลดการใช้กระแสไฟฟ้าก็จะลดคาร์บอนไดออกไซด์และลดปริมาณความร้อนที่จะปล่อยสู่สิ่งแวดล้อมเนื่องจากการผลิตกระแสไฟฟ้า ซึ่งเป็นสาเหตุของปัญหาสภาวะเรือนกระจก (Green-house effect) ซึ่งทำให้อุณหภูมิของโลกสูงขึ้น

เมื่อเปรียบเทียบระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์กับระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์นั้นไม่ซับซ้อนและยุ่งยากเท่าระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ถึงแม้ว่าจะมีค่าสัมประสิทธิ์ทำความเย็นที่ต่ำกว่า นอกจากนี้ระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ยังใช้สารทำงานเพียงชนิดเดียว และไม่มีปฏิกิริยาเคมีเกิดขึ้นภายในนอกเหนือจากการระเหยกลายเป็นไอและการควบแน่นกลับกลายเป็นของเหลว ส่วนในระบบทำความเย็นแบบดูดซึมนั้นต้องใช้สารทำงานสองชนิด คือ สารทำความเย็นและสารดูดซึม และยังมีปฏิกิริยาเคมีเกิดขึ้น คือ การแยกตัวและรวมตัวของสารทำความเย็นและสารดูดซึม ซึ่งทำให้ระบบมีความซับซ้อนและยุ่งยากในการออกแบบและทำงาน ดังนั้น ระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์จึงดูเหมาะสมกว่าที่จะนำมาพัฒนาเพื่อใช้ในประเทศไทย เนื่องจากความเรียบง่ายจึงทำให้ต้นทุนการผลิตต่ำกว่า ถึงแม้ว่าจะมีสัมประสิทธิ์ต่ำกว่าก็ตาม

เมื่อเปรียบเทียบระบบดูดซึมกับระบบอีเจกเตอร์แล้ว ระบบแบบดูดซึมนั้นมีค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นที่ดีกว่า สามารถใช้งานได้ที่ช่วงสภาวะแวดล้อมที่กว้างกว่า แต่ว่าระบบมีความยุ่งยากและมีชิ้นส่วนมากกว่า ทำให้ต้องมีการควบคุมที่ดีและใช้สารทำงานคือสารลิเทียมโบรมาซ ซึ่งมีราคาแพงและมีคุณสมบัติในการกัด

กลั่นโลหะ ระบบนี้มีราคาค่อนข้างสูงเนื่องจากผลิตขึ้นเป็นจำนวนน้อยเมื่อเทียบกับระบบอัดไอ และมีความยุ่งยากในการออกแบบและสร้าง เนื่องจากภายในระบบมีทั้งการถ่ายเทแลกเปลี่ยนความร้อน, การแยกสารทำความเย็นออกจากสารดูดกลืน และการดูดกลืนสารทำความเย็นเข้ากับสารดูดกลืน ถึงแม้ว่าระบบนี้จะมีราคาค่อนข้างสูงและมีประสิทธิภาพต่ำเมื่อเทียบกับระบบอัดไอ แต่ก็มิใช่ค่อนข้างแพร่หลายในประเทศที่พัฒนาแล้ว เช่นเมื่อต้องการผลิตกระแสไฟฟ้าเพื่อใช้ในอาคาร โดยการใช้เครื่องยูนิตเซลล์ แทนที่จะปล่อยไอเสียทิ้งไปสู่บรรยากาศ ก็สามารถนำมาใช้กับระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ดังนั้นพลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิงก็จะถูกนำไปใช้ประโยชน์เกือบหมด คือได้ทั้งพลังงานไฟฟ้า ได้ทั้งความเย็นสำหรับระบบปรับอากาศ และยังลดความร้อนทิ้งสู่บรรยากาศอีกด้วย

ส่วนระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์นั้น ถึงแม้ว่าจะมีประสิทธิภาพต่ำกว่า แต่เมื่อนำมาใช้กับระบบปรับอากาศในอาคารคือทำความเย็นในช่วง 13-20 องศาเซลเซียส ก็อาจให้ค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นที่ค่อนข้างสูง ซึ่งเป็นไปได้ที่จะถึง 0.7 ระบบนี้ไม่ยุ่งยากเหมือนระบบดูดซึม เพราะมีเพียงแค่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและหม้อต้ม ส่วนสารทำงานก็มีสารทำความเย็นเพียงอย่างเดียว ดังนั้นระบบนี้จึงมีความน่าสนใจที่จะนำมาพัฒนาใช้ เนื่องจากไม่มีความซับซ้อนในการสร้าง ไม่มีความยุ่งยากในการควบคุม

ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงเลือกที่จะนำเอาระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์มาศึกษาและพัฒนา เนื่องจากมีความเป็นไปได้ที่จะนำมาใช้งานจริง ถึงแม้ว่าจะมีประสิทธิภาพต่ำก็ตาม แต่ก็สามารถนำมาใช้กับความร้อนคุณภาพต่ำซึ่งมีราคาถูกหรือทิ้งมาจากอุตสาหกรรม เช่น ไอเสียจากเครื่องยนต์เป็นต้น และยังสามารถนำมาใช้ในที่ห่างไกลแต่มีเชื้อเพลิงราคาถูก เช่น แก๊สชีวภาพ (Biogas), ชีวมวล (Biomass) หรือเศษวัสดุจากผลผลิตการเกษตร เช่น ฟาง, แกลบ

แต่การที่ระบบไม่ได้รับความนิยมก็เพราะระบบนี้มีประสิทธิภาพต่ำก็จึงทำให้ไม่มีการพัฒนาเพื่อจะทำให้ระบบมีประสิทธิภาพสูงขึ้นแต่มีราคาถูกลง จะเห็นได้ว่าในหลายประเทศที่พัฒนาแล้วมีการพัฒนาระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์และแบบดูดซึมกันอย่างต่อเนื่อง แต่ส่วนมากที่ได้ทำการศึกษาจะเป็นเพียงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จะมีเพียงไม่กี่ระบบเท่านั้นที่ทำการทดลองจริง ดังนั้นทางคณะผู้วิจัยจึงมีความประสงค์ที่จะจัดสร้างระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์เพื่อที่จะทำการปรับปรุงและพัฒนาให้ดีขึ้น และสามารถนำไปประยุกต์ใช้ให้เหมาะสมกับประเทศไทยต่อไป

จากการศึกษาถึงการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเคอร์โดยใช้ R11 เป็นสารทำงาน ซึ่งได้รับทุนสนับสนุนจากคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ พบว่าระบบนี้สามารถทำงานได้และมีประสิทธิภาพอยู่ในขั้นที่น่าพอใจ และเป็นไปได้ที่จะนำมาพัฒนาใช้จริง ปัญหาที่พบในการทดลองคือ ปิ๊มที่ใช้ในการหมุนเวียนสารทำงานคือ เป็นอุปกรณ์ที่มีการสึกหรอได้และมีราคาแพง นอกจากนี้ยังมีปัญหาเรื่องการเดือดของสารทำงานภายในปิ๊มและการสึกหรอสูง เนื่องจากสารทำงานไม่มีคุณสมบัติในการหล่อลื่น (ถึงแม้จะเป็นสารทำงานชนิดเดียวกับที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ แต่ในระบบอิมเมจเคอร์จะไม่มีการเติมน้ำมันหล่อลื่น) ดังนั้นในการวิจัยที่นำเสนอนี้ จะทำการพัฒนาระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเคอร์ที่ไม่ได้ใช้ปิ๊ม (ที่มีมอเตอร์เป็นตัวขับ) ในการหมุนเวียนสารทำงานภายในระบบ โดยจะออกแบบระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบใหม่ซึ่งไม่ต้องใช้พลังงานจากมอเตอร์ ดังนั้นเมื่อไม่มีปิ๊มในระบบจะทำให้ระบบนี้เป็นระบบที่ปราศจากอุปกรณ์สึกหรอ ดังนั้นจะทำให้ระบบนี้เป็นระบบที่ต้องการการบำรุงรักษาน้อยมากและแทบไม่ต้องใช้กระแสไฟฟ้าเลย (อาจจะต้องใช้ในระบบควบคุมต่างๆ)และจะทำให้ระบบมีราคาค่าลงมากอีกด้วย

1.8 วัตถุประสงค์

1. เพื่อศึกษาและพัฒนาระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเคอร์ ซึ่งสามารถใช้ได้กับความร้อนคุณภาพต่ำและมีราคาถูก จึงเป็นไปได้ที่ระบบทำความเย็นชนิดนี้จะมีความสำคัญเพิ่มขึ้นในอนาคต
2. เพื่อออกแบบและจัดสร้างระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเคอร์ โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานกลเพื่อใช้ในปิ๊มสำหรับการหมุนเวียนสารทำงาน
3. ศึกษาประสิทธิภาพ หลักการทำงาน เพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเคอร์ เพื่อที่จะศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้ระบบทำความเย็นชนิดนี้ในการใช้งานจริงในอนาคต

1.9 ระเบียบวิธีวิจัย

1. ค้นคว้าศึกษาถึงงานวิจัยต่างๆ เกี่ยวกับระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเคอร์ จากผลการวิจัยที่ผ่านมาทั้งทางทฤษฎีและปฏิบัติ ทั้งในและต่างประเทศ เพื่อนำไปเป็นข้อมูลในการออกแบบและจัดสร้างระบบสำหรับงานวิจัยนี้

2. นำความรู้และประสบการณ์ที่มีจากงานวิจัยที่ผ่านมา เพื่อทำการออกแบบและจัดสร้างระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ โดยสามารถใช้งานได้ทั้งปั๊มที่ใช้อุปกรณ์ในการหมุนเวียนสารทำงาน และปั๊มระบบใหม่ที่จะทำการพัฒนาขึ้น
3. เมื่อทำการจัดสร้างอุปกรณ์ต่างๆ เรียบร้อยแล้ว จึงทำการติดตั้งอุปกรณ์สำหรับวัดค่าในจุดต่างๆ ที่จะถูกนำมาพิจารณา เช่น Thermocouple, Pressure Gauge, Pressure Transducer แล้วจึงติดตั้งอุปกรณ์ เพื่อทำการควบคุม แสดงค่าและบันทึกผล โดยใช้ Acquisition card เพื่อการบันทึกค่าและเก็บผลได้อย่างต่อเนื่อง ละเอียดและแม่นยำ และสามารถแสดงผลได้ชัดเจนในเครื่องคอมพิวเตอร์
4. เดินเครื่องทดสอบ ทำการแก้ไข วิเคราะห์และสรุปผล เพื่อทำการปรับปรุงและแก้ไขเพื่อให้มีประสิทธิภาพดีขึ้น ซึ่งในส่วนของการวิเคราะห์ข้อมูลนั้น การวิจัยนี้จะทำการเก็บข้อมูลในเบื้องต้นก่อน เช่น อุณหภูมิ, ความดัน, อัตราการไหลของสารทำงาน และประสิทธิภาพของระบบที่บริเวณจุดต่างๆ ที่ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดค่า และนำมาประมวลผลทั้งหมดในคอมพิวเตอร์ และหลังจากนั้นจึงจะทำการวิเคราะห์ ว่าควรเก็บผล หรือนำส่วนใดเพื่อจะนำไปพิจารณาต่อไป กล่าวคือภายหลังจากระบบสามารถทำงานได้แล้ว จึงจะทำการเปลี่ยนแปลงแก้ไขให้เหมาะสม และปรับปรุงเพื่อให้มีประสิทธิภาพดีขึ้น

1.10 ชุดทดลองและหลักการทำงาน

เพื่อทำการศึกษาและทดสอบการทำงานของเครื่องทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ ที่ใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบไม่ใช้พลังงานจากปั๊มพลังงานกลเปรียบเทียบกับเครื่องทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์แบบดั้งเดิม คณะผู้วิจัยได้ทำการสร้างเครื่องทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์โดยทำการออกแบบให้ระบบสามารถทำการหมุนเวียนสารทำงานได้ทั้งแบบดั้งเดิมกล่าวคือใช้ปั๊ม และสามารถหมุนเวียนสารทำงานได้โดยไม่ใช้พลังงานจากปั๊มพลังงานกล

การทำงานของระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF

วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF ซึ่งมีลักษณะและองค์ประกอบของระบบคล้ายกับวัฏจักรแบบดั้งเดิม แต่วิธีที่ในระบบนี้จะแทนที่ปั๊มด้วยระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF ระบบหมุนเวียนสารทำความเย็นดังกล่าวจะมีขั้นตอนการทำงานหลักอยู่ 2 จังหวะ สลับกัน

ทำงานเป็นวัฏจักร กล่าวคือจังหวะแรกเป็นการเติมของเหลวที่กลั่นตัวจากเครื่องควบแน่นเข้าสู่ถังเก็บของระบบ หมุนเวียน และจังหวะที่สองคือการฉีดของเหลวจากถังเก็บเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ

ในจังหวะเติม ของเหลวจะถูกเปิดให้ไหลเข้าสู่ถังเก็บของระบบ WGF โดยการเปิดวาล์ว A ในจังหวะนี้ โดยวาล์ว B และวาล์ว C จะถูกปิดอยู่ ซึ่งของเหลวจะถูกเติมจนกระทั่งได้ปริมาณที่ต้องการ จากนั้น วาล์ว A จะถูกปิดเป็นการสิ้นสุดจังหวะเติม

ในจังหวะฉีดจะเริ่มทันทีหลังจากที่วาล์ว A ปิดสนิท โดยวาล์ว B จะถูกเปิดเพื่อให้ไอความดันสูงของสารทำงานจากเครื่องกำเนิดไอไหลเข้าสู่ถังเก็บของระบบ WGF และมีความดันเท่ากับความดันของเครื่องกำเนิดไอในที่สุด จากนั้นวาล์ว C ก็จะถูกเปิด ไอความดันสูงก็จะทำหน้าที่อัดสารทำงานของเหลวในถังเก็บของระบบ WGF กลับเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ จังหวะฉีดจะสิ้นสุดเมื่อสารทำงานของเหลวในถังเก็บของระบบ WGF ถูกป้อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไจนหมด จากนั้นทั้งวาล์ว B และวาล์ว C ก็จะถูกปิด ระบบหมุนเวียน WGF จะเริ่มทำงานโดยการเปิดวาล์ว A เพื่อเติมของเหลวเข้าสู่ถังเก็บอีกครั้ง และเริ่มกระบวนการฉีดของเหลวเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอเป็นเช่นนี้ไปเรื่อยๆ ในทางปฏิบัติสามารถแทนที่วาล์ว C ด้วยวาล์วกันย้อน (Check valve) เพื่อให้ง่ายต่อการควบคุมการเปิด-ปิดของวาล์ว

ชุดทดลองเครื่องทำความเย็นแบบอิมเมจเจอร์

สำหรับชุดทดลองนี้จะประกอบด้วยอุปกรณ์หลักดังต่อไปนี้

เครื่องกำเนิด ไอ ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่สารทำงานจนกระทั่งสารทำงานมีอุณหภูมิและความดันสูงถึงจุดใช้งาน ในที่นี้เครื่องกำเนิดไอจะจ่ายไอไปใช้ 2 ส่วนคือ ส่วนที่หนึ่ง เพื่อการใช้งานตามวัตถุประสงค์หลัก ส่วนที่ 2 เพื่อนำไอของสารทำงานไปใช้ในระบบหมุนเวียนสารทำงาน โดยเครื่องกำเนิดไอได้ถูกออกแบบให้สามารถรองรับการผลิตไอของสารทำความเย็น R141b ที่อุณหภูมิสูงถึง 150°C โดยออกแบบให้มีขดลวดความร้อนไฟฟ้า ขนาด 8 kW (3 เฟส) ติดตั้งอยู่ด้านล่างสุดของภาชนะเครื่องกำเนิดไอ

เครื่องระเหย ทำหน้าที่ในการจำลองภาระทำความเย็นให้แก่ระบบ ซึ่งมีหลักการออกแบบคล้ายกับของเครื่องกำเนิดไอ โดยมีขดลวดความร้อนไฟฟ้า ขนาด 3 kW (3 เฟส) ติดตั้งอยู่ด้านล่างสุดของภาชนะเครื่องระเหย

อีเจกเตอร์ ซึ่งถูกออกแบบโดยอาศัยทฤษฎีที่ได้กล่าวไว้แล้วในบทนำ โดยหัวฉีดหลักถูกออกแบบให้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่คอคอดเท่ากับ 2.5 มม. หัวผสมถูกออกแบบให้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่คอคอดเท่า

กับ 8 มม. เครื่องควบแน่นชนิดแผ่น ระบายความร้อนด้วยน้ำ ทำหน้าที่กลั่นไอน้ำของสารทำงานที่ผ่านการใช้งานตามวัฏจักรประสค์หลัก ให้เป็นของเหลวลงไปเก็บในถังเก็บน้ำยาหลักของระบบ

ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบใช้ปั๊มพลังงานกล ประกอบด้วย

- **ถังพักสารทำงาน** ใช้พักสารทำงานที่กลั่นตัวจากเครื่องควบแน่นก่อนเข้าสู่ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบใช้ปั๊ม
- **ปั๊มหมุนเวียนสารทำงาน** ในระบบเป็นปั๊มโคอะแฟรม ทั้งยังออกแบบให้มีเครื่องหล่อเย็นขนาดเล็ก ทำหน้าที่หล่อเย็นสารทำงาน R141b ก่อนที่จะถูกส่งเข้าไปที่ปั๊มโคอะแฟรม เพื่อป้องกันการเดือดของสารทำงาน

ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF

ระบบ WGF สำหรับงานวิจัยนี้ได้ถูกออกแบบให้มี 2 ชุด ทั้งนี้เพื่อให้สามารถทำการทดลองการทำงานของระบบ WGF 2 ชุดนี้ทั้งแบบทำงานพร้อมกัน และแบบสลับกันทำงาน ในรูปแบบที่ ระบบ WGF ทั้ง 2 ชุดทำงานพร้อมกัน ระบบจะทำการเติมของเหลวเข้าสู่ถังหมุนเวียนสารทำงาน และฉีดของเหลวกลับเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอพร้อมๆกันชุดทดลองนี้ สามารถควบคุมสถานะของสารทำงานที่อุปกรณ์ต่างๆ ในระบบ ผ่านชุด data acquisition เชื่อมต่อกับคอมพิวเตอร์ อุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิได้แก่ เทอร์โมคัปเปิ้ล Type k และอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันได้แก่ absolute pressure transducer สถานะของสารทำงานในเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหย สามารถควบคุมผ่านการควบคุมการเปิด/ปิด เครื่องทำความร้อน ส่วนสถานะของสารทำงานในเครื่องควบแน่นจะถูกควบคุมด้วยการปรับปริมาณน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นด้วยการใช้วาล์วควบคุมไฟฟ้าในระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบใช้ปั๊ม ระดับของของเหลวในเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหยจะถูกควบคุมด้วยการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ใช้ขับปั๊มโคอะแฟรม

ส่วนระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF ปริมาณของเหลวในถังหมุนเวียนสารจะถูกควบคุมโดยการตั้งตัวหน่วงเวลาควบคุมการเปิด/ปิด วาล์วควบคุมไฟฟ้า

1.11 ผลการทดลองที่ได้รับจากงานวิจัย

ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบไม่ใช้ปั๊ม สามารถแทนที่ระบบหมุนเวียนสารแบบเดิมที่ใช้ปั๊ม ในระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้สารทำความเย็น R141b ได้ โดยที่มีความสิ้นเปลืองกำลังงานความร้อนที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอสูงกว่าระบบหมุนเวียนสารแบบเดิมที่ใช้ปั๊ม 10-15% ทั้งนี้เป็นผลมาจากค่ากำลังงานความร้อนที่ต้องเพิ่มขึ้นเพื่อใช้ในการขับเคลื่อนระบบ WGF นอกจากนี้ยังเป็นผลมาจากจำนวนรอบการทำงาน ของระบบ WGF เอง

จากการทดลอง หาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของเครื่องทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้สารทำความเย็น R141b เป็นสารทำงาน พบว่าโดยเฉลี่ยแล้วในระบบที่ใช้การหมุนเวียนสารแบบ WGF นั้นมีค่า COP น้อยกว่าระบบที่ใช้ปั๊มเพียงเล็กน้อย สาเหตุที่ทำให้ค่า COP ของระบบที่ใช้การหมุนเวียนสารแบบ WGF นั้นต่ำกว่าเพราะ ในระบบ WGF มีความต้องการใช้กำลังงานความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอสูงกว่า เพื่อนำไปใช้ในการขับเคลื่อนระบบ WGF

จากการวิจัยพบว่า เพื่อที่จะทำให้ค่ากำลังงานความร้อนที่ใช้ในการขับเคลื่อนระบบ WGF มีค่าน้อยที่สุด จะต้องทำการปรับจำนวนรอบการทำงาน ของระบบ WGF ให้เหมาะสมทั้งนี้ควรให้มีความถี่ในการทำงาน น้อยที่สุดเท่าที่จะทำได้

จากการวิจัยนี้ยังคาดว่าจะสามารถพัฒนา ระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้สารทำความเย็น R141b เป็นสารทำงาน โดยใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบไม่ใช้ปั๊มให้มีประสิทธิภาพที่สูงขึ้นได้ เนื่องจากระยะทำการทดลองพบว่าอุณหภูมิของสารทำงานภายในเครื่องกำเนิดไอมีการเปลี่ยนแปลงค่าอยู่ตลอดเวลา เนื่องจากการป้อนสารทำงานของเหลวที่อุณหภูมิต่ำกว่า ในช่วงจังหวะการฉีดของระบบ WGF กลับเข้ามาภายในเครื่องกำเนิดไอ การที่จะรักษาอุณหภูมิของสารทำงานภายในเครื่องกำเนิดไอมีค่าคงที่เท่ากับค่าอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำงานที่ต้องการอยู่ตลอดเวลานั้น อาจทำได้โดยการควบคุมระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF ทั้ง 2 ชุด ให้สลับการทำงานทีละชุดต่อเนื่องกันไป ทั้งนี้คาดว่าด้วยลักษณะการทำงานดังกล่าว จะสามารถลดการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารทำงานภายในเครื่องกำเนิดไอ อันหมายถึงการลดกำลังงานความร้อนที่ไม่จำเป็นออกไปได้อีกด้วย

รายละเอียดโครงการ

บทที่ 1

บทนำ

ปัจจุบันระบบทำความเย็นที่ใช้กันอย่างแพร่หลายมากที่สุด คือ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapour Compression Refrigeration Cycle) ระบบนี้ใช้พลังงานกลในการขับเคลื่อนเครื่องอัดไอ (Compressor) ซึ่งใช้เพิ่มความดันไอของสารทำความเย็น ซึ่งโดยทั่วไปจะใช้มอเตอร์ไฟฟ้าเป็นตัวขับเคลื่อน ดังนั้นจึงอาจกล่าวได้ว่าระบบนี้เป็น ระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานกล (Work-Operated Refrigeration Cycle) นอกเหนือไปจากระบบนี้ยังมีระบบอื่นที่ไม่ต้องใช้พลังงานกลในการขับเคลื่อน แต่ใช้พลังงานความร้อนแทน จึงอาจเรียกได้เป็น ระบบทำความเย็นที่ใช้พลังงานความร้อน (Heat-Operated Refrigeration Cycle) ระบบดังกล่าวนี้คือ ระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ (Ejector Refrigeration Cycle) และระบบทำความเย็นแบบดูดซึม (Absorption Refrigeration Cycle) โดยทั้งสองระบบนี้ใช้พลังงานความร้อนเป็นพลังงานขับเคลื่อนหลัก แต่ยังคงต้องใช้พลังงานกลบ้างในการขับเคลื่อนปั๊มหมุนเวียนสารทำงานแต่น้อยมาก เมื่อเทียบกับพลังงานความร้อนที่ใช้

ในอุตสาหกรรมส่วนใหญ่ที่ต้องใช้พลังงานความร้อนซึ่งโดยทั่วไปได้จากการเผาไหม้ของน้ำมันไม้ หรือ ถ่านหิน แล้วนำความร้อนที่ได้ไปผลิตไอน้ำเพื่อใช้ในกระบวนการผลิต เมื่อเสร็จสิ้นกระบวนการผลิตความร้อนที่ใช้ในการผลิตนี้จะถูกทิ้งสู่ภายนอกที่อุณหภูมิต่ำลง (โดยทั่วไปประมาณ 100 ถึง 200 °C) ถ้าความร้อนที่ถูกปล่อยทิ้งนี้สามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์ได้อีก โดยนำมาใช้ขับเคลื่อนระบบทำความเย็น ผลที่ได้คือ การใช้กระแสไฟฟ้าของโรงงานเพื่อขับเคลื่อนระบบทำความเย็นก็จะลดลงด้วย ดังนั้นจึงสามารถประหยัดค่ากระแสไฟฟ้าได้ นอกเหนือไปจากนี้ยังช่วยรักษาสภาพแวดล้อมได้อีก คือเมื่อลดการใช้กระแสไฟฟ้าก็จะลดการปล่อยคาร์บอนไดออกไซด์และลดปริมาณความร้อนที่จะปล่อยสู่สิ่งแวดล้อมเนื่องจากการผลิตกระแสไฟฟ้า ซึ่งเป็นสาเหตุของปัญหาภาวะเรือนกระจก (Green-house effect) ซึ่งทำให้อุณหภูมิของโลกสูงขึ้น

เมื่อเปรียบเทียบระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์กับระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์นั้นไม่ซับซ้อนและยุ่งยากเท่าระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ถึงแม้ว่าจะมีค่าสัมประสิทธิ์ทำความเย็นที่ต่ำกว่า นอกจากนี้ระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ยังใช้สารทำงานเพียงชนิดเดียวและไม่มีปฏิกิริยาเคมีเกิด

ขึ้นภายในนอกเหนือจากการระเหยกลายเป็นไอและการควบแน่นกลับกลายเป็นของเหลว ส่วนในระบบทำความเย็นแบบดูดซึมนั้นต้องใช้สารทำงานสองชนิด คือ สารทำความเย็นและสารดูดซึม และยังมีปฏิกิริยาเคมีเกิดขึ้น คือ การแยกตัวและรวมตัวของสารทำความเย็นและสารดูดซึม ซึ่งทำให้ระบบมีความซับซ้อนและยุ่งยากในการออกแบบและทำงาน ดังนั้นระบบทำความเย็นแบบอิเล็กทรอนิกส์จึงดูเหมาะสมกว่าที่จะนำมาพัฒนาเพื่อใช้ในประเทศไทย เนื่องจากความเรียบง่ายจึงทำให้ต้นทุนการผลิตต่ำกว่า ถึงแม้ว่าจะมีสัมประสิทธิ์ต่ำกว่าก็ตาม

เมื่อเปรียบเทียบระบบดูดซึมกับระบบอิเล็กทรอนิกส์แล้ว ระบบแบบดูดซึมนั้นมีค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นที่ต่ำกว่า สามารถใช้งานได้ที่ช่วงสภาวะแวดล้อมที่กว้างกว่า แต่ว่าระบบมีความยุ่งยากและมีชิ้นส่วนมากกว่า ทำให้ต้องมีการควบคุมที่ดีและใช้สารทำงานคือสารลิเทียมโบรไมด์ ซึ่งมีราคาแพงและมีคุณสมบัติในการกัดกร่อนโลหะ ระบบนี้มีราคาค่อนข้างสูงเนื่องจากผลิตขึ้นเป็นจำนวนน้อยเมื่อเทียบกับระบบอัดไอและมีความยุ่งยากในการออกแบบและสร้าง เนื่องจากภายในระบบมีทั้งการถ่ายเทแลกเปลี่ยนความร้อน, การแยกสารทำความเย็นออกจากสารดูดกลืน และการดูดกลืนสารทำความเย็นเข้ากับสารดูดกลืน ถึงแม้ว่าระบบนี้จะมีราคาค่อนข้างสูงและมีประสิทธิภาพต่ำเมื่อเทียบกับระบบอัดไอ แต่ก็มิใช่ค่อนข้างแพร่หลายในประเทศที่พัฒนาแล้ว เช่น เมื่อต้องการผลิตกระแสไฟฟ้าเพื่อใช้ในอาคารโดยการใช้องค์เครื่องชนิดเซลล์ แทนที่จะปล่อยไอเสียทิ้งไปสู่อากาศ ก็สามารถนำมาใช้กับระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ดังนั้นพลังงานที่ได้จากเชื้อเพลิงก็จะถูกนำไปใช้ประโยชน์เกือบหมด คือได้ทั้งพลังงานไฟฟ้า ได้ทั้งความเย็นสำหรับระบบปรับอากาศ และยังลดความร้อนทิ้งสู่อากาศอีกด้วย

ส่วนระบบทำความเย็นแบบอิเล็กทรอนิกส์นั้น ถึงแม้ว่าจะมีประสิทธิภาพต่ำกว่า แต่เมื่อนำมาใช้กับระบบปรับอากาศในอาคารคือทำความเย็นในช่วง 13-20 องศาเซลเซียส ก็อาจให้ค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นที่ค่อนข้างสูง ซึ่งเป็นไปได้ที่จะถึง 0.7 ระบบนี้ไม่ยุ่งยากเหมือนระบบดูดซึม เพราะมีเพียงแค่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและหม้อต้ม ส่วนสารทำงานก็มีสารทำความเย็นเพียงอย่างเดียว ดังนั้นระบบนี้จึงมีความน่าสนใจที่จะนำมาพัฒนาใช้ เนื่องจากไม่มีความซับซ้อนในการสร้าง ไม่มีความยุ่งยากในการควบคุม

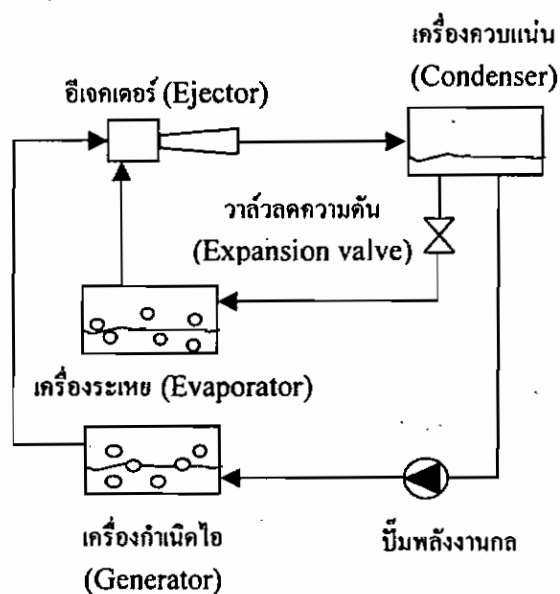
ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงเลือกที่จะนำเอาระบบทำความเย็นแบบอิเล็กทรอนิกส์มาศึกษาและพัฒนา เนื่องจากมีความเป็นไปได้ที่จะนำมาใช้งานจริง ถึงแม้ว่าจะมีประสิทธิภาพต่ำก็ตาม แต่ก็สามารถนำมาใช้กับความร้อนคุณภาพต่ำซึ่งมีราคาถูกหรือทิ้งมาจากอุตสาหกรรม เช่น ไอเสียจากเครื่องยนต์เป็นต้น และยังสามารถนำมาใช้ในที่

ห่างไกลและมีเชื้อเพลิงราคาถูก เช่น ก๊าซชีวภาพ (Biogas), ชีวมวล (Biomass) หรือเศษวัสดุจากผลผลิตการเกษตร เช่น ฟาง, แกลบ แต่การที่ระบบไม่ได้รับความนิยมก็เพราะระบบมีประสิทธิภาพต่ำก็จึงทำให้ไม่มีการพัฒนาเพื่อจะทำให้ระบบมีประสิทธิภาพสูงขึ้นแต่มีราคาถูกลง จะเห็นได้ว่าในหลายประเทศที่พัฒนาแล้วมีการพัฒนาระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเจอร์และแบบดูดซึมกันอย่างต่อเนื่อง แต่ส่วนมากที่ได้ทำการศึกษาก็จะเป็นเพียงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จะมีเพียงไม่กี่ระบบเท่านั้นที่ทำการทดลองจริง ดังนั้นทางคณะผู้วิจัยจึงมีความประสงค์ที่จะจัดสร้างระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเจอร์เพื่อที่จะทำการปรับปรุงและพัฒนาให้ดีขึ้น และสามารถนำไปประยุกต์ใช้ให้เหมาะสมกับประเทศไทยต่อไป

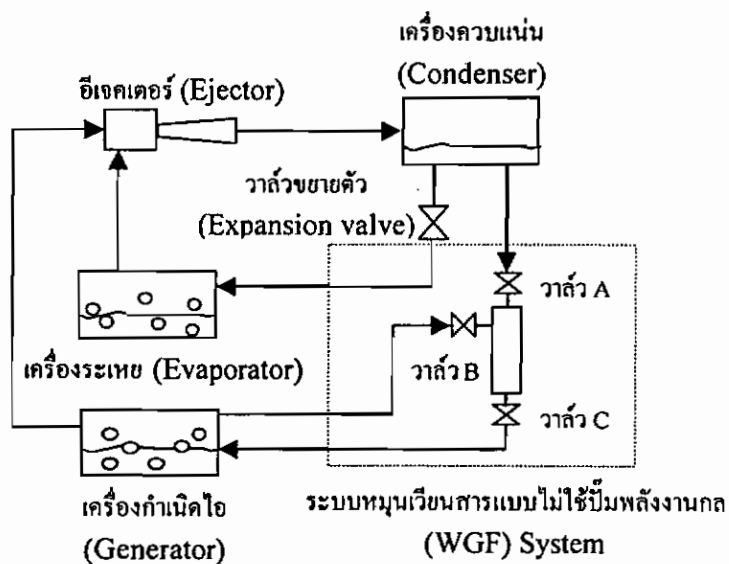
จากการศึกษาถึงการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเจอร์โดยใช้ R11 เป็นสารทำงาน [1] ซึ่งได้รับทุนสนับสนุนจากคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ พบว่าระบบนี้สามารถทำงานได้และมีประสิทธิภาพอยู่ในขั้นที่น่าพอใจและเป็นไปได้ที่จะนำมาพัฒนาใช้จริง ปัญหาที่พบในการทดลองคือ ป้อนที่ใช้ในการหมุนเวียนสารทำงาน คือ เป็นอุปกรณ์ที่มีการสึกหรอได้และมีราคาแพง นอกจากนี้ยังมีปัญหาเรื่องการเดือดของสารทำงานภายในปั๊ม และการสึกหรอสูง เนื่องจากสารทำงานไม่มีคุณสมบัติในการหล่อลื่น (ถึงแม้จะเป็นสารทำงานชนิดเดียวกับที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ แต่ในระบบอิมเมจเจอร์จะไม่มีการเติมน้ำมันหล่อลื่น) ดังนั้นในการวิจัยที่นำเสนอ นี้ จะทำการพัฒนาระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเจอร์ที่ไม่ได้ใช้ปั๊ม (ที่มีมอเตอร์เป็นตัวขับ) ในการหมุนเวียนสารทำงานภายในระบบ โดยจะออกแบบระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบใหม่ซึ่งไม่ต้องใช้พลังงานจากมอเตอร์ ดังนั้นเมื่อไม่มีปั๊มในระบบจะทำให้ระบบนี้เป็นระบบที่ปราศจากอุปกรณ์สึกหรอ ดังนั้นจะทำให้ระบบนี้เป็นระบบที่ต้องการการบำรุงรักษาน้อยมากและแทบไม่ต้องใช้กระแสไฟฟ้าเลย (อาจจะต้องใช้ในระบบควบคุมต่างๆ)และจะทำให้ระบบมีราคาลดลงมากอีกด้วย

ระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเจอร์โดยใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบไม่ใช้พลังงานจากปั๊มพลังงานกลจะแตกต่างจากระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเจอร์ดั้งเดิมตรงที่ในระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเจอร์แบบดั้งเดิมนั้น จะมีปั๊มใช้ไหลเวียนสารทำความเย็นในระบบ (รูปที่ 1) ซึ่งเป็นส่วนประกอบเดียวของระบบที่เป็นชิ้นส่วนที่มีการเคลื่อนไหวและใช้พลังงานไฟฟ้าป้อนให้ทำงาน ดังนั้นจึงทำให้เกิดแนวความคิดว่า หากสามารถแทนที่ปั๊มได้ จะทำให้ระบบทำความเย็นแบบอิมเมจเจอร์สามารถทำงานได้ด้วยพลังงานความร้อนเพียงอย่างเดียว

นอกจากนั้นยังสามารถทำให้ลดการสิ้นเปลืองและเสียงรบกวน รวมทั้งการสึกหรอของระบบอันเกิดจากการใช้ปั๊ม



รูปที่ 1: วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์โดยแบบดั้งเดิม



รูปที่ 2: วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์โดยใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบไม่ใช้พลังงานจากปั๊ม

รูปที่ 2 แสดงวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์โดยใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบไม่ใช้พลังงานจากปั๊ม ซึ่งต่อไปนี้จะเรียกว่าระบบหมุนเวียนสารแบบ WGF, (Workless-Generator-Feeding System) ซึ่งมีลักษณะและองค์ประกอบของระบบคล้ายกับวัฏจักรแบบดั้งเดิม ต่างกันที่ในระบบนี้แทนที่ปั๊มด้วย ระบบหมุนเวียนสารทำงานโดยใช้ ความดันไอจากเครื่องกำเนิดไอ และแรงโน้มถ่วงช่วยส่งของเหลวจากเครื่องควบแน่นกลับเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอนอกเหนือจากแรงอัดของความดันไอจากเครื่องกำเนิดไอ

จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาในอดีต [2] พบว่ามีการทดลองใช้ระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์กับสารทำงานหลายชนิดด้วยกัน โดยในชุดคั้นๆ นั้นสารทำงานที่นิยมใช้ในระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ได้แก่ไอ น้ำ อย่างไรก็ดี ระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ไอน้ำนั้นมิใช่ข้อเสียกล่าวคือ ไม่สามารถทำความเย็นที่อุณหภูมิต่ำกว่า 0°C ได้ และอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำงานที่เครื่องกำเนิดไอมักจะถูกจำกัดอยู่ในช่วง 120 ถึง 160°C [3,4] นอกจากนั้นความดันที่เครื่องควบแน่นที่ ระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ไอน้ำยังคงทำงานได้นั้นจะมีค่าความดันค่อนข้างต่ำ จากงานวิจัยของ Holton [5] แสดงให้เห็นว่าอีเจคเตอร์จะสามารถทำงานได้ดีกว่าหากสารทำงานที่เลือกใช้นั้นมีค่ามวลโมเลกุลที่สูงกว่า จากนั้นจึงได้มีนักวิจัยหลายๆท่านได้ทำการทดลองระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์กับสารทำงานที่เป็นสารทำความเย็นชนิดที่มี ฮาร์โลคาร์บอนเป็นองค์ประกอบ เช่น R11 [6], R12 [7], R113 [8], R123 [9] R134a [10], และ R141b [11] แต่จะมีอุปสรรคสำคัญอย่างหนึ่งในการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์กับสารทำความเย็นชนิดที่มี ฮาร์โลคาร์บอนเป็นองค์ประกอบ นั่นคือปัญหาในการปั๊มสารทำความเย็นเหล่านี้ให้ไหลเวียนในระบบ ซึ่งแตกต่างกับระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ไอน้ำทั้งนี้ เพราะโดยธรรมชาติของน้ำจะมีค่าความร้อนที่ใช้ในการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอที่สูงมากเมื่อเทียบกับสารทำความเย็นชนิดที่มี ฮาร์โลคาร์บอนเป็นองค์ประกอบ ดังนั้นอัตราการหมุนเวียนสารทำความเย็นที่มี ฮาร์โลคาร์บอนเป็นองค์ประกอบจะต้องสูงมากกว่าน้ำมาก

และเนื่องจากค่าความดันตกคร่อมที่ปั๊มสำหรับระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์กับสารทำความเย็นชนิดที่มี ฮาร์โลคาร์บอนเป็นองค์ประกอบนั้นจะมีค่าที่สูงมาก ดังนั้นจึงทำให้ต้องเลือกใช้ปั๊มประเภท positive displacement เช่น gear pump, diaphragm pump, หรือ piston pump ในการหมุนเวียนสาร ซึ่งปั๊มเหล่านี้จะมีการคิดคั่งวาล์วกันย้อนที่ด้านดูดของปั๊ม ซึ่งส่งผลให้เกิดค่าความดันตกในด้านดูด ของเหลวที่ด้านดูดของปั๊มนั้นมักจะอยู่ในสถานะของของเหลวอิมัลชัน หรือเป็นของเหลวเยือกแข็ง ดังนั้นการที่เกิดความดันตกในด้าน

จุดของปั๊มอื่นเนื่องจากการติดตั้งวาล์วกันย้อนจะทำให้สารทำงานเกิดการระเหยก่อให้เกิดฟองหรือโพรงอากาศ อันเป็นอุปสรรคต่อการปั๊ม ดังนั้นข้อคำนึงในการออกแบบระบบหมุนเวียนสารทำความเย็นชนิดที่มี ฮาร์โลคาร์บอนเป็นองค์ประกอบ โดยการใช้ปั๊มนั้นจึงมีมากกว่าระบบที่ใช้สารทำงานเป็นน้ำ ซึ่งจะส่งผลในเรื่องของราคารวมของระบบที่อาจจะสูงขึ้นมากเมื่อเทียบกับระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ไออน้ำ ดังนั้นสำหรับระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์กับสารทำความเย็นชนิดที่ฮาร์โลคาร์บอนเป็นองค์ประกอบ หากเราสามารถเลือกใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบไม่ใช้ปั๊มสำหรับระบบนี้แล้วก็จะสามารถแก้ปัญหาที่ได้กล่าวมาแล้วได้

งานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์ที่จะทำการสร้างและทดสอบระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์กับสารทำความเย็น R141b โดยใช้ระบบหมุนเวียนสารแบบ WGF เปรียบเทียบสมรรถนะในการทำความเย็นกับระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้ปั๊มในการหมุนเวียนสารทำงาน โดยคาดหวังว่าระบบ WGF นี้สามารถนำมาใช้แทนที่ระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้ปั๊มในการหมุนเวียนสารทำงาน โดยมีค่าประสิทธิภาพในการทำความเย็นไม่ด้อยไปกว่าเดิมมากนัก ซึ่งอาจจะทำให้ค่าใช้จ่ายสำหรับการสร้างและบำรุงรักษาระบบลดลง เพื่อที่จะดึงดูดให้ระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์สามารถแข่งขันกับระบบทำความเย็นแบบอื่นๆ ได้

บทที่ 2

ชุดทดลองและหลักการทำงาน

เพื่อทำการศึกษาและทดสอบการทำงานของเครื่องทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ ที่ใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบไม่ใช้พลังงานจากปั๊มพลังงานกลเปรียบเทียบกับเครื่องทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์แบบดั้งเดิม คณะผู้วิจัยได้ทำการสร้างเครื่องทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์โดยทำการออกแบบให้ระบบสามารถทำการหมุนเวียนสารทำงานได้ทั้งแบบดั้งเดิมกล่าวคือใช้ปั๊ม และสามารถหมุนเวียนสารทำงานได้โดยไม่ใช้พลังงานจากปั๊มพลังงานกล

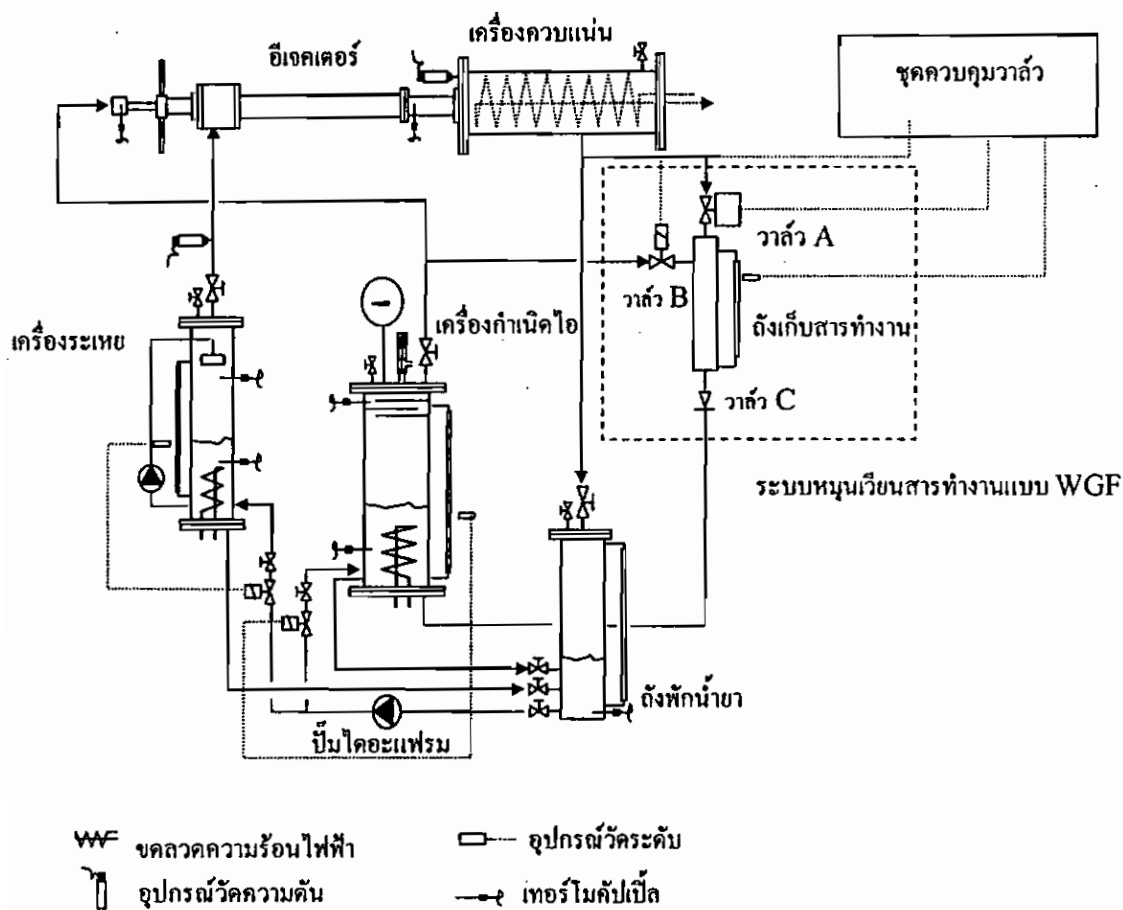
2.1 การทำงานของระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF

รูปที่ 3 แสดงวัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF ซึ่งมีลักษณะและองค์ประกอบของระบบคล้ายกับวัฏจักรแบบดั้งเดิม แต่ต่างกันที่ในระบบนี้จะแทนที่ปั๊มด้วยระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF โดยระบบนี้จะทำการส่งสารทำงานของเหลวที่กลั่นตัวจากเครื่องควบแน่น โดยอาศัยแรงโน้มถ่วงและความดันจากเครื่องกำเนิดไอเป็นแรงขับเคลื่อนของเหลวดังกล่าวกลับเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ โดยจะเห็นได้ว่าในรูปที่ 3 เครื่องควบแน่นจะถูกติดตั้งเหนือตำแหน่งของเครื่องกำเนิดไอ เพื่อให้แรงโน้มถ่วงช่วยส่งของเหลวจากเครื่องควบแน่นกลับเข้าสู่เครื่องกำเนิดไวนอกเหนือจากแรงอัดของความดันไอจากเครื่องกำเนิดไอรอบระบบหมุนเวียนสารทำความเย็นดังกล่าวจะมีขั้นตอนการทำงานหลักอยู่ 2 จังหวะ สลับกันทำงานเป็นวัฏจักร กล่าวคือจังหวะแรกเป็นการเติมของเหลวที่กลั่นตัวจากเครื่องควบแน่นเข้าสู่ถังเก็บของระบบหมุนเวียน และจังหวะที่สองคือการฉีดของเหลวจากถังเก็บเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ

ในจังหวะเดิม ของเหลวจะถูกเปิดให้ไหลเข้าสู่ถังเก็บของระบบ WGF โดยการเปิดวาล์ว A ในจังหวะนี้ โดยวาล์ว B และวาล์ว C จะถูกปิดอยู่ ซึ่งของเหลวจะถูกเติมจนกระทั่งได้ปริมาณที่ต้องการ จากนั้น วาล์ว A จะถูกปิดเป็นการสิ้นสุดจังหวะเดิม

ในจังหวะถัดจะเริ่มทันทีหลังจากที่วาล์ว A ปิดสนิท โดยวาล์ว B จะถูกเปิดเพื่อให้ไอความดันสูงของสารทำงานจากเครื่องกำเนิดไอไหลเข้าสู่ถังเก็บของระบบ WGF และมีความดันเท่ากับความดันของเครื่องกำเนิดไอนี้ ในที่สุด จากนั้นวาล์ว C ก็จะถูกเปิด ไอความดันสูงก็จะทำหน้าที่อัดสารทำงานของเหลวในถังเก็บของระบบ WGF กลับเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ จังหวะถัดจะสิ้นสุดเมื่อสารทำงานของเหลวในถังเก็บของระบบ WGF ถูก

ป้อนเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอจนหมด จากนั้นทั้งวาล์ว B และวาล์ว C ก็จะถูกปิด ระบบหมุนเวียน WGF จะเริ่มทำงานโดยการเปิดวาล์ว A เพื่อเติมของเหลวเข้าสู่ถังเก็บอีกครั้ง และเริ่มกระบวนการฉีดของเหลวเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอเป็นเช่นนี้ไปเรื่อยๆ ในทางปฏิบัติสามารถแทนที่วาล์ว C ด้วยวาล์วกันย้อน (Check valve) เพื่อให้ง่ายต่อการควบคุมการเปิด-ปิดของวาล์ว



รูปที่ 3: วัฏจักรทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่ใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF

2.2 ชุดทดลองเครื่องทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์

รูปที่ 4 แสดงภาพ 3 มิติเครื่องทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ วัสดุหลักที่ใช้ในการสร้างเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหยและถังเก็บสารทำงาน ได้แก่ สแตนเลส 304 โดยใช้ข้อต่อและอุปกรณ์วาล์ว ที่ทำจากทั้ง สแตนเลส และทองเหลือง ในส่วนของวัสดุท่อนั้น จะใช้ท่อทองแดงในส่วนที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 70°C และท่ออ่อนที่ทำจาก โพลีเอทิลีน ในส่วนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 70°C สำหรับอุปกรณ์กันรั่ว จำพวก โอริงและซีลยาง

ต่างๆจะเลือกใช้วัสดุ Viton ส่วนที่อุณหภูมิสูงกว่า 100°C จะเลือกใช้ เทฟลอน สำหรับชุดทดลองนี้จะประกอบ ด้วยอุปกรณ์หลักดังต่อไปนี้

- เครื่องกำเนิดไอ (1) ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่สารทำงานจนกระทั่งสารทำงานมีอุณหภูมิและความดันสูงถึงจุดใช้งาน ในที่นี้เครื่องกำเนิดไอจะจ่ายไอไปใช้ 2 ส่วนคือ ส่วนที่หนึ่ง เพื่อการใช้งานตามวัตถุประสงค์หลัก ส่วนที่ 2 เพื่อนำไอของสารทำงานไปใช้ในระบบหมุนเวียนสารทำงาน โดยเครื่องกำเนิดไ้อั้ถูกออกแบบให้สามารถรองรับการผลิตไอของสารทำความเย็น R141b ที่อุณหภูมิสูงถึง 150°C โดยออกแบบให้มีขดลวดความร้อนไฟฟ้า ขนาด 8 kW (3 เฟส) ติดตั้งอยู่ด้านต่ำสุดของภาชนะเครื่องกำเนิดไอ โดยสามารถควบคุมการทำความร้อนผ่าน ตัวควบคุมอุณหภูมิดิจิทัล ที่ส่วนบนสุดของเครื่องกำเนิดไอ มีการติดตั้งแผ่นบัฟเฟิล 3 แผ่นเรียงสลับไปมาเพื่อป้องกันละอองของเหลวของสารทำงานออกจากเครื่องกำเนิดไอ ผิวด้านนอกของเครื่องกำเนิดไอนี้ถูกหุ้มด้วยฉนวนความร้อนชนิดใยแก้วแล้วถูกหุ้มด้วยแผ่นอลูมิเนียมฟอยล์อีกชั้น ปริมาณของของเหลวในเครื่องกำเนิดไอจะสามารถสังเกตได้จากหลอดแก้ววัดระดับที่ถูกติดตั้งอยู่ด้านข้างของเครื่องกำเนิดไอ
- เครื่องระเหย (2) ทำหน้าที่ในการจำลองภาระทำความเย็นให้แก่ระบบ ซึ่งมีหลักการออกแบบคล้ายกับของเครื่องกำเนิดไอ โดยมีขดลวดความร้อนไฟฟ้า ขนาด 3 kW (3 เฟส) ติดตั้งอยู่ด้านต่ำสุดของภาชนะเครื่องระเหย ผิวด้านนอกของเครื่องระเหยนี้ถูกหุ้มด้วยฉนวนใยนิโอพรีน ปริมาณของของเหลวในเครื่องระเหยจะสามารถสังเกตได้จากหลอดแก้ววัดระดับที่ถูกติดตั้งอยู่ด้านข้าง
- อีเจกเตอร์ (3) ซึ่งถูกออกแบบโดยอาศัยทฤษฎีที่ได้กล่าวไว้แล้วในบทนำ โดยหัวฉีดหลักถูกออกแบบให้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่คอคอดเท่ากับ 2.5 มม. ถูกติดตั้งโดยการขันเกลียวติดเข้ากับเพลลาที่สามารถปรับเลื่อนเข้าหรือออกได้ ห้องผสมถูกออกแบบให้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่คอคอดเท่ากับ 8 มม. รายละเอียดอื่นๆของอีเจกเตอร์ได้แสดงไว้แล้วในรูปที่ 5
- เครื่องควบแน่นชนิดแผ่น ระบายความร้อนด้วยน้ำ (4) ทำหน้าที่กักเก็บไอของสารทำงานที่ผ่านการใช้งานตามวัตถุประสงค์หลัก ให้เป็นของเหลวลงไปเก็บในถังเก็บน้ำยาหลักของระบบ

2.2.1 ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบใช้ปั๊มพลังงานกล ประกอบด้วย

- ถังพักสารทำงาน (5) เป็น ถังโลหะสแตนเลส 304 ที่ใช้พักสารทำงานที่กลั่นตัวจากเครื่องควบแน่นก่อนเข้าสู่ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบใช้ปั๊ม
- ปั๊มหมุนเวียนสารทำงานในระบบ (6) เป็นปั๊มไดอะแฟรม โดยส่งกำลังผ่านมอเตอร์ไฟฟ้าขนาด ¼ แรงม้า ที่สามารถปรับความเร็วรอบได้ ทั้งยังออกแบบให้มีเครื่องหล่อเย็นขนาดเล็ก (7) ทำหน้าที่ หล่อเย็นสารทำงาน R141b ก่อนที่จะถูกส่งเข้าไปที่ปั๊มไดอะแฟรม เพื่อป้องกันการเดือดของสารทำงาน อันจะทำให้เกิดโพรงอากาศเป็นอุปสรรคต่อการปั๊ม

2.2.2 ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF

ระบบ WGF สำหรับงานวิจัยนี้ได้ถูกออกแบบให้มี 2 ชุด ทั้งนี้เพื่อให้สามารถทำการทดลองการทำงานของระบบ WGF 2 ชุดนี้ทั้งแบบทำงานพร้อมกัน และแบบสลับกันทำงาน ในรูปแบบที่ ระบบ WGF ทั้ง 2 ชุดทำงานพร้อมกัน ระบบจะทำการเติมของเหลวเข้าสู่ถังหมุนเวียนสารทำงาน (8) และฉีดของเหลวกลับเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอพร้อมๆกัน ส่วนรูปแบบที่ ระบบ WGF ทั้ง 2 ชุดทำงานสลับกัน โดยระบบจะทำการเติมของเหลวเข้าสู่ถังหมุนเวียนสารทำงาน และฉีดของเหลวกลับเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอพร้อมๆกัน อย่างไรก็ตามสำหรับงานวิจัยนี้ จะรายงานผลการวิจัยเฉพาะผลที่ได้จากการทำงานในรูปแบบที่ ระบบ WGF ทั้ง 2 ชุดทำงานพร้อมกัน

- ถังหมุนเวียนสารทำงาน (8) เป็นถังโลหะ ที่ รองรับสารทำงานที่กลั่นตัวจากเครื่องควบแน่น และมีท่อทางเข้าที่เพื่อให้ไอของสารทำงานความดันสูงจากเครื่องกำเนิดไอดำเนินเข้าสู่ถังหมุนเวียนสาร ทำหน้าที่ผลักดันสารทำงานของเหลวจากเครื่องควบแน่นให้ไหลกลับเข้าสู่ เครื่องกำเนิดไอ
- วาล์วควบคุม A (9) ทำหน้าที่เปิด-ปิด เพื่อเติม และหยุดการเติมสารทำงานจากเครื่องควบแน่นลงสู่ถังหมุนเวียนสาร (8)
- วาล์วควบคุม B (10) ทำหน้าที่เปิด-ปิด เพื่อเติม และหยุดการเติมไอของสารทำงานจากเครื่องกำเนิดไอ (1) เข้าสู่ถังหมุนเวียนสาร (8)

- วาล์วกันย้อน C (11) ทำหน้าที่เปิดให้สารทำงานจาก ถังหมุนเวียนสาร (8) ไหลกลับเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ โดยจะเห็นได้จากในรูปที่ 6 ได้แสดงภาพถ่ายจริงของส่วนประกอบทั้งหมดในระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF ทั้ง 2 ชุด

2.3 เครื่องมือวัดและควบคุม

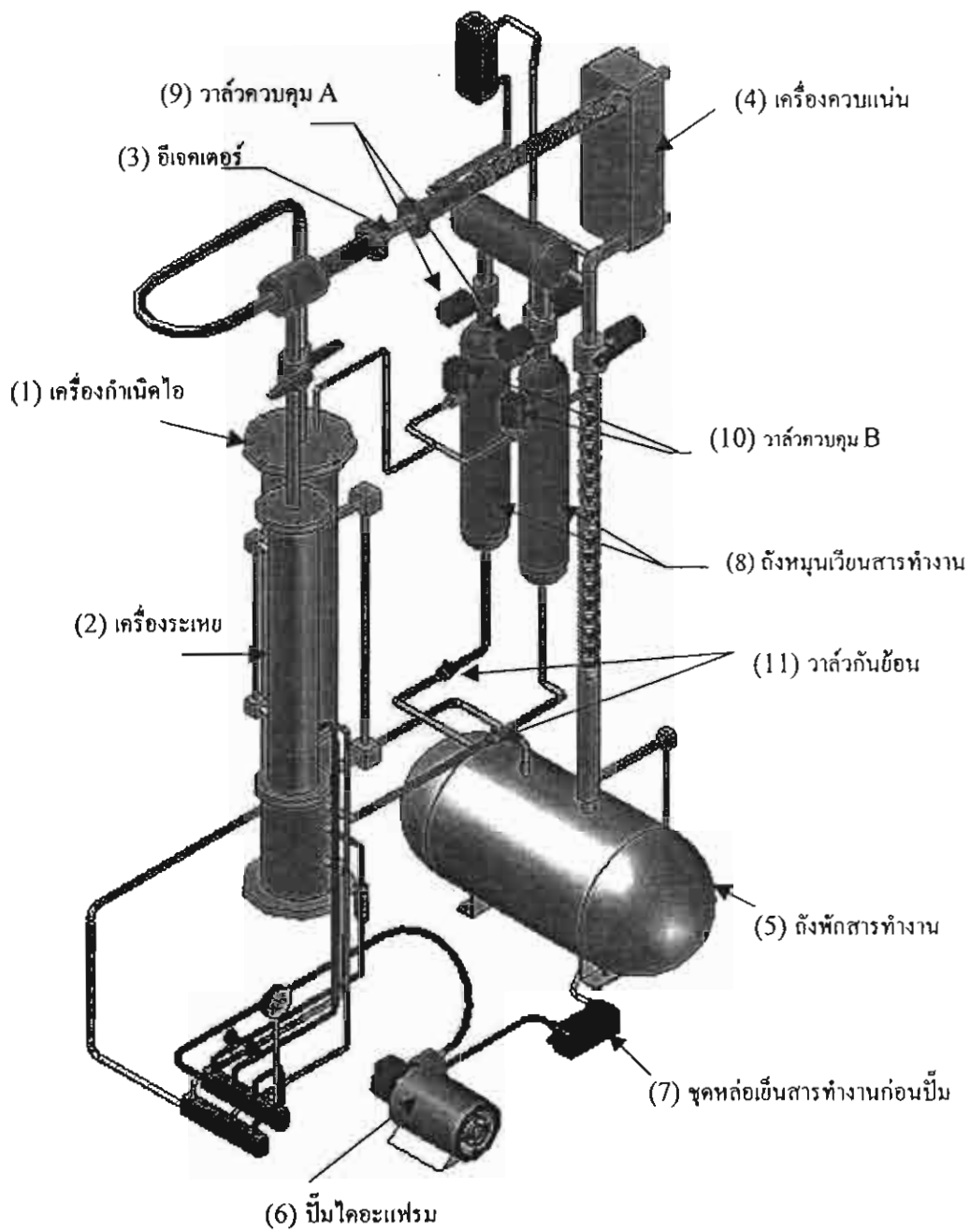
ชุดทดลองนี้ สามารถควบคุมสภาวะของสารทำงานที่อุปกรณ์ต่างๆ ในระบบ ผ่านชุด data acquisition เชื่อมต่อกับคอมพิวเตอร์ ในขณะที่ระบบทำงาน ค่าตัวแปรที่ต้องวัดและควบคุมได้แก่ อุณหภูมิ ความดัน และ อัตราการไหล ของสารทำงาน

อุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิได้แก่ เทอร์โมคัปเปิล Type k ขนาดความไม่แน่นอน $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ และอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันได้แก่ absolute pressure transducer ขนาดความไม่แน่นอน $\pm 0.25\%$ ซึ่งถูกติดตั้งไว้ที่ตำแหน่งต่างๆตามรูป

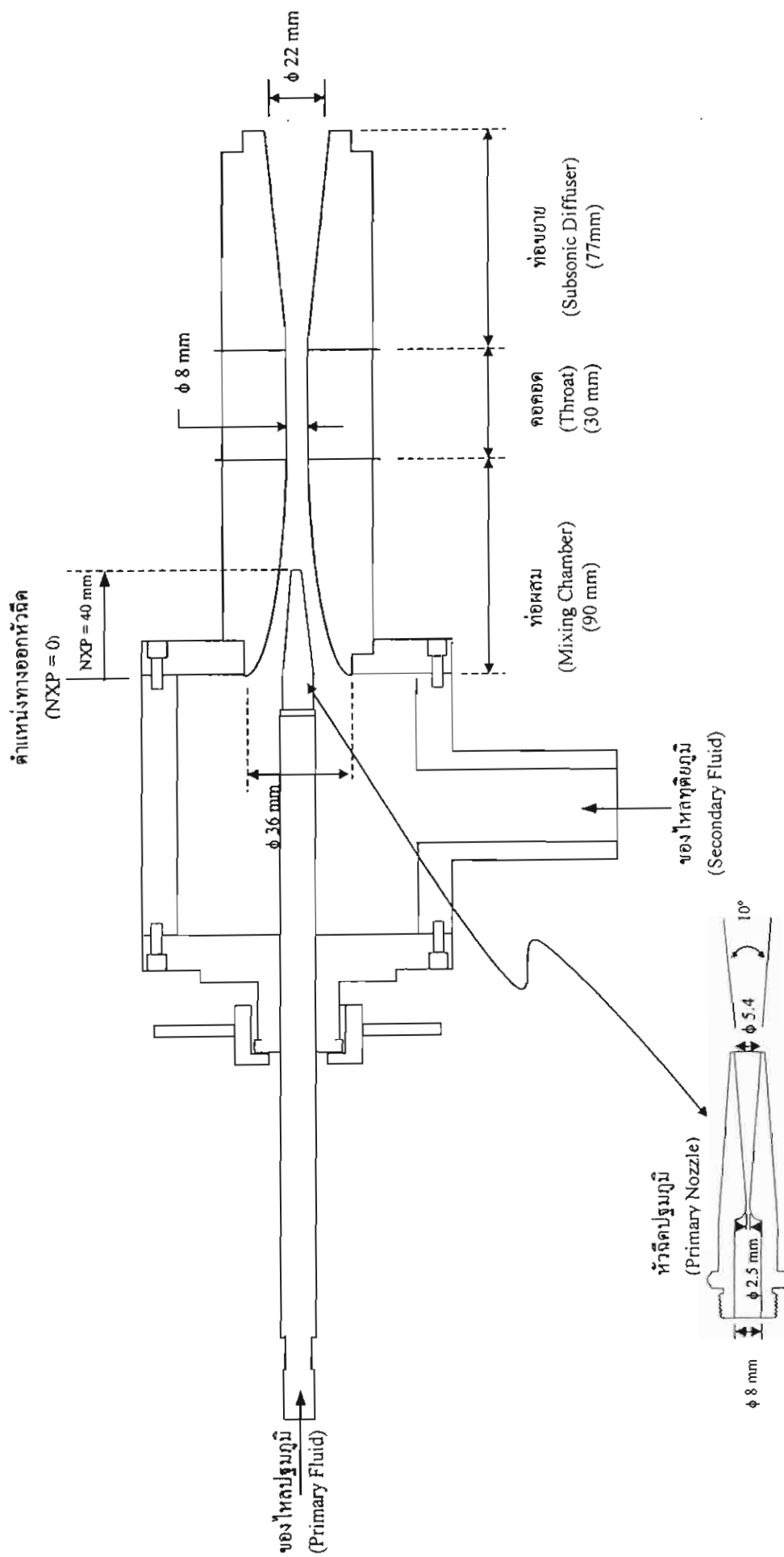
สภาวะของสารทำงานในเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหย สามารถควบคุมผ่านการควบคุมการเปิด/ปิดเครื่องทำความร้อน ส่วนสภาวะของสารทำงานในเครื่องควบแน่นจะถูกควบคุมด้วยการปรับปริมาณน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นด้วยการใช้วาล์วควบคุมไฟฟ้าในระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบใช้ปั๊ม ระดับของของเหลวในเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหยจะถูกควบคุมด้วยการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ใช้ขับปั๊มไดอะแฟรม

ส่วนระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF ปริมาณของเหลวในถังหมุนเวียนสารจะถูกควบคุมโดยการตั้งตัวหน่วงเวลาควบคุมการเปิด/ปิด วาล์วควบคุมไฟฟ้า

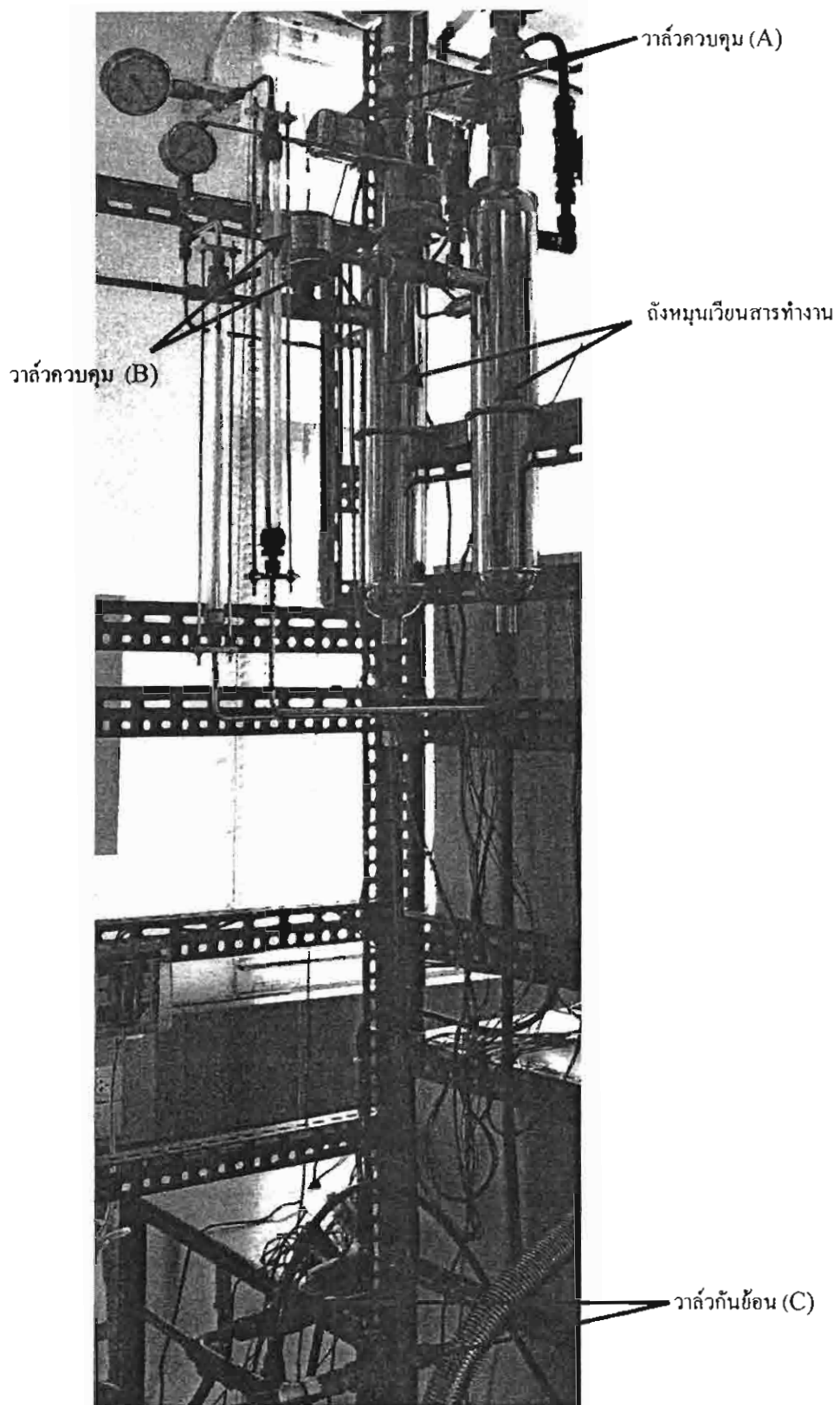
ในรูปที่ 7 ได้แสดงภาพถ่ายจริงของเครื่องทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้ในการงานวิจัยนี้ โดยจะสามารถใช้งานได้ทั้งกับระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบเดิมที่ใช้ปั๊มพลังงานกลและระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบใหม่ คือ ระบบ WGF



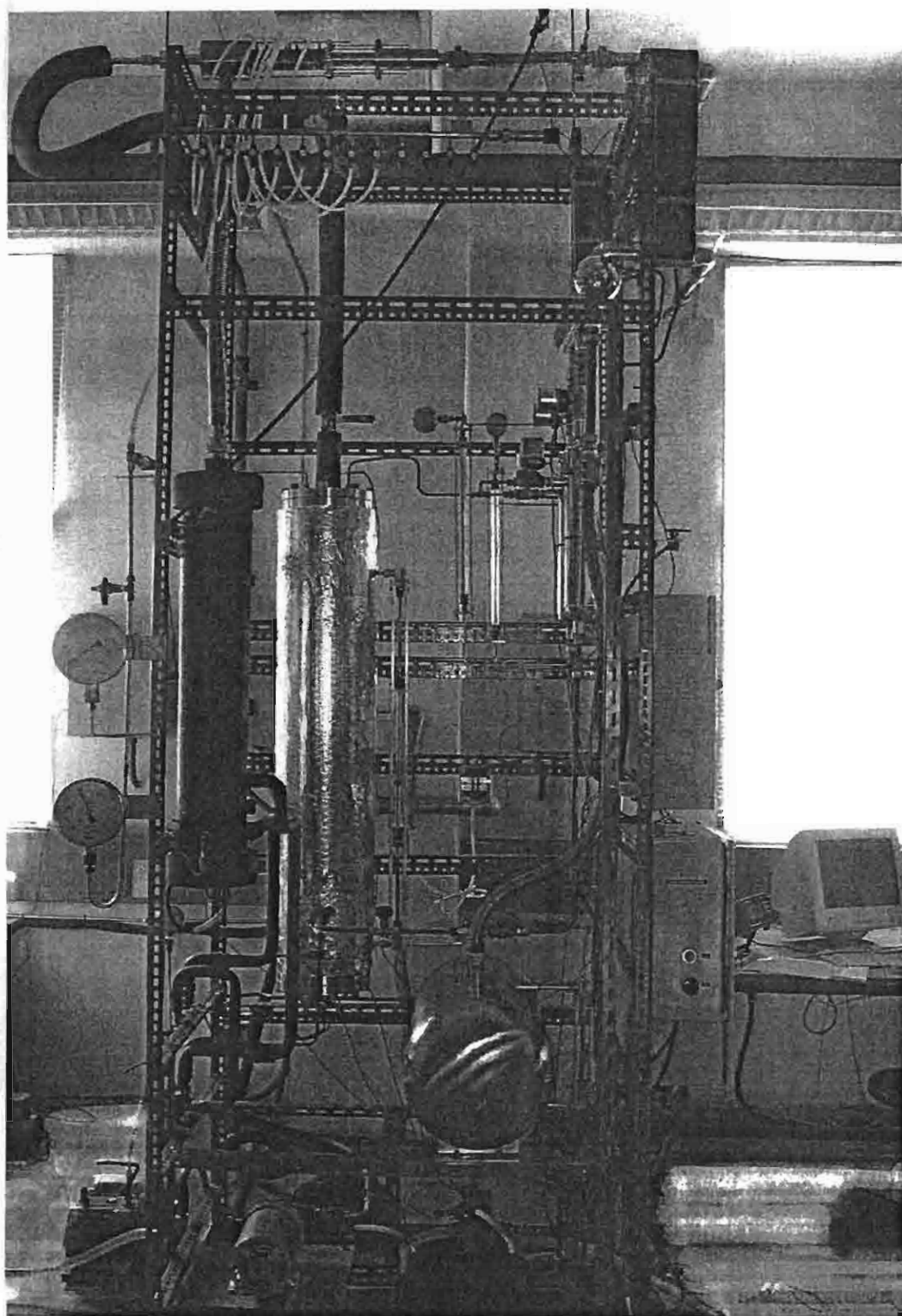
รูปที่ 4: ภาพ 3 มิติ แสดงแบบเครื่องทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้



รูปที่ ๑: รูปร่างอิงเคคเตอร์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้



รูปที่ 6: ภาพถ่ายจริงระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF ที่ติดตั้ง 2 ชุด



รูปที่ 7: ภาพถ่ายจริงเครื่องทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้ในงานวิจัยนี้

บทที่ 3

ผลการทดลอง

3.1 กำลังงานที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอ

ในขั้นแรกระบบจะถูกทดสอบ โดยทำการแยกส่วนของเครื่องระเหยหรือคอยล์เย็นและดึงพักรทำงานออกจากระบบ เพื่อทดสอบเฉพาะกำลังงานที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอ ทำการทดสอบโดยการให้ความร้อนกับน้ำยาทำความเย็น จากเครื่องกำเนิดไอที่อุณหภูมิอิ่มตัว 90 ถึง 120°C เพื่อผลิตไอของสารทำความเย็นแล้วปล่อยให้ไหลผ่านเข้าสู่หัวฉีดหลัก และอีเจกเตอร์ ผ่านเข้าสู่เครื่องควบแน่นตามลำดับ ในระหว่างการทดสอบเครื่องควบแน่นถูกควบคุมอุณหภูมิที่ 30°C จากนั้นจึงทำการวัดค่ากำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ขดลวดความร้อนของเครื่องกำเนิดไอ ซึ่งจะทำหน้าที่เสมือนตัวควบคุมการไหลเนื่องจากโดยทฤษฎีแล้ว การไหลของของไหลความเร็วสูงผ่านหัวฉีดนั้นจะเกิดการ choke ของการไหลที่บริเวณคอคอดของหัวฉีด (Mach number = 1) ดังนั้นที่อุณหภูมิหนึ่งๆ อัตราการไหลของของไหลผ่านหัวฉีดหลักจะมีค่าคงที่ซึ่งในการทดลองสามารถหาได้จากการสังเกตระดับของของเหลวที่ตกลงต่อเวลาที่ใช้ในการทดลอง ในหลอดแก้ววัดระดับที่ติดตั้งไว้ที่เครื่องกำเนิดไอทางทฤษฎีแล้วกำลังงานที่ป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอหาได้จากสมการ

$$\dot{Q}_{gen-ideal} = \dot{m}_{ref} (h_{g@T_{gm}} - h_{f@30^{\circ}C}) \quad (1)$$

กำลังงานที่ป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอจากสมการที่ (1) ถือเป็นค่าที่น้อยที่สุดที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอเพื่อใช้ในการผลิตไอ โดยไม่คิดค่าการสูญเสียอื่นๆ ค่ากำลังงานที่ป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอจากสมการ (1) ที่อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ 90 ถึง 120°C แสดงไว้ในตารางที่ 1

สำหรับการทดลองเพื่อวัดค่ากำลังงานที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอในระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF นี้ จะทำการทดลองโดยควบคุมระบบการป้อนกลับของน้ำยาจากถังหมุนเวียนสารทำงานทั้ง 2 ดังให้ทำการรับและฉีดน้ำยาไปพร้อมกัน ในตารางที่ 2 แสดงค่ากำลังงานที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอที่วัดได้สำหรับระบบ WGF ที่อุณหภูมิอิ่มตัวของน้ำยาในเครื่องกำเนิดไอค่าต่างๆ จาก 90 ถึง 120°C และจำนวนรอบของการทำงานของระบบ WGF ที่ 25, 30 และ 40 รอบต่อชั่วโมง

ตารางที่ 1: แสดงอัตราการไหลวิกฤต (critical mass flow rate) และค่ากำลังงานที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอ (power input to the generator)

อุณหภูมิ	ความดันสัมบูรณ์	อัตราการไหลวิกฤต	กำลังงานที่ต้องการ ทางอุณหภูมิต	กำลังงานที่ต้องการ จากการทดลอง
(°C)	(bar-abs)	(kg/min)	(W)	(W)
90	5.39	0.643	2834	2922
95	6.05	0.680	3029	3259
100	6.77	0.735	3336	3802
105	7.56	0.800	3648	4517
110	8.40	0.880	4076	5145
115	9.32	0.954	4456	5671
120	10.31	1.060	5012	6524

* โดยใช้ปั๊มหมุนเวียนสารทำงานแบบพลังงานกล

ตารางที่ 2: แสดงค่ากำลังงานที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอ (power input to the generator) โดยใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF

n (รอบ/ชั่วโมง)	อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ (°C)						
	90	95	100	105	110	115	120
25	3443	3883	4522	5290	5861	6480	7404
35	3430	4050	4592	5409	5987	6679	7295
40	3523	4186	4800	5485	6240	6717	7482

จากผลการทดลองพบว่า หากเปรียบเทียบค่ากำลังงานที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอที่วัดได้สำหรับระบบ WGF และระบบที่ใช้ปั๊มพลังงานกลดังแสดงในรูปที่ 8 พบว่าค่ากำลังงานที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอที่วัดได้สำหรับระบบ WGF นั้นมีค่าสูงกว่า ระบบที่ใช้ปั๊ม 10-15% ทั้งนี้ค่ากำลังงานที่สูงกว่านี้เป็นผลมาจากค่ากำลังงานส่วนหนึ่งถูกใช้ไปในการขับเคลื่อนระบบ WGF โดยการนำเอาค่ากำลังงานส่วนดังกล่าวจากไอของสารทำความเย็นที่ผลิตได้จากเครื่องกำเนิดไอไปใช้ขับเคลื่อนของเหลวในถังหมุนเวียนสารทำงานให้ไหลกลับเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ

ในสถานะ การฉีด สำหรับ 1 รอบการทำงานของระบบ WGF นั้น ปริมาณของไอความดันสูงจากเครื่องกำเนิดไอ ที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนสารทำความเย็นของเหลวในถังหมวนเวียนสารทำงานกลับเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอก็จะมีค่าเท่ากับปริมาณของไอที่เติมเต็มในถังหมวนเวียนสารทำงาน ค่ากำลังงานที่ต้องใช้ในการผลิตไอความดันสูงปริมาณดังกล่าวสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2) สำหรับสมการที่ (2) นี้จะใช้สมมติฐานที่ว่า ทุกๆรอบการทำงาน of ระบบ WGF อุณหภูมิของถังหมวนเวียนสารทำงานจะเปลี่ยนแปลงค่าอยู่ระหว่างค่าสูงสุดคือค่าอุณหภูมิอิ่มตัวของไอสารทำความเย็นจากเครื่องกำเนิดไอ และอุณหภูมิค่าสุดที่ควบคุมให้เกิดการกลั่นตัวที่คอนเดนเซอร์ ในที่นี้กำหนดไว้ที่ 30°C

$$(\rho_{\text{vapour}@T_{\text{gen}}} V_{\text{tank}})(h_{g@T_{\text{gen}}} - h_{f@30^{\circ}\text{C}}) \quad (2)$$

ส่วนค่ากำลังงานที่ใช้ในการทำให้อุณหภูมิของถังหมวนเวียนสารทำงานสแตนเลส ร้อนหรือเย็นในทุกๆ 1 รอบการทำงาน สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3)

$$m_{\text{tank}} C_{\text{tank}} (T_{\text{gen}} - 30^{\circ}\text{C}) \quad (3)$$

ดังนั้นค่ากำลังงานความร้อนทั้งหมดที่ไอความดันสูงจากเครื่องกำเนิดไอต้องใช้ในการขับเคลื่อนระบบ WGF

สำหรับถังหมวนเวียนสารทำงาน 1 ถัง สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (4)

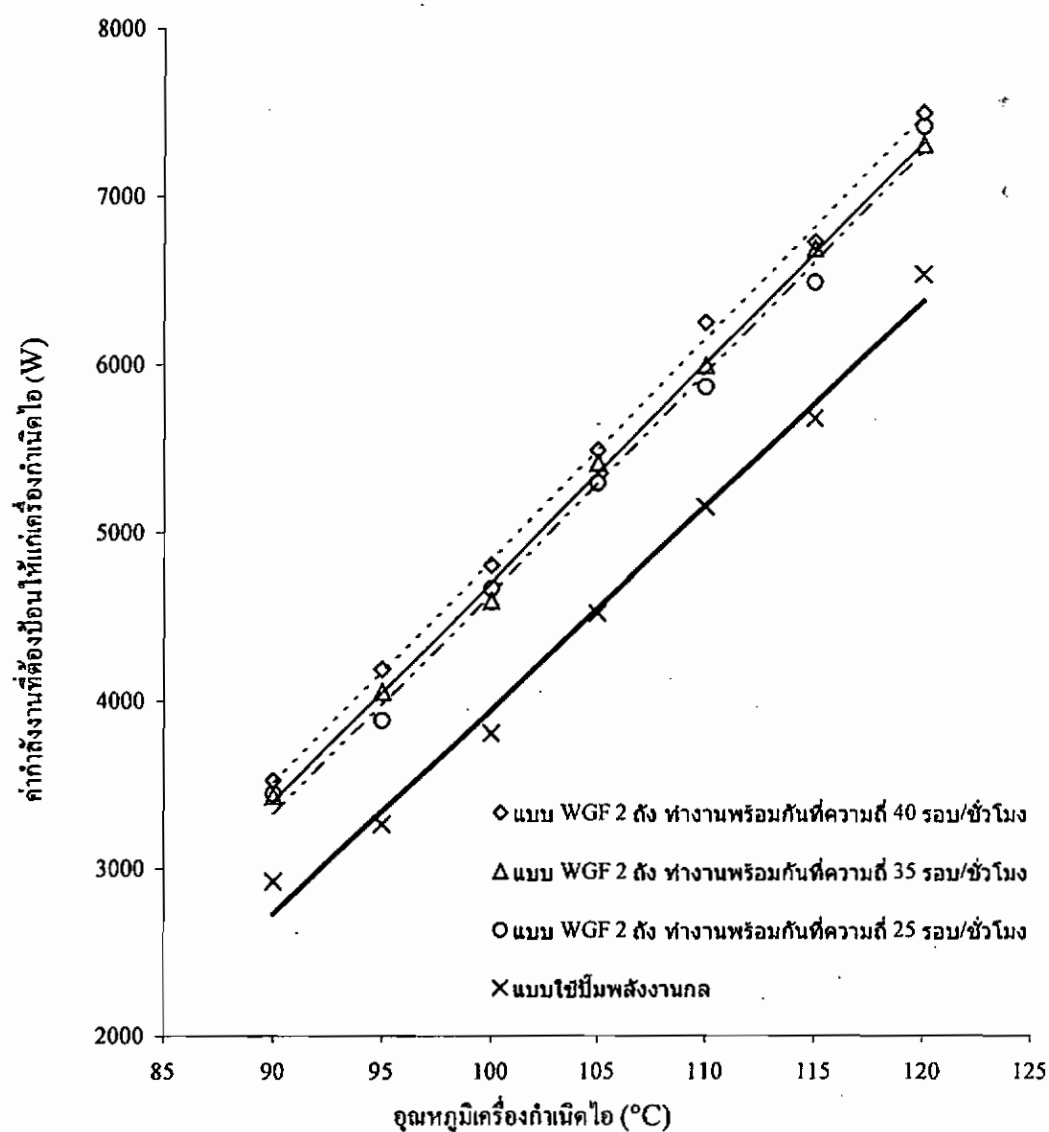
$$\dot{Q}_{\text{feed}} = \frac{n}{3600} \left[\rho_{\text{vapour}@T_{\text{gen}}} V_{\text{tank}} (h_{g@T_{\text{gen}}} - h_{f@30^{\circ}\text{C}}) + m_{\text{tank}} C_{\text{tank}} (T_{\text{gen}} - 30^{\circ}\text{C}) \right] \quad (4)$$

ปริมาณความร้อนดังกล่าวนี้ไดมาจากความร้อนส่วนหนึ่งจากเครื่องกำเนิดไอ และจะถูกคายความร้อนให้แก่สิ่งแวดล้อมผ่านเครื่องควบแน่นในที่สุด

ค่ากำลังงานความร้อนที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนระบบ WGF นั้นมีค่าเท่ากับผลต่างระหว่างค่ากำลังงานที่ป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอในระบบที่ใช้ปั๊ม และค่ากำลังงานที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอในระบบ WGF ในรูปที่ 9 (ก, ข, และ ค) แสดงการเปรียบเทียบค่ากำลังงานความร้อนที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนระบบ WGF ที่วัดได้จากการทำการทดลอง และจากการคำนวณทางทฤษฎี (สมการที่ (4)) ซึ่งจากกราฟจะเห็นว่าค่าทั้ง 2 มีแนวโน้มที่ใกล้เคียงและสอดคล้องกัน ซึ่งค่าที่ได้จากการทดลองจะมีค่าต่ำกว่าที่คำนวณได้จากทางทฤษฎี ทั้งนี้

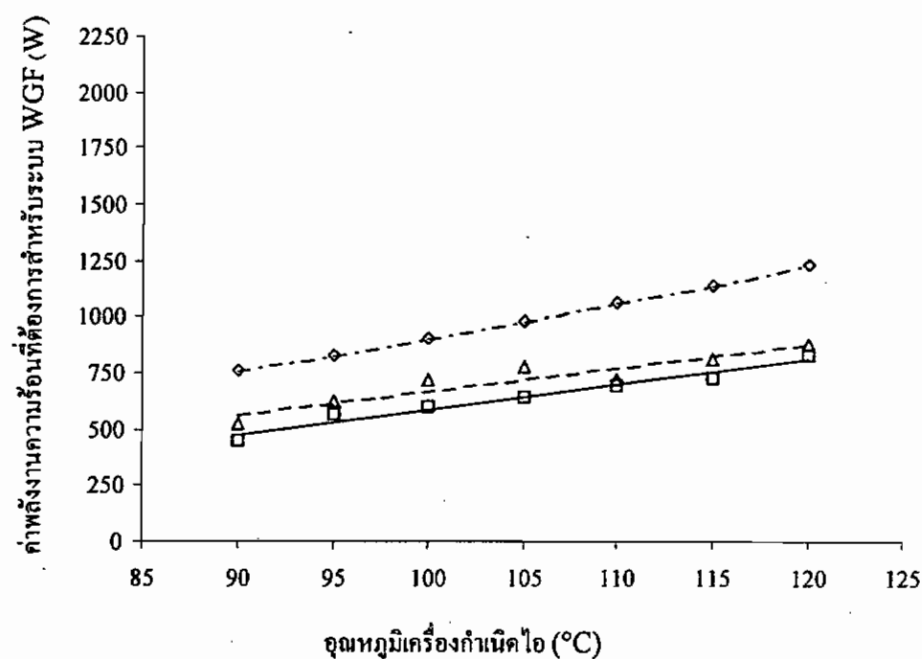
เป็นเพราะความแตกต่างของค่าที่คำนวณได้จากสมการที่ 3 ดังที่ได้อธิบายไว้แล้วก่อนหน้านี้ กับค่ากำลังงานที่เกิดขึ้นจริงในการทำให้กังหันเวียนสารถานมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นและลดลง ซึ่งเกิดจากการตั้งสมมติฐานว่าอุณหภูมิของกังหันเวียนสารถานมีการเปลี่ยนแปลงจากค่าต่ำสุดไปจนถึงค่าอุณหภูมิอิ่มตัวของไอสารทำความเย็นที่ผลิตจากเครื่องกำเนิดไอ แต่ในความเป็นจริงจากการทดลองพบว่าเมื่อเวลาผ่านไปค่าอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงของกังหันเวียนสารถาน จะเปลี่ยนแปลงในช่วงที่แคบกว่าที่ได้ตั้งสมมติฐานไว้ ดังนั้นจึงมีการวัดค่าอุณหภูมิจริงในระหว่างการทดลองเพื่อนำมาใช้คำนวณในสมการที่ 3 และพบว่าค่ากำลังความร้อนที่ได้จากการใช้อุณหภูมิดังกล่าวมีค่าใกล้เคียงกับค่ากำลังความร้อนที่วัดจริง และเพื่อเป็นการลดความร้อนสูญเสียแก่สิ่งแวดล้อมซึ่งจะทำให้ค่าจากการคำนวณใกล้เคียงกับค่าจากการวัดมากขึ้น จึงได้ทำการหุ้มฉนวนโฟมนิโอพรีนให้แก่ระบบ WGF

จากการทดลองยังพบว่าความถี่ของรอบการทำงานของระบบ WGF (จำนวนรอบต่อชั่วโมง) มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพของระบบ ดังนั้นเพื่อทำให้การทำงานของระบบ WGF เกิดประสิทธิภาพสูงสุด จึงควรควบคุมให้ระบบ WGF ทำงานด้วยความถี่รอบที่ต่ำที่สุดในแต่ละอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ ทั้งนี้เพื่อให้ค่ากำลังความร้อนที่จำเป็นต่อการขับเคลื่อนระบบ WGF มีค่าน้อยที่สุดเท่าที่เป็นไปได้

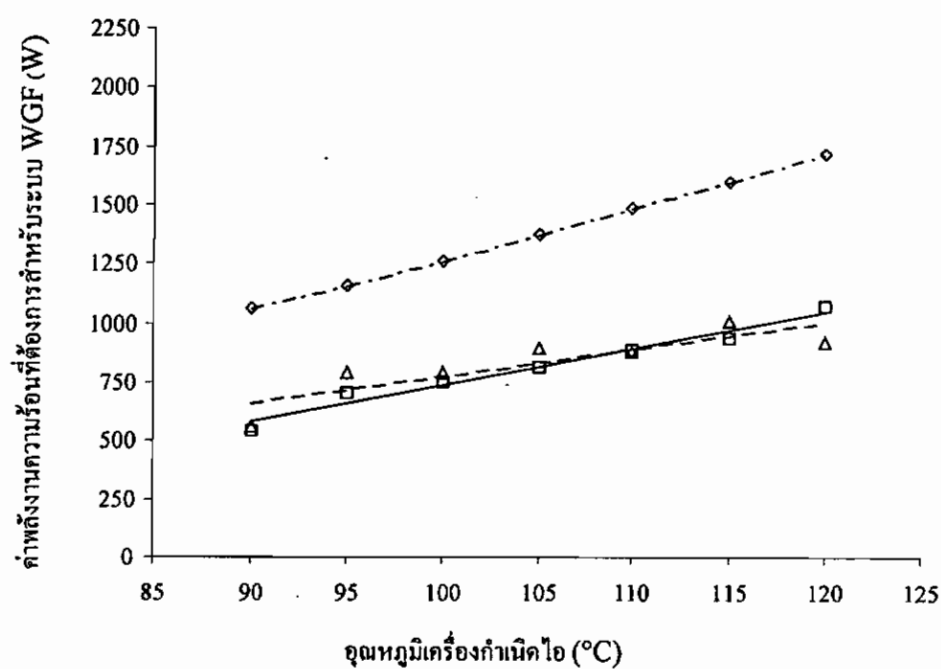


รูปที่ 8: แผนภาพแสดงการเปรียบเทียบค่ากำลังงานที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอสำหรับระบบที่ใช้ปั๊มพลังงาน

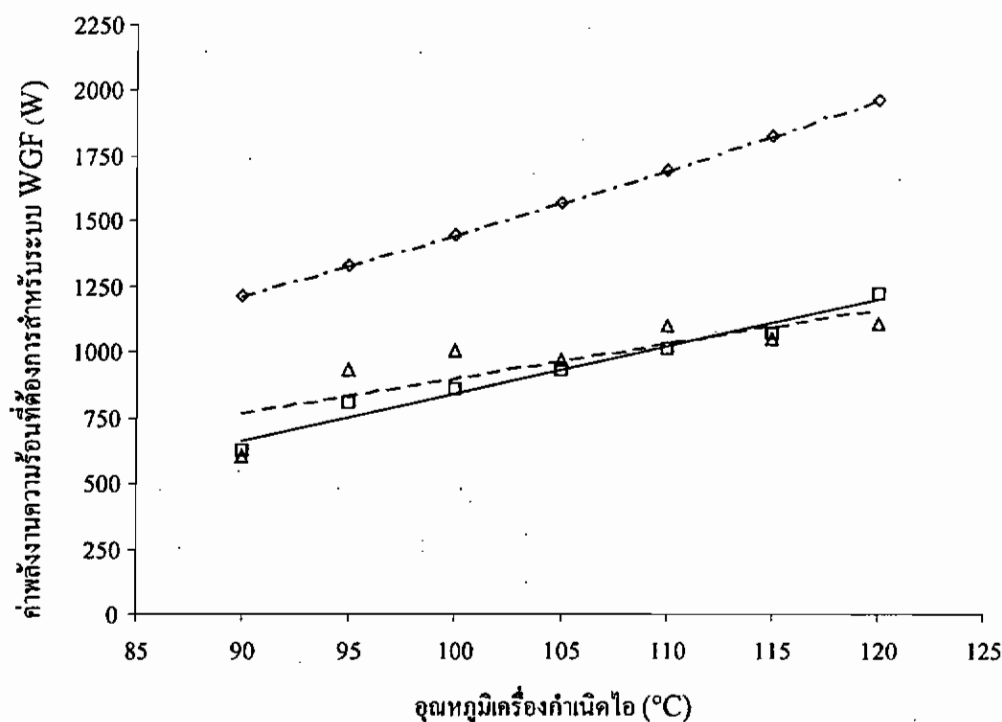
กลเทียบกับระบบที่ใช้การหมุนเวียนสารแบบ WGF ที่วัดได้จากการทดลอง



(ก): แบบ 2 ถึงพร้อมกันที่ 25 รอบ/ชั่วโมง



(ข): แบบ 2 ถึงพร้อมกันที่ 35 รอบ/ชั่วโมง



(ก): แบบ 2 ดังพร้อมกันที่ 40 รอบ/ชั่วโมง

- ◇ ค่าที่คำนวณได้จากสมการที่ 4 โดยใช้ค่าอุณหภูมิที่เครื่องกำเนิดไอและเครื่องควบแน่น
- △ ค่าที่ได้วัดได้จากการทดลอง
- ค่าที่คำนวณได้จากสมการที่ 4 โดยใช้ค่าอุณหภูมิที่วัดได้จริง

รูปที่ 9: แผนภาพเปรียบเทียบพลังงานความร้อนที่ใช้สำหรับระบบ WGF

3.2 ประสิทธิภาพของระบบ

เช่นเดียวกับระบบทำความเย็นชนิดอื่น ค่าประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ก็คือค่า

สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) โดยค่า COP หาได้จากสมการที่ 5

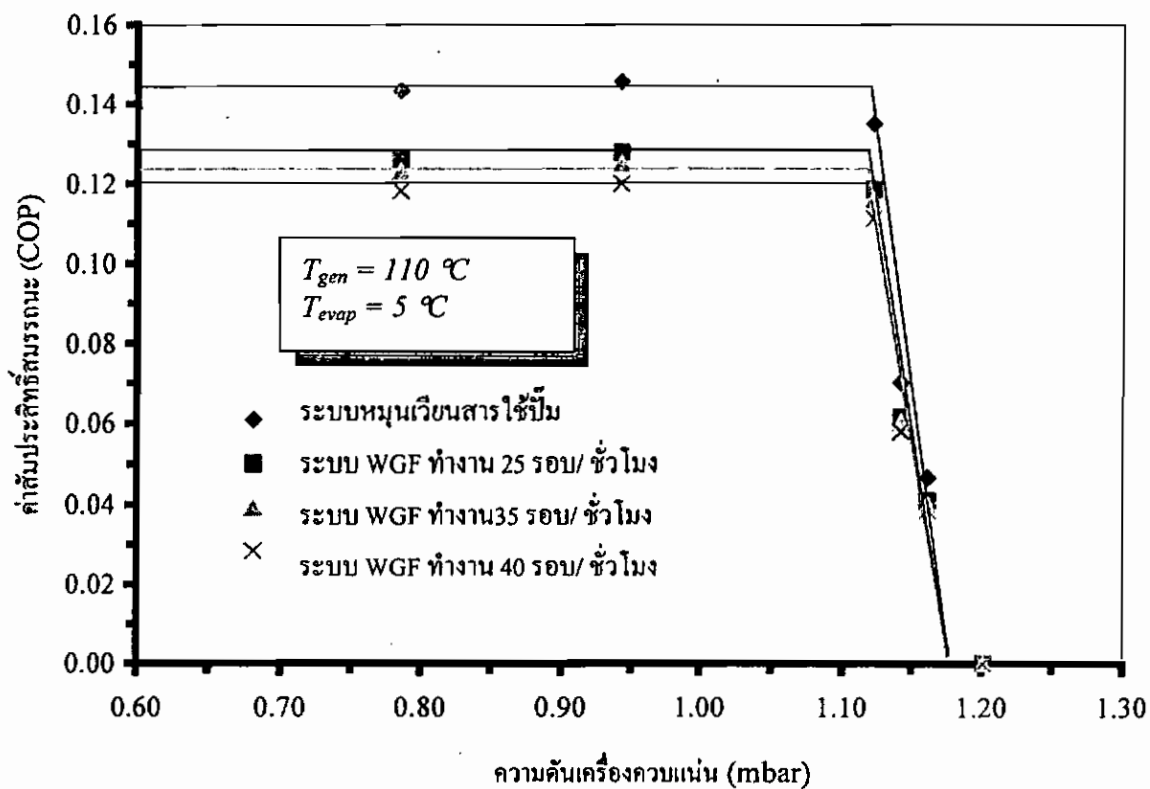
$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{generator}} \quad (5)$$

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นที่หาได้จากระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่ใช้ระบบ WGF และระบบที่ใช้ปั๊ม ในการทดลองจะทำการทดลองการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์แบบ ที่ใช้ระบบ WGF ตั้งแต่ช่วงที่ทำงานอยู่ในช่วงประสิทธิภาพคงที่ ไปจนถึงช่วงที่ประสิทธิภาพ

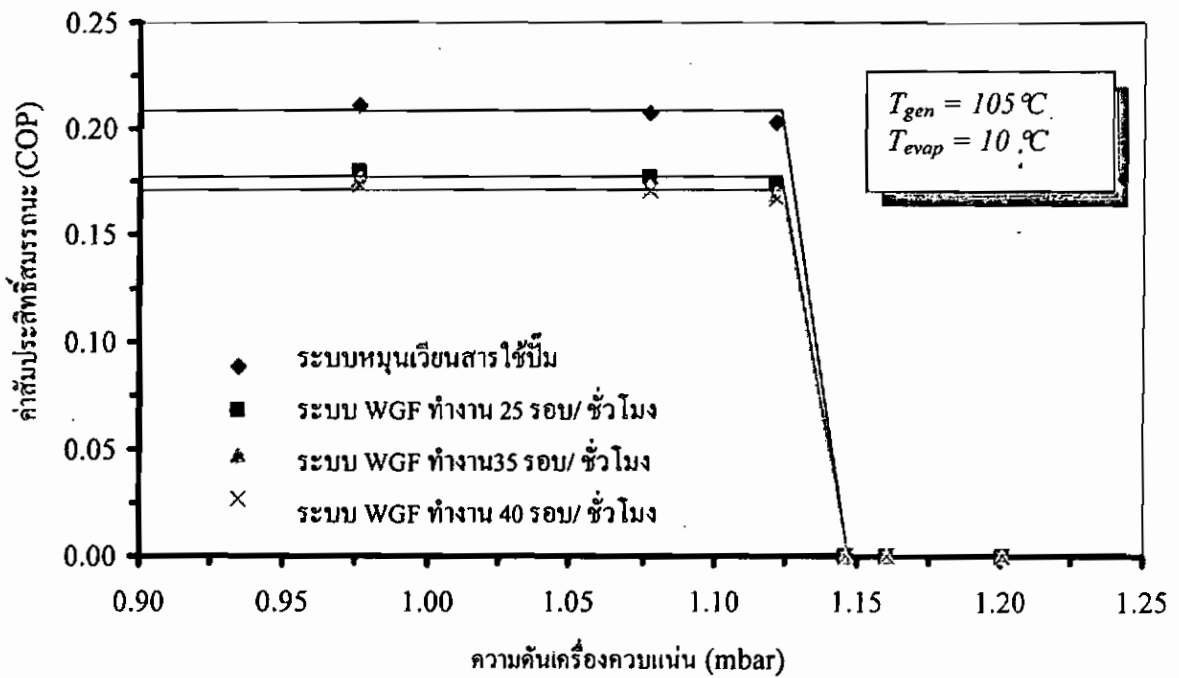
เริ่มตกลงและจนถึงช่วงที่ไม่สามารถทำงานได้เลย เป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่า สำหรับอีเจคเตอร์รูปร่างหนึ่งๆ จะมีค่าความสามารถในการทำความเย็นและค่าความดันที่เครื่องควบแน่นสูงสุดขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ และอุณหภูมิที่ต้องการสำหรับทำความเย็นเท่านั้น ซึ่งจะไม่ขึ้นอยู่กับการทำงานของระบบหมุนเวียนสารทำความเย็นในระบบไม่ว่าจะเลือกใช้ระบบป้อนกลับ แบบ WGF หรือแบบดั้งเดิมที่ใช้ปั๊มก็ตาม

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้ในการทดลองที่อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ และเครื่องระเหยค่าต่างๆ แสดงไว้ในรูปที่ 10, 11 และ 12 จะเห็นได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้ระบบหมุนเวียนสารทำความเย็นแบบ WGF มีค่าต่ำกว่า ระบบที่ใช้การหมุนเวียนสารทำความเย็นแบบใช้ปั๊ม ทั้งนี้เนื่องมาจากในระบบที่ใช้การหมุนเวียนสารแบบ WGF นั้นเครื่องกำเนิดไอต้องนำเอาค่าถึงความร้อนส่วนหนึ่งไปใช้ในการขับเคลื่อนระบบ WGF

ก่อนหน้านี้ได้มีการศึกษาเกี่ยวกับการใช้ระบบหมุนเวียนสารแบบ WGF กับเครื่องทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน [12] จากการศึกษาในครั้งนั้นพบว่า ค่าถึงความร้อนที่ต้องใช้ในเครื่องทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน โดยมีระบบหมุนเวียนสารแบบ WGF นั้นมีค่าใกล้เคียงมากกับค่าค่าถึงความร้อนที่ต้องใช้ในเครื่องทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน โดยใช้ระบบหมุนเวียนสารแบบใช้ปั๊มพลังงานกล รวมถึงค่า COP ของทั้ง 2 ระบบก็ใกล้เคียงกันมากอีกด้วย ซึ่งต่างกับผลของการศึกษานี้ (จากรูปที่ 10, 11 และ 12) ทั้งนี้เนื่องจากการศึกษาในครั้งนั้นสารทำงานที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบอีเจคเตอร์นั้น ได้แก่ สารทำความเย็น R141b ซึ่งมีคุณสมบัติทางกายภาพที่ต่างกับน้ำมาก โดยน้ำจะมีค่าความร้อนแฝงในการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวไปเป็นไอสูงกว่า R141b มาก ดังนั้นสำหรับค่าถึงความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอในปริมาณที่เท่ากัน จะทำให้เครื่องกำเนิดไอสามารถผลิตไอของสารทำความเย็น R141b ในอัตราที่มากกว่าน้ำมาก ซึ่งจะส่งผลต่อการทำงานของระบบ WGF กล่าวคือจำนวนรอบในการทำงานของระบบ WGF จะต้องสูงมากพอที่จะป้อนปริมาณของสารทำความเย็นที่เพียงพอกลับเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอ และเป็นสาเหตุให้ค่าความแตกต่างระหว่างค่าค่าถึงความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอของระบบหมุนเวียนสารแบบ WGF เปรียบเทียบกับระบบหมุนเวียนสารแบบปั๊มพลังงานกลที่ใช้ R141b เป็นสารทำความเย็น มีค่าสูงกว่าค่าความแตกต่างระหว่างค่าค่าถึงความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอของระบบหมุนเวียนสารแบบ WGF เปรียบเทียบกับระบบที่ใช้ระบบหมุนเวียนสารแบบปั๊มพลังงานกลที่ใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น

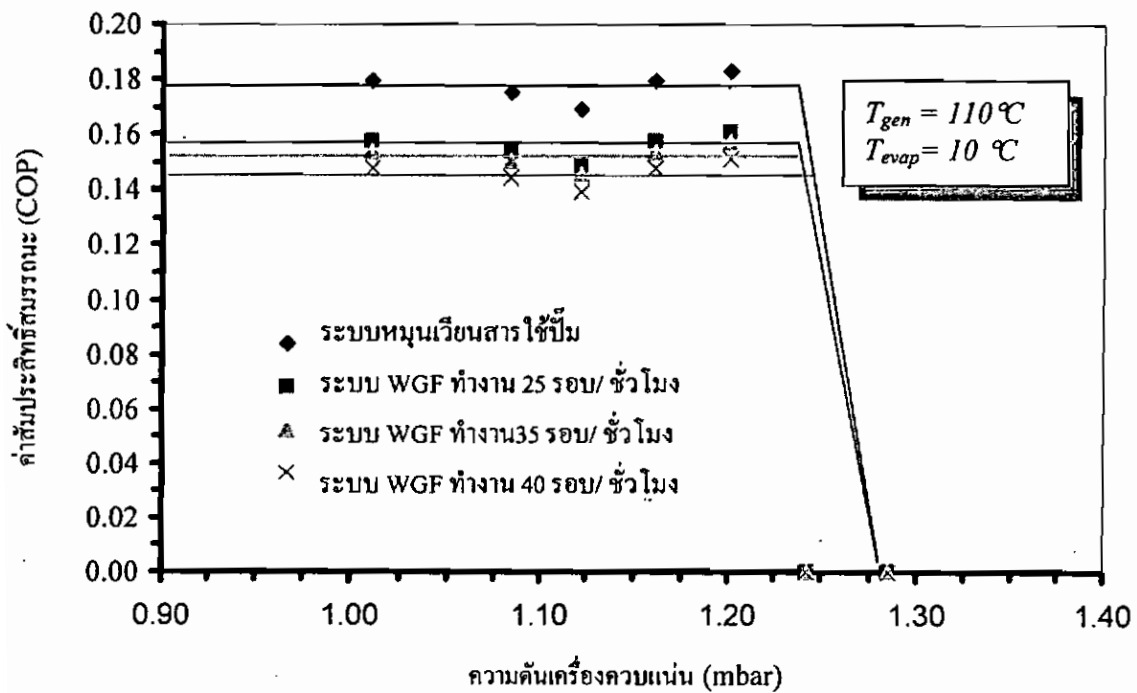


รูปที่ 10: แผนภาพเปรียบเทียบค่า COP ของระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF กับระบบที่ใช้ปั๊ม
ของเครื่องทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ R141b ที่ $T_{gen}=110^{\circ}\text{C}$, $T_{evap}=5^{\circ}\text{C}$



รูปที่ 11: แผนภาพเปรียบเทียบค่า COP ของระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF กับระบบที่ใช้ปั๊ม

ของเครื่องทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ R141b ที่ $T_{gen}=105^{\circ}\text{C}$, $T_{evap}=10^{\circ}\text{C}$



รูปที่ 12: แผนภาพเปรียบเทียบค่า COP ของระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF กับระบบที่ใช้ปั๊ม

ของเครื่องทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ R141b ที่ $T_{gen}=110^{\circ}\text{C}$, $T_{evap}=10^{\circ}\text{C}$

บทที่ 4

บทสรุปและข้อเสนอแนะ

งานวิจัยนี้ได้ทำการพัฒนาและศึกษาการใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบไม่ใช้ปั๊ม กับระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่ใช้สารทำความเย็น R141b เป็นสารทำงาน ทั้งนี้พบว่าระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบไม่ใช้ปั๊ม สามารถแทนที่ระบบหมุนเวียนสารแบบเดิมที่ใช้ปั๊ม ในระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่ใช้สารทำความเย็น R141b ได้ โดยที่มีความสิ้นเปลืองกำลังงานความร้อนที่ต้องป้อนให้แก่เครื่องกำเนิดไอสูงกว่าระบบหมุนเวียนสารแบบเดิมที่ใช้ปั๊ม 10-15% ทั้งนี้เป็นผลมาจากค่ากำลังงานความร้อนที่ต้องเพิ่มขึ้นเพื่อใช้ในการขับเคลื่อนระบบ WGF นอกจากนี้ยังเป็นผลมาจากจำนวนรอบการทำงานของระบบ WGF เอง

จากการทดลอง หาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของเครื่องทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่ใช้สารทำความเย็น R141b เป็นสารทำงาน พบว่าโดยเฉลี่ยแล้วในระบบที่ใช้การหมุนเวียนสารแบบ WGF นั้นมีค่า COP น้อยกว่าระบบที่ใช้ปั๊มเพียงเล็กน้อย สาเหตุที่ทำให้ค่า COP ของระบบที่ใช้การหมุนเวียนสารแบบ WGF นั้นต่ำกว่าเพราะ ในระบบ WGF มีความต้องการใช้กำลังงานความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอสูงกว่า เพื่อนำไปใช้ในการขับเคลื่อนระบบ WGF

จากการวิจัยพบว่า เพื่อที่จะทำให้ค่ากำลังงานความร้อนที่ใช้ในการขับเคลื่อนระบบ WGF มีค่าน้อยที่สุด จะต้องทำการปรับจำนวนรอบการทำงานของระบบ WGF ให้เหมาะสมทั้งนี้ควรให้มีความถี่ในการทำงานน้อยที่สุดเท่าที่จะทำได้

จากการวิจัยนี้ยังคาดว่าจะสามารถพัฒนาระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์ที่ใช้สารทำความเย็น R141b เป็นสารทำงาน โดยใช้ระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบไม่ใช้ปั๊มให้มีประสิทธิภาพที่สูงขึ้นได้ เนื่องจากขณะทำการทดลองพบว่าอุณหภูมิของสารทำงานภายในเครื่องกำเนิดไอมีการเปลี่ยนแปลงค่าอยู่ตลอดเวลา เนื่องจากการป้อนสารทำงานของเหลวที่อุณหภูมิต่ำกว่า ในช่วงจังหวะการฉีดของระบบ WGF กลับเข้ามาภายในเครื่องกำเนิดไอ การที่จะรักษาอุณหภูมิของสารทำงานภายในเครื่องกำเนิดไอมีค่าคงที่เท่ากับค่าอุณหภูมิมีในตัว of สารทำงานที่ต้องการอยู่ตลอดเวลานั้น อาจทำได้โดยการควบคุมระบบหมุนเวียนสารทำงานแบบ WGF ทั้ง 2 จุด ให้กลับการทำงานที่ละจุดต่อเนื่องกันไป ทั้งนี้คาดว่าด้วยลักษณะการทำงานดังกล่าว จะสามารถลดการเปลี่ยนแปลง

แปลงอุณหภูมิของสารทำงานภายในเครื่องกำเนิดไอ อันหมายถึงการลดกำลังงานความร้อนที่ไม่จำเป็นออกไปได้
อีกด้วย

บรรณานุกรม

- [1] ศรัทธา อาภรณ์รัตน์, และ สุชาติ จงไพบูลย์พัฒนา, “รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์ การพัฒนาระบบทำความเย็นแบบอีเจกเตอร์”, สำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ กระทรวงวิทยาศาสตร์เทคโนโลยีและสิ่งแวดล้อม, 1999
- [2] Chunnanond K, Aphornratana S. Ejectors: applications in refrigeration technology, Renewable and Sustainable Energy Reviews 8 (2) (2004) 129-155.
- [3] Eames I.W, Aphornratana S, Haider H. A theoretical and experimental study of a small scale steam jet refrigerator, International Journal of Refrigeration 18 (6) (1995) 378-386.
- [4] Aphornratana S, Eames I.W. A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of system using ejector with movable primary nozzle, International Journal of Refrigeration 20 (5) (1997) 352-358.
- [5] Holton W.C. Effect of molecular weight of entrained fluid on the performance of steam-jet ejectors, ASME Trans., Oct., (1951) 905-910.
- [6] Aphornratana S, Chungpaibulpatana S, Srihirin P. Experimental investigation of an ejector refrigerator: Effect of mixing chamber geometry on system performance, International Journal of Energy Research 25 (2001) 397-411.
- [7] Zeren F. Freon-12 vapor compression jet pump solar cooling system. Ph.D. thesis (1982), Texas A&M University, U.S.A.
- [8] Al-Khalidy N. An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113, International Journal of Refrigeration 21 (8) (1998) 617-625.
- [9] Sun D.W, Eames I.W. Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles, International Journal of Energy Research 20 (10) (1996) 871-885.
- [10] Selvaraju A, Mani A. Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system, International Journal of Refrigeration 29 (7) (2006) 1160-1166.

- [11] Huang B.J, Chang J.M, Petrenko V.A, Zhuk K.B. A solar ejector cooling system using refrigerant R141b, *Solar Energy* 64 (4-6) (1998) 223-226.
- [12] Srisastra P, Aphornratana S. A circulating system for a steam jet refrigeration system, *Applied Thermal Engineering* 25 (14-15) (2005) 2247-2257.

ภาคผนวก

ผลที่ได้จากการวิจัย (Output)

1. วารสารนานาชาติ (International Journal)

- A Circulating system for a steam jet refrigeration system, Applied Thermal Engineering 25 (14-15) (2005) 2247-2257.
- Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results, International Journal of Thermal Sciences 46 (2007) 812-822.
- Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries, International Journal of Thermal Sciences 46 (2007) 823-833.
- Development of a Circulating System for a Jet Refrigeration System, Submitted to the publisher on reviewing, International Journal of Refrigeration.

2. การประชุมวิชาการนานาชาติ (International Conference)

- A Circulating System for a Pumpless Steam Ejector Refrigerator, HPC 2004-3rd International Conference on Heat Powered Cycle, October 2004. Larnaca, Cyprus.



A circulating system for a steam jet refrigeration system

Passakorn Srisastra, Satha Aphornratana *

*Sirindhorn International Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering, Thammasat University,
P.O. Box 22, Thammasat Rangsit Post Office, Pathumthani 12121, Thailand*

Received 3 August 2004; accepted 9 December 2004
Available online 17 March 2005

Abstract

This paper proposes a circulating system for a steam jet refrigeration system that does not require mechanical power. In this system, the liquid from the condenser is fed to the boiler by means of the boiler pressure and gravity force. This feeding system was tested separately. It was found that the heat input to the boiler was relatively similar to the one in a conventional system using a mechanical pump. The steam jet refrigerator employing this workless boiler feeding system was also tested. It was shown that this system gave a similar COP to that from a system using a mechanical pump.

© 2005 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

A steam jet refrigerator is a heat-operated refrigeration cycle. It can be driven by low temperature thermal energy, 100 °C–200 °C, normally wasted from many industrial processes or cheap to produce. Although it is classified as a heat-operated cycle, the system still requires some amount of mechanical power to circulate the working fluid within the system (by means of a mechanical pump). Although the power consumption of the pump is almost negligible compared with the thermal energy required, the use of electricity for this heat operated system is sometimes not practical in a place where an electricity supply is not available [1–3].

* Corresponding author. Tel.: +662 986 9009x2210; fax: +662 9869009x2201.
E-mail address: satha@siit.tu.ac.th (S. Aphornratana).

To make a steam jet refrigerator become a true heat operated system, the mechanical pump must be eliminated. In this paper, a workless boiler feeding system is proposed and tested. This system feeds the liquid condensate back to the boiler by means of gravity force and the boiler pressure. With the use of this new circulating system, a steam jet refrigerator becomes almost independent from electricity and moving parts. Thus the cost and maintenance should be reduced and overall, the system would be more practical and competitive.

Although there was a study proposed about the workless feeding system by using gravity head for circulating water [4], the system required a large number of pressure heads for its operation, which was not feasible for a low height situation. Because of this disadvantage, the use of a workless boiler feeding system sounds practical and simple to construct compared to the use of a gravity head system.

The main purpose of this paper is to prove that this new boiler feeding system can be used to replace a conventional mechanical pump in a steam jet refrigerator with no or very little performance degradation. In this study, a “*workless boiler feeding system*” was designed and constructed. It was tested separately to determine the power input required by the boiler. It was found that heat input to the boiler for this new system was very similar to that for a conventional system using a mechanical pump. Moreover, the steam jet refrigerator employing this workless feeding system was also tested. It was shown that this system gave a similar COP to that of a system using a mechanical pump.

2. Operation of a steam jet refrigerator

A schematic view of a typical steam ejector is shown in Fig. 1. As the high pressure steam (P), known as “a primary fluid”, expands and accelerates through the primary nozzle (i), it fans out with supersonic speed to create a very low pressure region at the nozzle exit plane (ii) and subsequently in the mixing chamber. This means “a secondary fluid” (S), can be entrained into the mixing chamber. The primary fluid’s expanded wave was thought to flow and form a converging duct without mixing with the secondary fluid. At some cross-section along this duct, the speed of secondary fluid rises to sonic value (iii) and chokes. Then the mixing process begins after the secondary flow chokes. This mixing causes the primary flow to be retarded whilst secondary flow is accelerated. By the end of the mixing chamber, the two streams are completely mixed and the static pressure was assumed to remain constant until it reaches the throat section (iv). Due to a high-pressure region downstream of the mixing chamber’s throat, a normal shock of essential zero thickness is induced (v). This shock causes a major compression effect and a sudden drop in the flow speed from supersonic to subsonic. A further compression of the flow is achieved (vi) as it is brought to stagnation through a subsonic diffuser.

Fig. 2 shows a schematic diagram of a steam jet refrigeration cycle. A boiler, an ejector, and a pump are used to replace the mechanical compressor of a conventional vapour compression refrigeration system. As heat is added to the boiler, the high pressure and temperature steam is evolved and used as the primary fluid for the ejector. The ejector draws low pressure water vapour from the evaporator as its secondary fluid. This causes the water to evaporate at low pressure and produce the useful refrigeration. The ejector discharges its exhaust to the condenser where it is liquefied at the ambient temperature. Part of the liquid is pumped back to the boiler whilst the

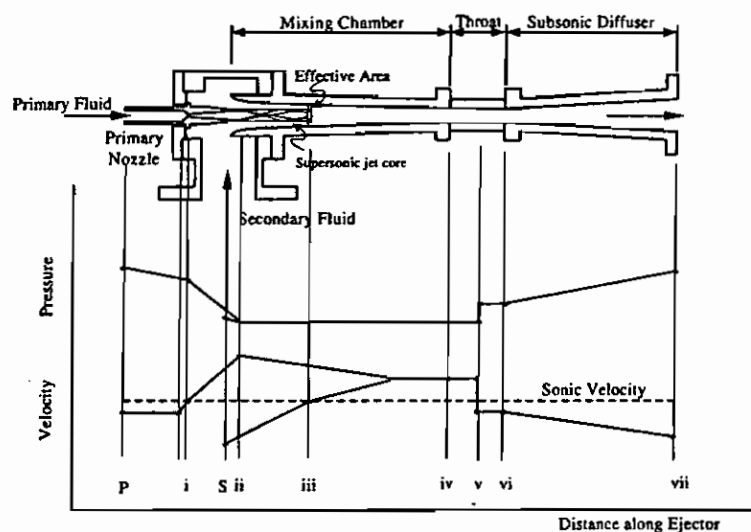


Fig. 1. Schematic view and the variation in stream pressure and velocity as functions of location along a steam ejector.

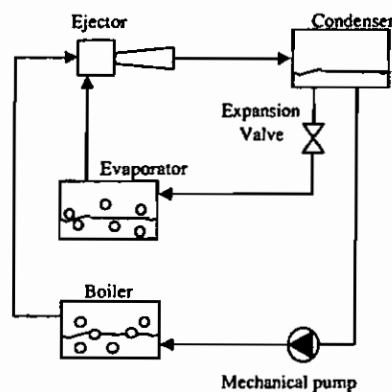


Fig. 2. A steam jet refrigeration cycle.

remainder is returned to the evaporator via a throttling device. The input required for the pump is typically less than 1% of the heat supplied to the boiler, thus, the actual COP [3] may be given as:

$$\text{COP} = \frac{\text{refrigeration effect at the evaporator}}{\text{heat input at the boiler}} \quad (1)$$

Figs. 3 and 4 show typical performance curves of a steam jet refrigeration cycle [1,3]. At the condenser pressure below the "critical value" [5], the ejector entrains the same amount of secondary fluid. This causes the cooling capacity and COP to remain constant. This phenomenon is thought to be caused by the flow choking within the mixing chamber. When the ejector is operated in this

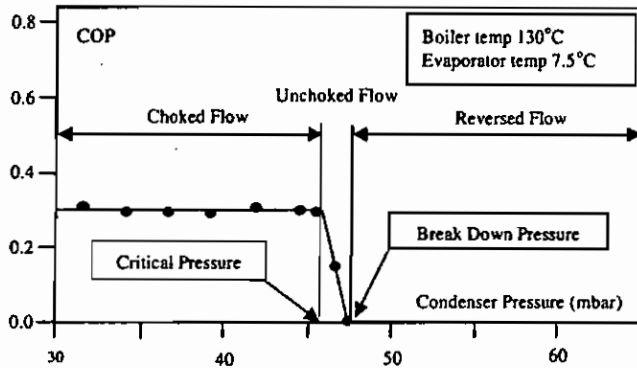


Fig. 3. Performance of a steam jet refrigerator based on experimental data provided by Eames and Aphornratana [3].

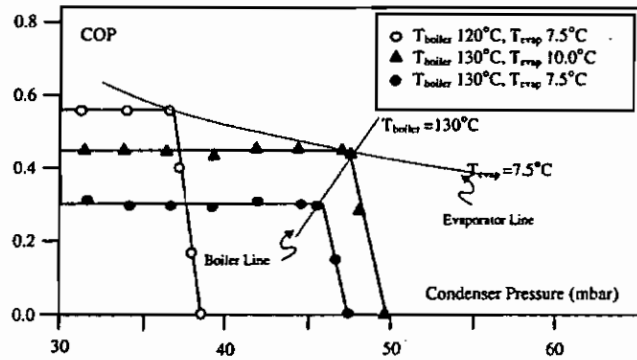


Fig. 4. Effect of operating temperatures on performance of a steam jet refrigerator based on data provided by Eames and Aphornratana [3].

pressure range, a transverse shock, which creates a compression effect, is found to appear in either the throat or diffuser section. The location of the shock process varies with the condenser back pressure. If the condenser pressure is further reduced, the shock will move toward the subsonic diffuser. When the condenser pressure is increased higher than the critical value, the transverse shock tends to move backward into the mixing chamber and interferes with the mixing of primary and secondary fluid. The secondary flow is no longer choked, thus, the secondary flow varies and the entrainment ratio begins to fall off rapidly. If the condenser pressure is further increased, the flow will reverse back into the evaporator and the ejector loses its function completely.

For condenser pressures below the critical value, the mixing chamber is always choked. The flow rate of the secondary flow is independent from the downstream (condenser) pressure. The flow rate can only be raised by an increase of the upstream (evaporator) pressure. The critical condenser pressure is dependent on the momentum and pressure of the mixed flow. The pressure is equal to that of the evaporator. As the secondary flow enters the ejector at low speed, momentum of the mixed flow is equal to that of the primary fluid exiting from the primary nozzle. Thus, to

increase the critical condenser pressure, the pressures at the boiler or the evaporator must be increased.

A decrease in the boiler pressure causes the primary fluid mass flow to reduce. As the flow area in the mixing chamber is fixed, an increase in the secondary flow results. This causes the cooling capacity and COP to rise. However, this causes the momentum of the mixed flow to drop. Thus, the critical condenser pressure is reduced. On the other hand, an increase in the evaporator pressure, which is the ejector's upstream pressure, will increase the critical condenser pressure. This also increases the mass flow through the mixing chamber. Thus, increases of cooling capacity and COP result. Even though raising evaporator pressure would help to increase the entrainment ratio, this would sacrifice the desired cooling temperature.

3. Development of a workless boiler feeding system

It can be seen that, the mechanical pump is the only moving part in the system. If this pump is eliminated, the system becomes a true heat-operated cycle and non-moving part system. This should make the system more reliable, vibration free, quiet, and less expensive.

Fig. 5 shows a schematic view of a pump-free steam jet refrigerator. The system configuration is similar to a conventional system, except the mechanical pump is replaced with a workless boiler feeding system. This feeding system transfers the condensate accumulated at the condenser to the boiler by means of gravity and boiler pressure. Therefore, the condenser must be located above the boiler. This feeding system operates alternately between a filling phase and an emptying phase. This is achieved by closing and opening of the three valves: valve A, valve B, and valve C.

During the filling phase, valve A is opened while both valve B and valve C are closed. This allows the liquid condensate from the condenser to fill the feeding tank. After a desired amount of liquid is accumulated in the feeding tank, valve A is closed.

In the emptying phase, after valve A is closed, valve B is opened causing the pressure in the feeding tank to rise to the value of that in the boiler. Then valve C is opened. This allows the

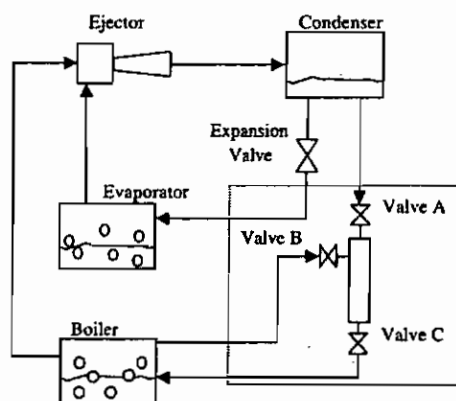


Fig. 5. A steam jet refrigeration cycle with workless circulating system.

liquid to feed the boiler by means of gravity. This emptying phase lasts until the feeding tank is empty (all the liquid is transferred to the boiler). Valve C and B are then closed and the filling phase starts. In practice valve C can be replaced with a check valve. This makes the system simpler since only two control valves are needed (valve A and valve B).

Actually, a similar idea, known as a “transfer-tank”, was applied to an absorption refrigeration cycle [5]. However, that system was more complicated than the boiler feeding system discussed in this paper.

4. Experimental refrigerator

The experimental refrigerator used in this study was modified from the one used in the previous study [2]. A workless boiler feeding system was added as shown in Figs. 6 and 7. The experimental refrigerator was designed so that it could be operated as a conventional system (using a mechanical pump) or a pump-free system (using a workless boiler feeding system). Therefore, performance of these two systems could be compared.

In this system, electric heaters were used as a simulated heat source and cooling load. The maximum heating capacity of the boiler was 8 kW. The boiler was insulated by a glass fiber wool with aluminum foil backing. The evaporator design was based on a spray and falling film column. A 3 kW heater was used to simulate the cooling load. Power of the heaters was controlled by means of electronic devices. A shell and coil condenser was used and cooled by water. Two mechanical pumps were used. A pneumatic operated diaphragm pump was used as a boiler feed pump. A

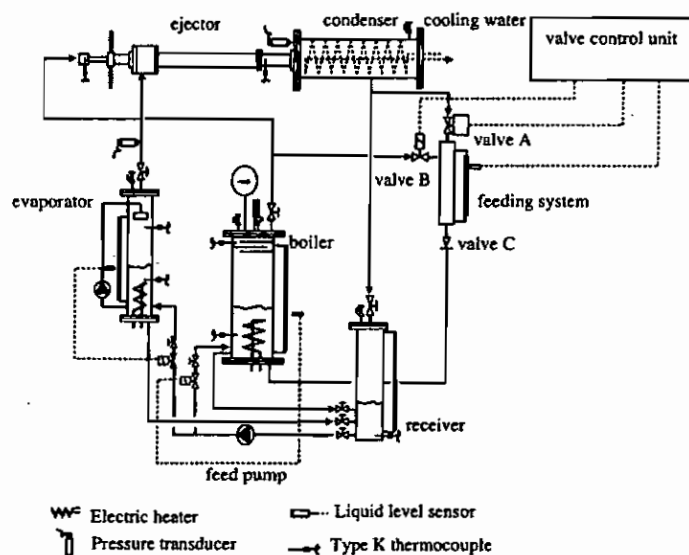


Fig. 6. Schematic view of the experimental refrigerator.

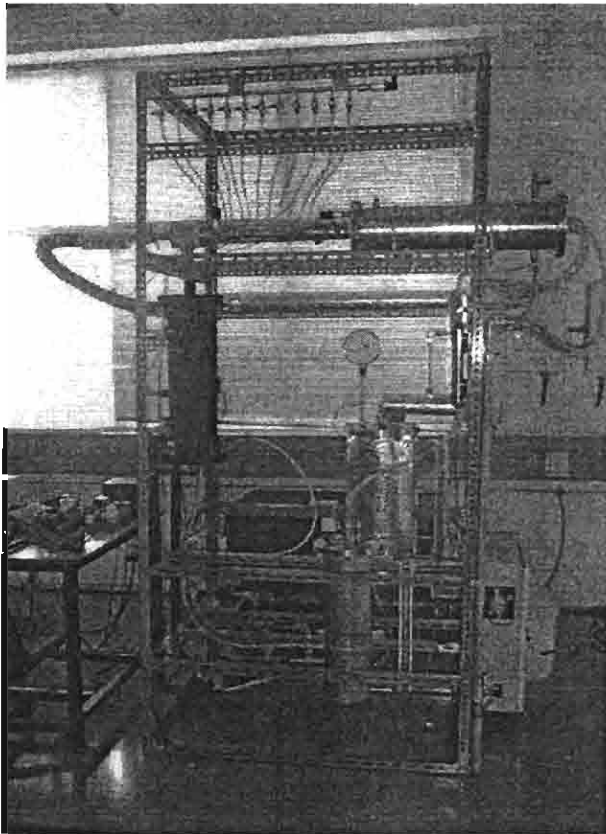


Fig. 7. A photograph of the experimental steam jet refrigerator with workless boiler feeding system.

magnetically coupled centrifugal pump was used to promote evaporation rate at the evaporator. Liquid levels in the boiler and in the evaporator were controlled using capacitive type level sensors. Temperatures and pressures of the fluid in each vessel were controlled and measured separately by a data acquisition board connected to a personal computer. The ejector used has a primary nozzle with a throat diameter of 2 mm. The mixing chamber throat was 19 mm. More detail of the ejector is provided in literature [2].

As shown in Fig. 8, the feeding tank was constructed from a thin wall stainless steel tube. The size of the feeding tank was arbitrarily chosen with 7.5-cm diameter and 30-cm length. Each end of the tank was welded with a semi-spherical cap. It had total volume of 1330 ml. Water contained inside the tank was about 1010 ml. Valve A was a motor-drive 0.5-inch ball valve. Valve B was an on-off solenoid valve. Valve C was a swing-type check valve. The level sensor was a capacitive-type. A sight glass was also used for easy observation. The system was designed to be fully automatically controlled using the programmable timer circuit.

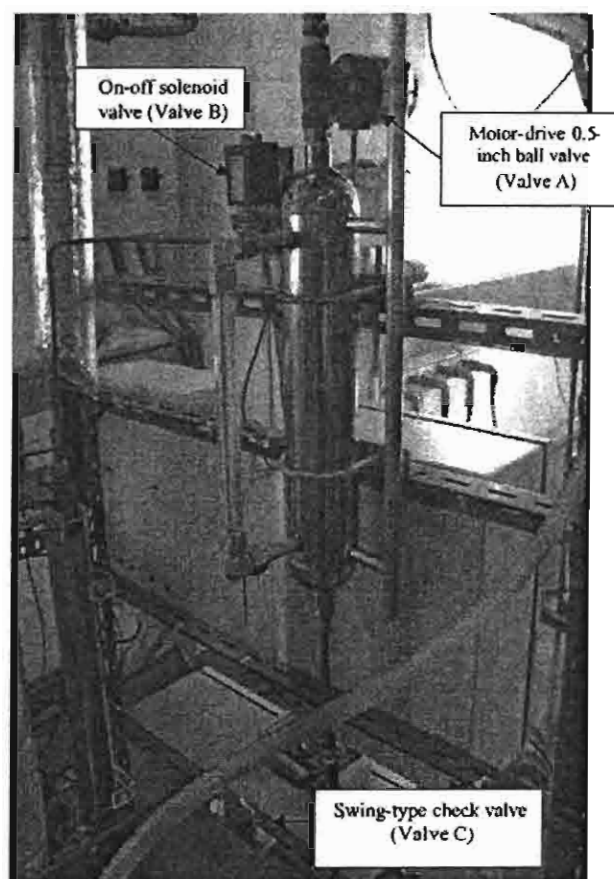


Fig. 8. A photograph of workless boiler feeding system.

5. Experimental result and discussion

At first the workless boiler feeding system was tested separately. The evaporator and the receiver were isolated from the system by closing some valves. The power consumption of the boiler heater was evaluated at saturation temperatures from 110 °C to 140 °C. The condensate temperatures were fixed at 20 °C and 25 °C. The ejector's primary nozzle acted as a steam flow regulator. Since the primary nozzle of the ejector was always choked, the steam mass flow rate was independent from downstream condition (condenser pressure) and was constant for each boiler temperature setting. The experimental steam mass flow rate is listed in Table 1. The boiler heater power consumption was measured and averaged for a period of two hours. Then, the system was tested with a mechanical feed pump, so that the results could be compared. The experimental results are presented in Table 1 and Fig. 9.

Table 1
Power consumption of boiler and operating time of the workless feeding tank

Temperature (°C)	Mass flow rate (kg/min)	Power consumption (W)				Filling phase period (min)	Emptying phase period (min)
		20(°C)		25(°C)			
		A	B	C	D		
110	0.0436	1967	2000	1889	1943	23	0.5
120	0.0576	2717	2744	2631	2655	17	0.5
130	0.0761	3605	3650	3429	3446	13	0.5
140	0.0990	4775	4805	4440	4474	10	0.5

(A) System using a mechanical feeding system at 20 °C condensate temperature.

(B) System using a workless feeding system at 20 °C condensate temperature.

(C) System using a mechanical feeding system at 25 °C condensate temperature.

(D) System using a workless feeding system at 25 °C condensate temperature.

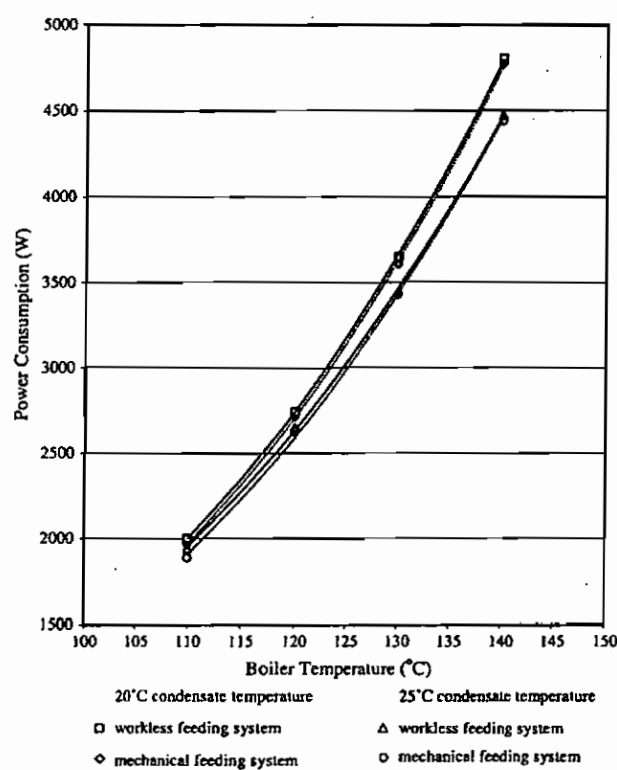


Fig. 9. Comparison of power consumption of boiler.

Total heat input to the boiler for a workless boiler feeding system was found to be almost equal to the conventional system using a mechanical pump for all cases. To be precise, the heat input to

the workless boiler feeding system was about 1–2% higher than the conventional system on average. This was thought to result from the following effects.

First, at the end of the filling phase, the feeding tank was full with condensate. Thus, the temperature of the feeding tank was low (at the condensate temperature). When the emptying phase started, valve B was opened to allow the high pressure steam to enter the feeding tank to push the condensate down to the boiler. During this phase, the tank's temperature was increased since it was filled with high temperature steam. Due to this phenomena, the steam from the boiler caused the temperature of the tank to increase from low (condensate) to high (boiler) temperatures. Secondly, when the filling phase started, and valve A was opened, the high pressure steam accumulated in the feeding tank would move to and be condensed inside the condenser. Therefore, it might be said that the change in feeding tank temperature and the accumulated steam inside the feeding tank that moved to the condenser made the boiler of a workless feeding system require some extra energy.

Also, it was found that operating time in the filling phase was dependent on the mass flow rate of the refrigerant, but in the emptying phase was found to be almost the same.

In conclusion, the complete experimental refrigerator was then tested with a mechanical feeding pump and with a workless feeding system. The results were compared and are shown in Fig. 10. Since performance of the ejector is dependent on the conditions in the boiler, the evaporator, and the condenser, both systems could provide the same cooling capacity. The boiler input of both systems were almost the same. Even the boiler feed water was cooler when decreased the condenser pressure, however the effect to the boiler heat input was rather small. From Fig. 10, it can be seen that both systems produced very similar COP. Thus, it can be concluded that a workless boiler feeding system can replace a mechanical pump without any degradation in system performance.

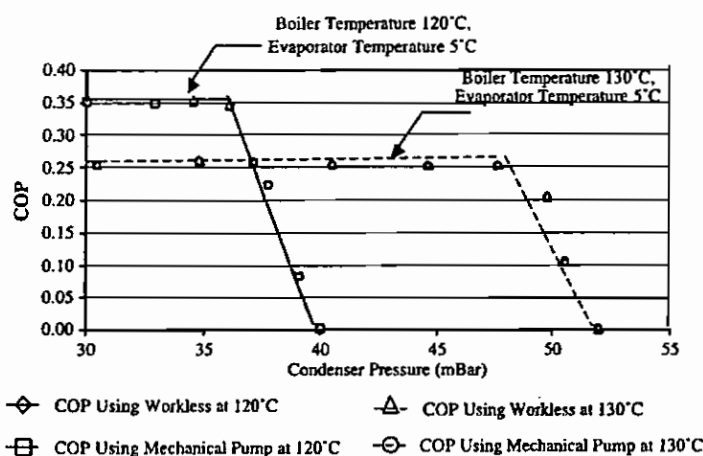


Fig. 10. The performance characteristic of the experimental refrigerator.

6. Conclusion

In this paper, a workless boiler feeding system was proposed. This workless boiler feeding system was tested under various boiler saturation temperatures. The results show that it can be applied to a steam ejector refrigerator without any degradation in system performance compared with a system employing a conventional mechanical boiler feed pump. The use of this workless boiler feeding system would make a steam ejector refrigerator become a true heat powered refrigeration cycle.

Effect of the feeding tank's volume on the system performance should also be investigated. Enlarging the feeding tank may cause temperature variation inside the boiler tank during the feeding period. However, decreasing the size would make the filling and emptying phases occur more frequently which creates rapid change of temperature inside the tank, and thermal fatigue problems may occur in long term operation. Due to these factors, a long term investigation is needed to prolong its operation and obtain satisfactory performance.

Acknowledgement

The research was financed by Thailand Research Fund. The first author would like to thank The Royal Golden Jubilee Program, Government of Thailand for his academic sponsorship.

References

- [1] K. Chunnanond, S. Aphornratana, Ejector: Application in refrigeration technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 8 (2004) 129–155.
- [2] K. Chunnanond, S. Aphornratana, An experimental investigation of a steam-ejector refrigerator: The analysis of the pressure profile along the ejector, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 311–322.
- [3] J.W. Eames, S. Aphornratana, H. Haider, A theoretical and experimental study of a small scale steam jet refrigerator, *International Journal of Refrigeration* 18 (6) (1995) 378–386.
- [4] V.M. Nguyen, S.B. Riffat, P.S. Doherty, Development of a solar-powered passive ejector cooling system, *Applied Thermal Engineering* 21 (2001) 157–168.
- [5] G. Karthikeyan, A. Mani, S.S. Murthy, Analysis of an absorption refrigeration system with transfer tank, *Renewable Energy* 4 (1) (1994) 129–132.

Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results

T. Sriveerakul, S. Aphornratana*, K. Chunnanond

Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University, P.O. Box 22, Thammasat Rangsit Post Office, Pathumthani 12121, Thailand

Received 22 March 2006; received in revised form 29 August 2006; accepted 23 October 2006

Available online 22 November 2006

Abstract

The aim of this study is to investigate the use of CFD in predicting performance of a steam ejector used in refrigeration applications. This study is reported in a series of two papers. In this part, the CFD results were validated with the experimental values. The effects of operating conditions and geometries on its performance were investigated. The CFD's results were found to agree well with actual values obtained from the experimental steam jet refrigerator. The CFD was found to be not only a sufficient tool in predicting ejector performance it also provide a better understanding in the flow and mixing processes within the ejector. Phenomena on choke flow, mixing behavior, jet core effect and the presence of oblique shock will later be discussed in Part 2.

© 2006 Elsevier Masson SAS. All rights reserved.

Keywords: Ejector; Jet refrigeration; Jet pump; CFD

1. Introduction

A steam jet refrigeration can be considered as one of the most suitable refrigeration systems for the present energy and environment situations. It utilizes a low temperature thermal energy (100–200 °C) from inexpensive or even free sources such as industrial wasted heat or a solar collector. The working fluid used is water, the most environmental friendly substance. The major disadvantage of a steam jet refrigeration is its relatively low Coefficient of Performance (COP), compared to other types of refrigeration cycles.

From the survey of literatures [1–4], performance of a steam jet refrigeration system depends greatly on an equipped ejector. In order to design and develop a high performance ejector, a clear understanding of the flow and mixing inside the ejector is first needed.

In the past, ejectors were designed and analyzed based on a classical theory developed by Keenan and Neumann [1] which was based on one-dimensional gas dynamic theory. This theory

was later modified to account for loss coefficients at the primary nozzle, the mixing chamber and the diffuser [2]. However, this theory can be used to predict the performance when the ejector is operated at its design condition (at critical back pressure) only. Moreover, effects of the ejector's geometries were not included. Recently, with the rapid development of numerical solution method, some researchers attempted to apply Computational Fluid Dynamics (CFD) in modeling the flow within ejectors [5,6].

Riffat and Omer [5] used a commercial CFD package to predict performance of a methanol driven ejector. Unfortunately, the calculated results were not validated through any experimental data. Rusly et al. [6] simulated the flow through a R141b ejector. The effects of ejector geometries were investigated numerically. The CFD's results were validated with experimental data provided by others [7].

In this study, a CFD package (FLUENT) was used to analyze a small steam ejector which was equipped in an experimental steam jet refrigeration cycle. The results were presented in two papers, Part 1 and 2. In this paper, Part 1, the effects of operating conditions and geometries on its performance were investigated and validated with the actual values. Even though no correction factors were added as was done in one-dimensional

* Corresponding author. Tel.: +662 986 9009 2210; fax: +662 9869009 2201.

E-mail address: satha@siit.tu.ac.th (S. Aphornratana).

Nomenclature

C_p	specific heat capacity	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
d	diameter of constant area throat	mm
k	thermal conductivity	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
l	throat length	mm
$\dot{m}$	mass flow rate	kg s^{-1}
M	molecular weight	kg kmol^{-1}
P	pressure	mbar
R_m	entrainment ratio	
T	temperature	$^{\circ}\text{C}$
X	primary nozzle throat's diameter	mm
Y	primary nozzle exit's diameter	mm
Z	mixing chamber inlet's diameter	mm
i, ii, iii, iv, v, vi, vii	state of the flow in an ejector as shown in Fig. 1	

Greek symbols

μ	viscosity	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
-------	-----------	----------------------------------

Subscripts

C	downstream fluid
P	primary fluid
S	secondary fluid

Abbreviation

COP	coefficient of performance
NXP	nozzle exit position

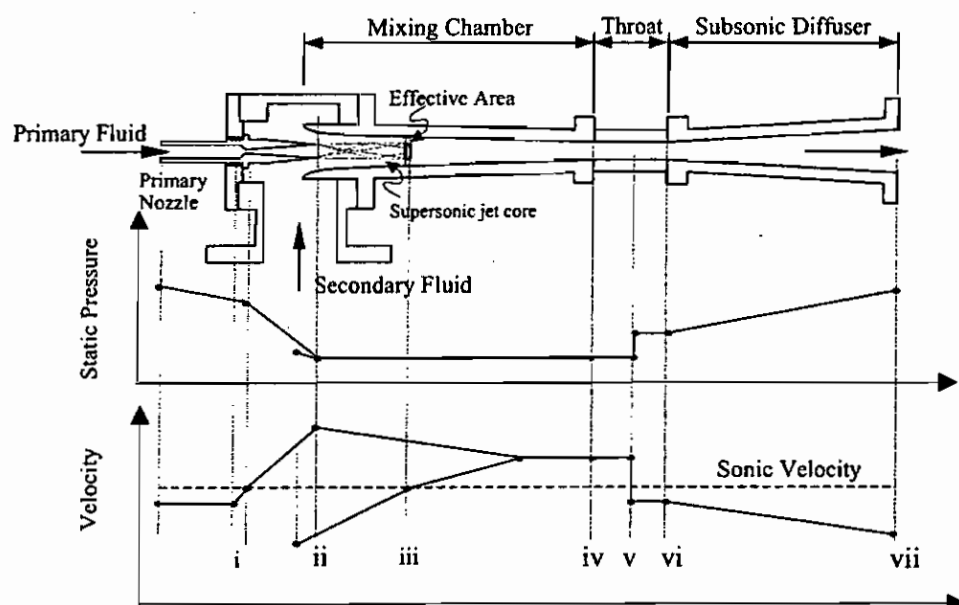


Fig. 1. Schematic view and the variation of stream pressure and velocity as a function of location along a steam ejector.

theories, it was found that the CFD method provides reliable results compared to the actual values from the experiment. Unlike one-dimensional theories, a constant mass flow which is a typical characteristic of an ejector was shown. The flow and mixing process within the ejector will be explained in Part 2 [8].

2. Background of steam ejector

A schematic view of a typical steam ejector based on one-dimensional theory [1] is shown in Fig. 1. As the high pressure steam, known as "a primary fluid", expands and accelerates through the primary nozzle (i), it fans out with supersonic speed to create a very low pressure region at the nozzle exit plane (ii) and subsequently in the mixing chamber. This means "a secondary fluid" can be entrained into the mixing chamber.

The primary fluid's expanded wave was thought to flow and form a converging duct without mixing with the secondary fluid. At some cross-section along this duct, the speed of the secondary fluid rises to sonic value (iii) and chokes [9]. Then the mixing process begins after the secondary flow chokes. This mixing causes the primary flow to be retarded whilst secondary flow is accelerated. By the end of the mixing chamber, the two streams are completely mixed and the static pressure was assumed to remain constant until it reaches the throat section (iv). Due to a high pressure region downstream of the mixing chamber's throat, a normal shock of essentially zero thickness is induced (v). This shock causes a major compression effect and a sudden drop in the flow speed from supersonic to subsonic. A further compression of the flow is achieved (vi) as it is brought to stagnation through a subsonic diffuser.

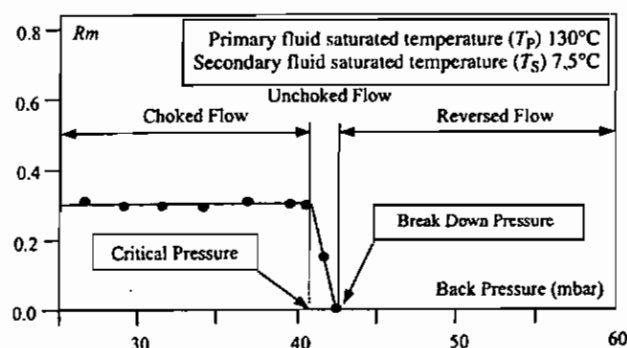


Fig. 2. Performance characteristics of a steam ejector based on experimental data provided by Eames et al. [2].

An important parameter used to describe the performance of an ejector is "an entrainment ratio" [10]:

$$R_m = \frac{\text{mass flow of secondary fluid}}{\text{mass flow of primary fluid}} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (1)$$

Consider a typical performance curve of a steam ejector for the specified primary and secondary flow pressures as shown in Fig. 2. There are three operating regions distinguished by the critical back pressure and the breakdown back pressure: the choked flow, the unchoked flow, and the reversed flow of secondary fluid. In the "choked flow" region, where the back pressures are below the "critical value", the secondary flow choking in mixing chamber causes the ejector to entrain the same amount of secondary fluid. This causes the entrainment ratio to remain constant all over this region. This essential character is called "constant-capacity characteristic" of an ejector. In this "choked flow" region, a transverse shock, which creates a compression effect, was thought to appear in either the throat or diffuser section. The location of the shock process varies with the back pressure. If the back pressure is increased, the shock will move upstream into the ejector throat without disturbing the mixing process.

In the "unchoked flow" region, where the back pressures are in excess of the critical value, there is no secondary flow choking. The entrained secondary fluid varies and the entrainment ratio begins to drop rapidly. The transverse shock was believed to move upstream into the mixing chamber and disturb the mixing between primary and secondary fluid.

Further increase in the back pressure to the point called "break down" pressure ("reversed flow" region) causes the flow to reverse back to the secondary flow inlet and the ejector finally malfunctions.

Fig. 3 shows the effect of operating pressures on the performance of a steam ejector based on experimental data provided by Eames and Aphornratana [2]. A decrease in the primary fluid saturated pressure causes the primary fluid mass flow to reduce. As the flow area in the mixing chamber is fixed, an increase in the secondary flow results. This causes the entrainment ratio of the ejector to rise. However, this causes the momentum of the mixed flow to drop. Thus, the critical pressure is reduced. On the other hand, an increase in the secondary fluid pressure, which is the ejector's upstream pressure, will increase the critical pressure. This also increases the mass flow through

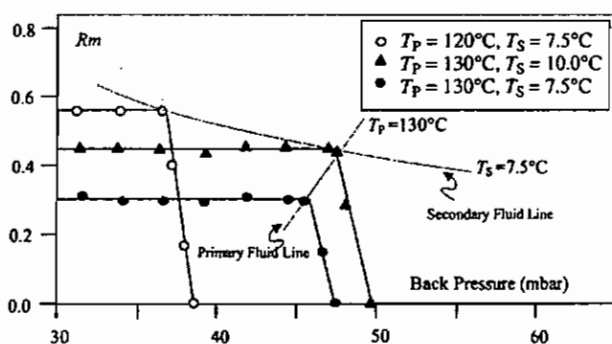


Fig. 3. Effect of operating pressures on performance of a steam jet refrigerator based on experimental data provided by Eames et al. [2].

the mixing chamber, which results in an increase of entrainment ratio.

Many past studies [1,3,11–14] show that, not only operating conditions, but ejector geometries were also found to affect the ejector performance. The experimental studies of the effect of primary nozzle throat size and ejector geometry on system performance were conducted [3]. The influence of using a small primary nozzle throat diameter was similar to that of decreasing primary fluid pressure, whilst the influence of the primary nozzle exit diameter was not significant [12].

3. Experimental and CFD model setup

3.1. Test facilities

3.1.1. Small scaled steam ejector refrigerator

The schematic diagram and photograph of an experimental steam ejector refrigerator is shown in Fig. 4. This steam ejector refrigerator consisted of 7 major components: a steam boiler, an evaporator, a condenser, a receiver tank, a pumping system, a pressure manifold and an ejector. Two electric immersion heaters were used as simulated heat source and cooling load at the boiler and the evaporator, respectively. The condenser was a water-cooled shell and coil type. A liquid refrigerant in the receiver tank was returned back to the boiler and the evaporator via an air-driven diaphragm pump. The boiler was covered by glass fiber wool with aluminum foil backing to prevent the thermal loss from the machine. The evaporator shell was well insulated, by neoprene foam rubber, from an unexpected heat gain from the environment.

3.1.2. Instrumentation and control

In this experimental steam ejector refrigerator, the operating conditions of each vessel could be controlled separately using the data acquisition system, connected to a personal computer. Parameters to be measured and controlled while the system was operated were temperature, pressure and mass flow rate of the refrigerant.

Type K thermocouples with uncertainties of $\pm 0.5^\circ\text{C}$ were used to detect the temperature change of the interested position as shown in Fig. 4. The detected signal of each probe was connected to the compensator and signal amplifier circuit.

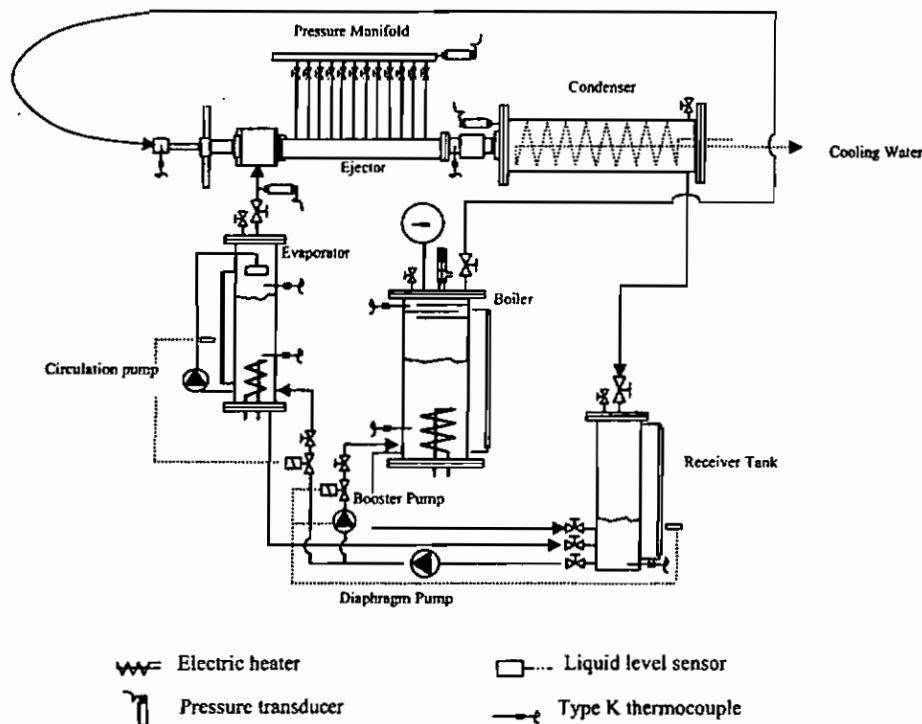


Fig. 4. Experimental refrigerator.

All probes were carefully calibrated using a precision glass thermometer. Pressures were detected by the absolute pressure transducers. At the evaporator and the pressure manifold, the ranges of the attached transducers were the same at 0–0.25 bar absolute, while the range of the one at the condenser was 0–1.2 bar absolute. All pressure transducers with uncertainties of $\pm 0.25\%$ were calibrated using a double stage liquid ring vacuum pump and a standard mercury barometer for absolute zero and atmospheric pressure values, respectively.

The operating conditions of the boiler and the evaporator were controlled by applying the ON/OFF logic to the respective heaters. Concerning the condenser, the operating pressure was controlled by adjusting appropriate volume flow rate of chilled water via a flow control valve and an on-off valve in the cooling water circuits. This allowed the system to maintain the operating condition of the condenser at the desired back pressure.

Liquid level in each vessel could be observed by using attached sight glasses as shown in Fig. 4. During each test run, the mass flow rates of the refrigerant could be determined by measuring the decreased level of the working fluid, during the certain interval of elapse time in a steady operation, via the attached sight glasses. This allowed the evaluation of ejector entrainment ratio at the particular operating condition.

In addition, for the system to operate continuously, the liquid in the receiver tank was fed back to the boiler and the evaporator via the pumping system. The liquid level in the evaporator and the boiler tank were automatically controlled using the detected signal from liquid level sensor.

3.1.3. Experimental steam ejector

The experimental ejector consisted of 4 parts which were the primary nozzle, the mixing chamber, the constant-area throat and the subsonic diffuser, as shown in Fig. 5. All geometries of the ejector were based on a recommendation by ESDU [11]. Each of them was designed to be easily fitted and interchanged with others.

The tests were conducted using 3 primary nozzles, which were fabricated with three different throat diameters (X). Even though their throat diameters are different, they had the same area ratio (throat to the exit plane) of 16 and included a divergent angle of 10 degrees. As seen in Fig. 5, the NXP (Nozzle Exit Position) was defined as a distance between the primary nozzle exit plane and the mixing chamber inlet planes. In this study the nozzle was fixed at $NXP = +35$ mm.

To study the effects of mixing chamber geometries on the performance of the ejector, its inlet diameter was varied. There were 3 mixing chambers constructed with 3 different inlet diameters (Z). Two of them were converging ducts (constant pressure type), while the other one was a straight duct (constant area type). The entry sections of the mixing tubes were bell mounted.

In order to investigate the influence of the length of the throat section (l) on the ejector performance, 4 pieces of throat section were constructed. The cross-sectional area of these throats was constant throughout the conduit. The significant geometries of the experiment nozzles, the mixing chambers and the throat are listed in Table 1.

Please note that, the diffuser was thought to have a very small influence on ejector performance. Therefore, the studying

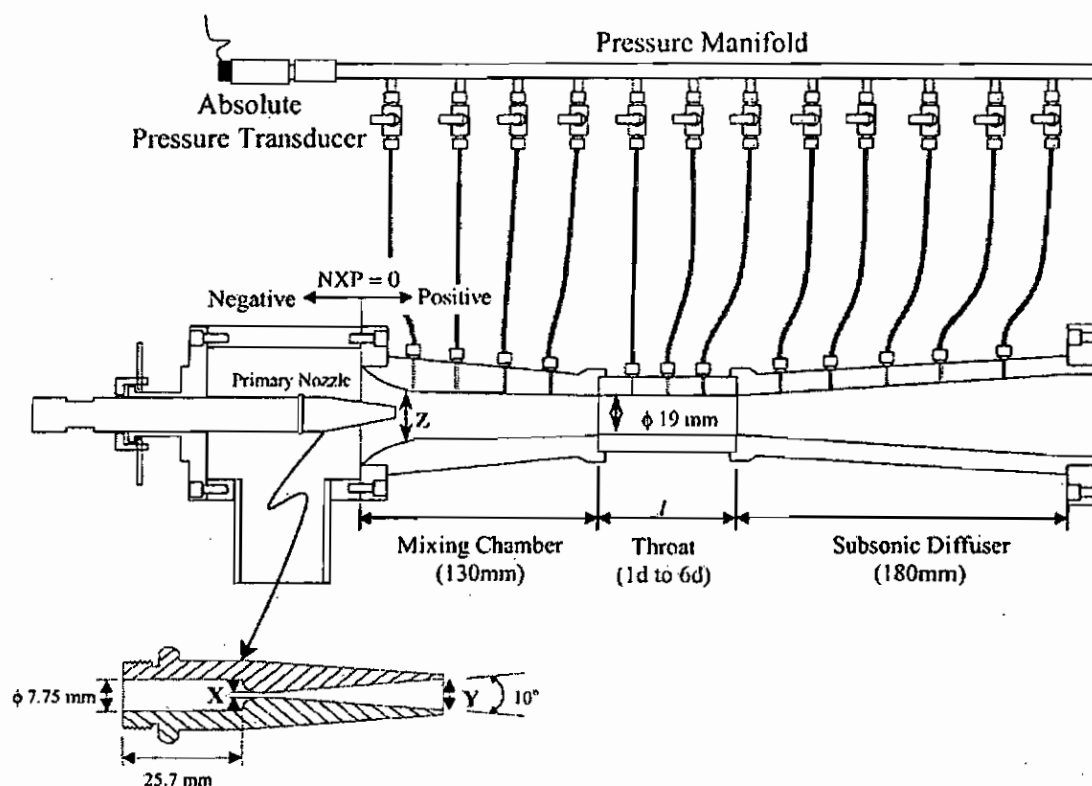


Fig. 5. Schematic diagram of experimental ejector.

Table 1
Ejector's geometry

Primary nozzle geometries			Mixing chamber inlet diameter		Throat length		
Nozzle No.	X (mm)	Y (mm)	Mixing chamber No.	Z (mm)	Throat No.	l	Times of diameter
						mm	
1	2.00	8.00	1	24.00	1	19.00	1d
2	1.75	7.00	2	19.00	2	57.00	3d
3	1.50	6.00	3	29.00	3	95.00	5d
					4	114.00	6d

of the effect of the diffuser geometries was omitted and every test was done with the same diffuser.

Along the wall of the ejector, a static pressure at each operating condition was tapped and measured using a pressure transducer attached at the pressure manifold (Fig. 5). This information was used to create the plots of the static pressure distribution along the ejector and they became the significant information for the validation of the simulated CFD ejector models.

3.2. CFD model

The problem under investigation here involved the supersonic flow inside the flow passage of the experimental steam ejectors. Working conditions of the model were set at the same ranges as was done in the experiments. In order to simulate this particular situation, Gambit 2.1 and FLUENT 6.0 were used as the grid generator and the CFD solver, respectively.

3.2.1. Geometries and grids

As proposed, Gambit version 2.1 was used to create the calculation domain and grid elements of the model. The mesh and model were created in a two dimension (2-D) domain. However, the axisymmetric solver was applied and therefore, the three-dimensional effect (3-D) was taken into account in the simulation. The geometries of the calculation domain of the modeled steam ejectors were taken from those which were used in the experiment. Their significant dimensions have already been described in the previous section. The mesh was made of 43,000 structured quadrilateral elements, as shown in Fig. 6. To retain the calculation speed advantage coming with the use of regular block-structure element, the multi-block technique was applied to the complex geometries of the ejector wall. The concentration of grid density was focused on the areas where significant phenomena were expected.

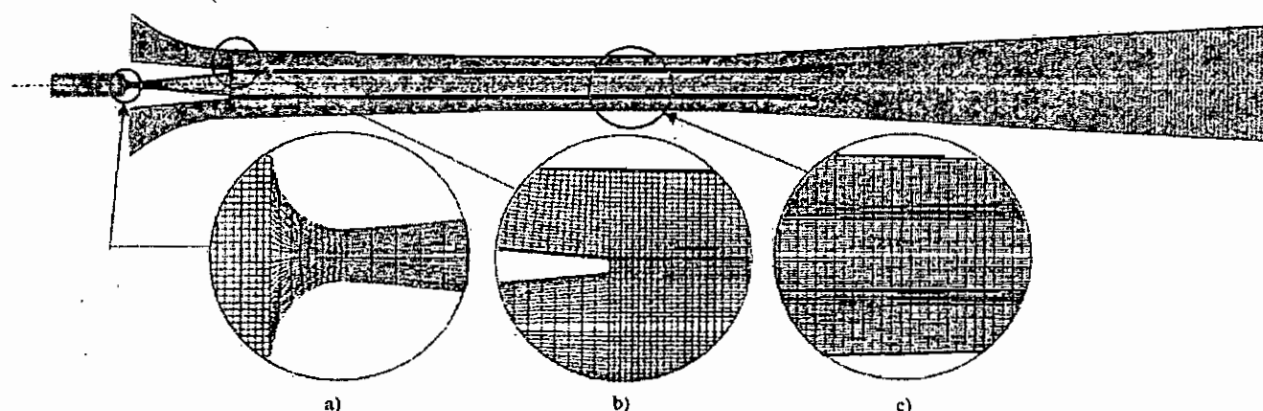


Fig. 6. Calculation domain and grid structure of the ejector CFD model.

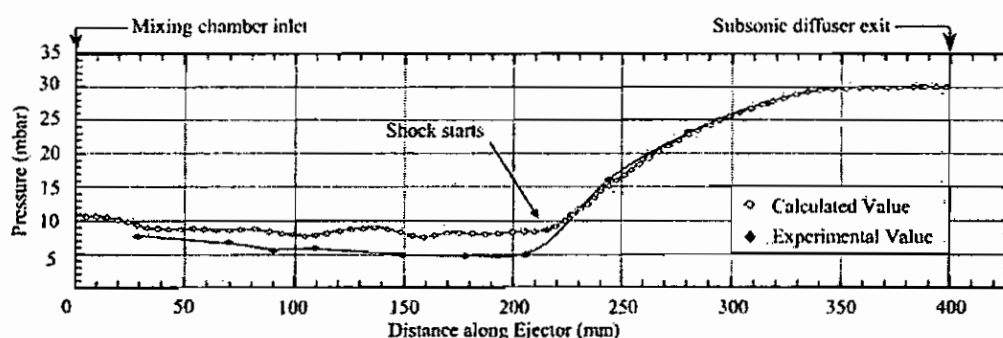


Fig. 7. Wall static pressure distribution along ejector wall.

3.2.2. Case setup

FLUENT 6.0 is a commercial CFD software package which utilizes the control-volume-based techniques to convert governing equations to algebraic equations that can be solved numerically. As the supersonic flow field was expected, the flow was thought to be a turbulent compressible flow. The “*realizable $k-\epsilon$ model*” was selected to govern the turbulence characteristic. This model was the improved version of the conventional “*standard $k-\epsilon$ model*”. It is believed that the “*realizable $k-\epsilon$ model*” is able to predict a more accurate spreading rate of a round jet [15]. Moreover, it was likely to provide a superior performance of the flows involving rotation, boundary layer under strong adverse pressure gradient and separation as presented in our ejector model. The non-linear governing equations were solved using the “*coupled-implicit*” solver. The near wall treatment was left as the “*standard wall function*”, which gave reasonably accurate results for the wall bounded with very high Reynolds number flow.

3.2.3. Working fluid properties

Water vapour, used as the working fluid of the model, was treated as the assumption of an ideal gas. Even though the ideal gas relation seemed to be the unrealistic assumption to the model, for the ejector application where the operating pressure is relatively low, it was proved by some researchers [16] that it provided similar results to a real gas model. The properties of water vapour, as provided in FLUENT database, are shown in

Table 2

Properties working fluid (water vapour) used in the CFD simulation

Properties	Values
Viscosity, μ	$1.34 \times 10^{-5} \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}$
Thermal conductivity, k	$0.0261 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Specific heat capacity, C_p	$2014.00 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Molecular weight, M	$18.01534 \text{ kg kmol}^{-1}$

Table 2. Note that, the density of the working fluid is evaluated using the ideal gas relation as part of the calculation as it progresses. Other properties are defined as constant throughout the simulation.

3.2.4. Boundary conditions

Boundary conditions of two faces entering a primary nozzle and ejector were set as pressure-inlet, whilst the one leaving ejector was set as pressure-outlet. These parameters were varied with the same operating condition as was conducted in the experiments. The values of each boundary were assigned as the saturation properties (temperature and pressure) of each operating state. Since the velocity of the flow entering and leaving the domain was thought to be relatively small compared with the supersonic speed during the flow process of the ejector; there was no difference between an input of the stagnation pressure and static pressure.

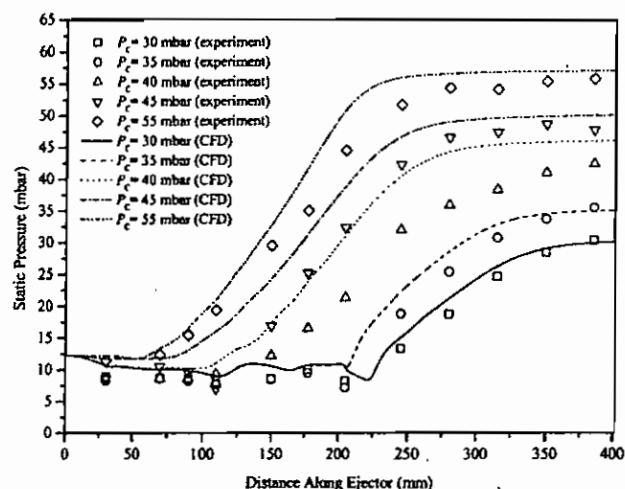


Fig. 8. Static pressure profile along the ejector at $T_p = 130^\circ\text{C}$ and $T_s = 10^\circ\text{C}$, effect of downstream pressure.

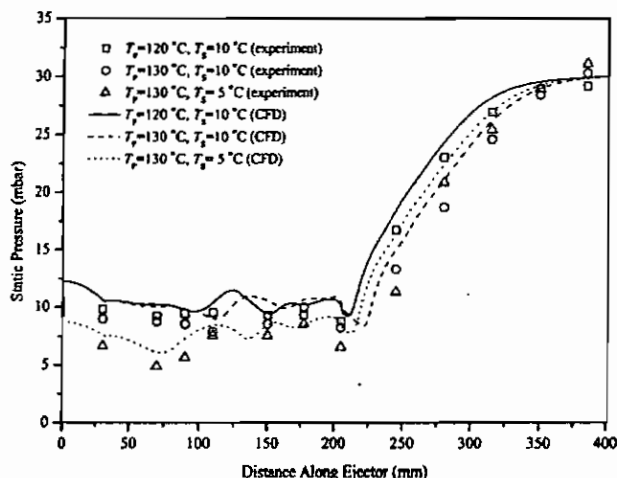


Fig. 9. Static pressure profile along the ejector at $P_c = 30$ mbar, effect of primary and secondary fluid pressure.

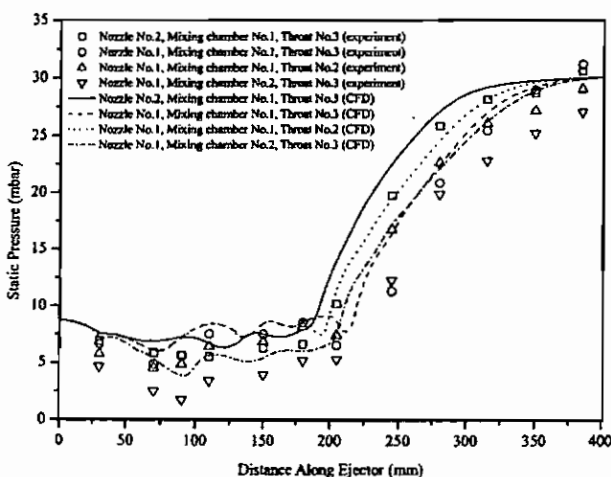


Fig. 10. Static pressure profile along the ejector at $T_p = 130^\circ\text{C}$ and $T_s = 5^\circ\text{C}$, and $P_c = 30$ mbar, effect of ejector's geometries.

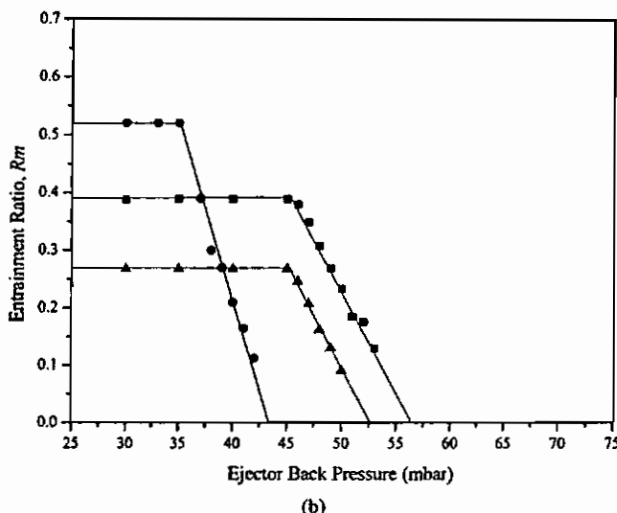
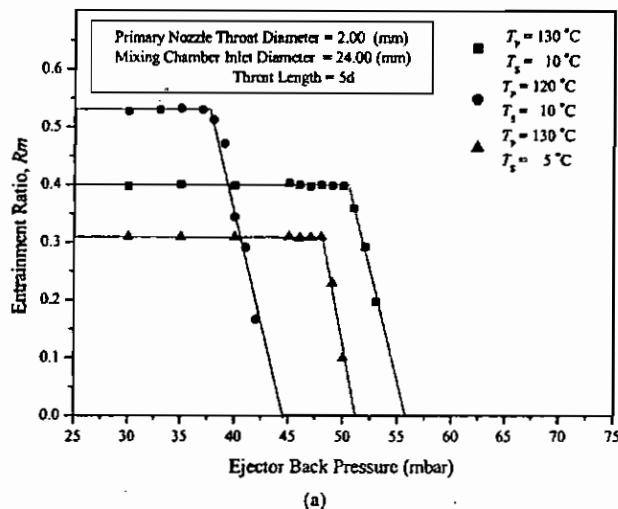


Fig. 11. Variation of entrainment ratio of a steam ejector, effect of operating conditions. (a) Experimental results, (b) simulated results of CFD.

4. Results and discussion

The calculations were considered as converged when the following two converging criteria were met. Firstly, every type of the calculation residual must be reduced lower than the specified value (in this case, less than 10^{-6}). Secondly, the calculated mass fluxes of every face of the model were stable. In addition, the converged solutions have to satisfy the principle of conservation of mass. That means the difference between the summation of mass fluxes entering and leaving the model should not be greater than $10^{-7} \text{ kg s}^{-1}$. The evaluation of mass fluxes entering the primary nozzle and the mixing chamber also introduces the calculation of entrainment ratio and, hence, the prediction of the ejector performance. Normally, in this study, the calculation of each model was not longer than 8,500 iterations.

However, before the calculated results of each particular situation were analyzed and the precision of the performance prediction was evaluated, the correctness of the simulated model had to be verified. In order to do so, the static pressure distribution along the wall of the experiment ejector was used as

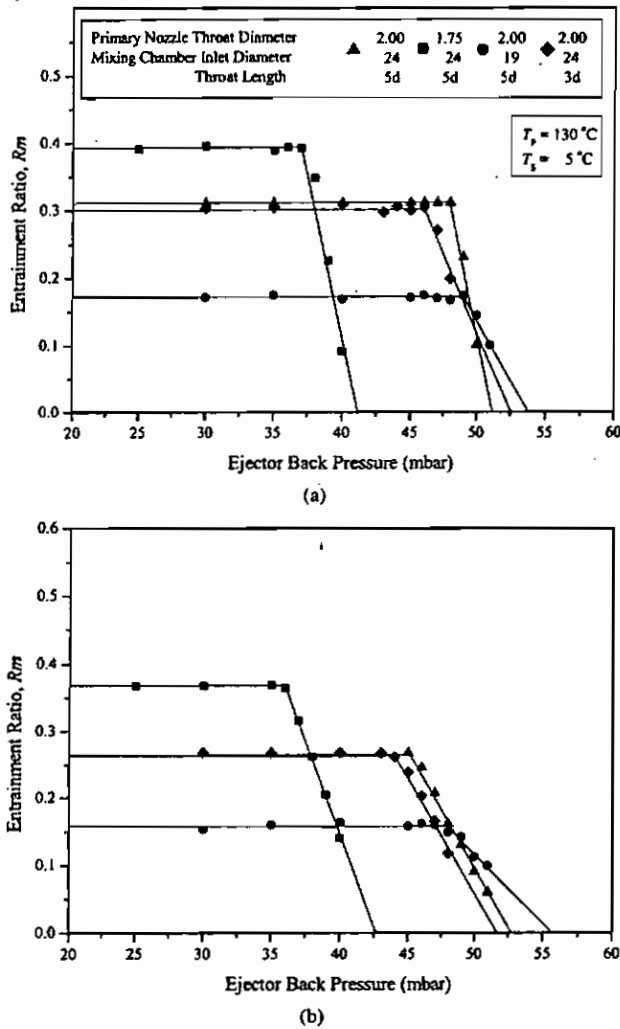


Fig. 12. Variation of entrainment ratio of a steam ejector, effect of ejector geometries. (a) Experimental results, (b) simulated results of CFD.

the reference data for validating with one from the simulated solution. Fig. 7 illustrates the comparison between the static pressure distributions from the two different approaches, the experimental versus the simulated results. The comparison was conducted when the ejector was operated at primary fluid saturated temperature (T_p) of 120°C , secondary fluid saturated temperature (T_s) of 10°C and downstream pressure (P_c) of 30 mbar. The primary nozzle exit position was placed at NXP of 35 mm.

At a glance, it is obvious that static pressure profiles, from the experiment and CFD method, are similar to those presented by Huang et al. [10], Eames et al. [12] and Chunnanond and Aphornratana [3]. From Fig. 6, the distribution of an experimental static pressure is offset lower than the one from the simulation. One possible reason for this error may come from the difficulty of calibrating the absolute pressure transducer at very low range near the absolute zero level. If the distribution of the tested curve is shifted up, it can be said that the calculated static pressure profile agrees very well with that from the experiment. More comparisons between static pressure profiles from

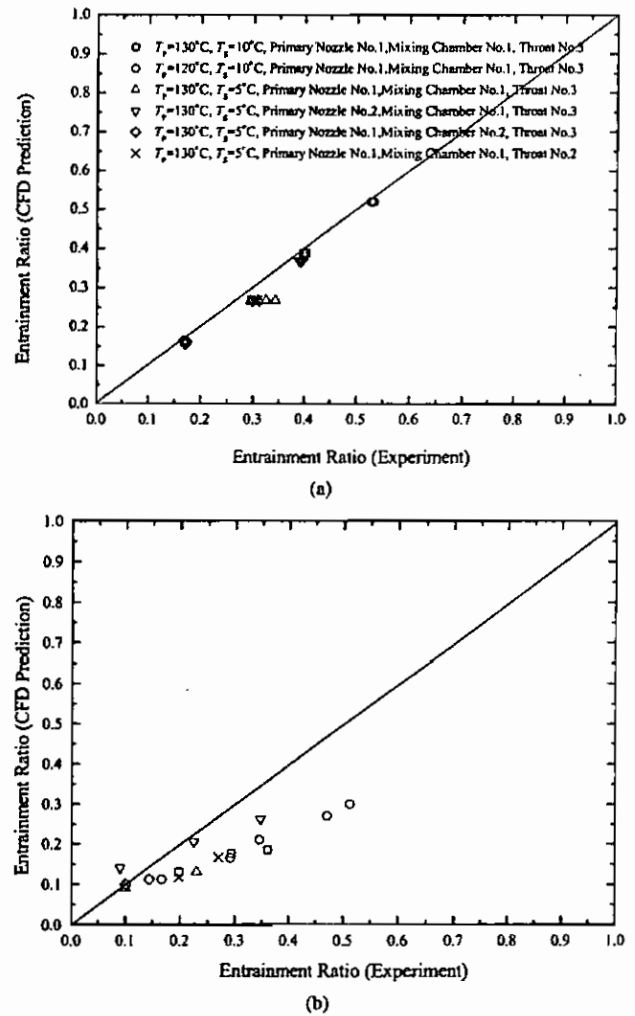


Fig. 13. Comparison between the CFD and the experimental results of the entrainment ratio during the choked flow and the unchoked flow region for various operating conditions and geometries. (a) Choked flow region, (b) unchoked flow region.

experiment and CFD results at various operating pressures and the ejector's geometry are shown in Figs. 8, 9, and 10.

Regarding the calculated entrainment ratio, it is found that the comparison of entrainment ratio is very fruitful. Figs. 11 and 12 show the similarity in the ejector performance characteristic, when the ejector's operating conditions and geometries were varied, from the two different approaches, the experiment and the CFD method. Please note that all dots lie in each of the CFD curve represent the interested predicted values.

The comparison between the CFD analysis and the experimental results of the ejector's performance at the critical point and critical back pressure of the experiment steam ejector are also illustrated in Table 3. Fig. 13 shows the comparison between the CFD and the experimental results of the entrainment ratio in the choked and the unchoked flow region. At the unchoked flow region, Fig. 13(b), the distribution of the error in predicted values of the entrainment ratio to the experimental ones is more than the ones at the choked flow region, Fig. 13(a). Possible reasons for this error may come from, firstly,

Table 3
Comparison of ejector performance from experimental measurement and CFD prediction (at critical point)

Operating condition (°C)		Ejector geometries (based on data provided in Table 1)				Entrainment ratio		Critical back pressure (mbar)	
Primary fluid saturated temperature (T_p)	Secondary fluid saturated temperature (T_s)	Primary nozzle No.	Mixing chamber No.	Throat No.	NXP	Experiment	CFD	Experiment	CFD
Effect of primary fluid saturated temperature (saturated boiler temperature)									
120	10	1	1	3	35	0.53	0.52	37	35
130	10	1	1	3	35	0.40	0.39	50	46
140	10	1	1	3	35	0.28	0.29	65	60
Effect of secondary fluid saturated temperature (saturated evaporator temperature)									
130	5	1	1	3	35	0.31	0.27	48	45
130	10	1	1	3	35	0.40	0.39	50	46
130	15	1	1	3	35	0.53	0.54	53	47
Effect of primary nozzle throat diameter									
130	5	1	1	3	35	0.31	0.27	48	45
130	5	2	1	3	35	0.39	0.37	37	36
130	5	3	1	3	35	0.47	0.53	31	28
Effect of mixing chamber inlet									
130	5	1	1	3	35	0.31	0.27	48	45
130	5	1	2	3	35	0.17	0.16	49	47
130	5	1	3	3	35	0.31	0.27	48	45
Effect of throat length									
130	5	1	1	1	35	0.31	0.27	43	38
130	5	1	1	2	35	0.30	0.27	46	43
130	5	1	1	3	35	0.31	0.27	48	45
130	5	1	1	4	35	0.31	0.27	48	46
Average						0.31	0.27	48	46
								–6.25	–6.90

^a Error (%) = $100 \times (\text{CFD's entrainment ratio} - \text{Experiment's entrainment ratio}) / \text{Experiment's entrainment ratio}$.

^b Error (%) = $100 \times (\text{CFD's critical back pressure} - \text{Experiment's critical back pressure}) / \text{Experiment's critical back pressure}$.

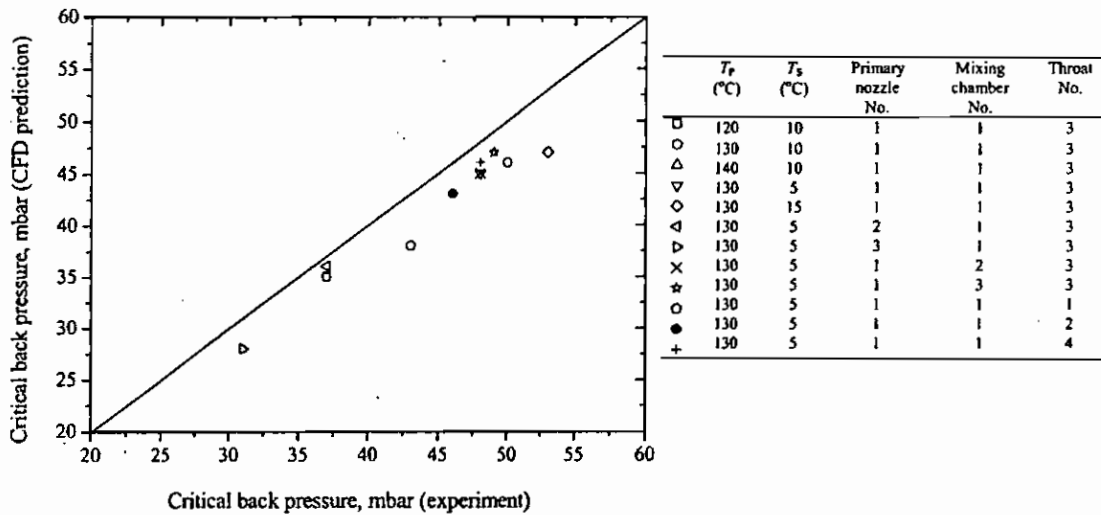


Fig. 14. Comparison between the CFD and the experimental results of the critical back pressure for various operating conditions and geometries.

the difficulty of calibrating the absolute pressure transducer. In the unchoked flow region, the entrainment ratio is subjected to change sensitively to the change of downstream pressure. A slight change in the downstream pressure causes more effect to the entrainment ratio than that was found in the choke flow region. Hence, a small error in calibrating the absolute pressure transducer may result in an error in reading the entrainment ratio. Secondly, a very complicated flow at the unchoked flow region, due to shocking behavior, probably gives unexpected results in the experiment. Comparison between the CFD and the experimental results of the critical back pressure is shown in Fig. 14. It is obvious that the overall CFD calculated results agree well with actual value. Average errors of the predicted entrainment ratio and the critical back pressure were both found to be less than -7% . Note that the negative sign indicates that the CFD calculated results are underestimated.

In overall, it may be concluded that, the comparison demonstrates the proficiency of the CFD model in predicting an accurate performance for both entrainment ratio and critical back pressure of a typical designed ejector.

5. Conclusion

It was verified that the CFD method is an efficient tool to predict the entrainment ratio and critical back pressure of the ejector. The tabulated ejector performances from the experiment and the calculations show the accuracy of the model. The advantages of CFD over other conventional methods were proposed. Even though the errors of calculations were found to be quite large at some points, they could be clarified. However, it can be said that the CFD study in this research was just a pioneer study in the field of the ejector in refrigeration application. In order to utilize this method more efficiently, further studies are needed. From the study, it was shown that the constructed CFD model may not represent the experiment ejector perfectly; therefore, some improvements on the model setup and the calculation domain are needed. For instance, the real gas equations should be applied as the properties of the working

fluid rather than using the perfect gas assumption. Moreover, the heat transfer function at the wall surfaces, that allows not only the investigation of heat transfer, but also of condensation during the process, should be turned on so that the model could be more realistic.

In addition, Part 2 [8] also shows another advantage of CFD over other analysis. Using the CFD, the graphic flow visualization of the modeled ejector could be created, and the phenomena inside the flow passage were explored.

Acknowledgements

The research was financed by Thailand Research Fund. The first author would like to thank the Royal Golden Jubilee Program, Government of Thailand for his academic sponsorship.

References

- [1] J.H. Keenan, E.P. Neumann, A simple air ejector, *ASME Journal of Applied Mechanics* 64 (1942) 75–81.
- [2] I.W. Eames, S. Aphornratana, H. Haider, A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator, *International Journal of Refrigeration* 18 (6) (1995) 378–386.
- [3] K. Chunnanond, S. Aphornratana, An Experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector, *Applied Thermal Engineering* 27 (2004) 311–322.
- [4] K. Chunnanond, S. Aphornratana, Ejectors: applications in refrigeration technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 8 (2004) 129–155.
- [5] S.B. Riffat, S.A. Omer, CFD modeling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid, *International Journal of Energy Research* 25 (2001) 115–128.
- [6] E. Rusly, A. Lu, W.W.S. Charters, A. Ooi, K. Pianthong, Ejector CFD modeling with real gas model, in: *Mechanical Engineering Network of Thailand the 16th Conference*, 2002, pp. 150–155.
- [7] B.J. Huang, J.M. Chang, C.P. Wang, V.A. Patrenko, A 1-D analysis of ejector performance, *International Journal of Refrigeration* 22 (1999) 354–364.
- [8] T. Sriveerakul, et al., Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries, *International Journal of Thermal Sciences* (2006), doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.012.

- [9] J.T. Munday, D.F. Bagster, A new ejector theory applied to steam jet refrigeration, *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development* 16 (4) (1977) 442–449.
- [10] B.J. Huang, C.B. Jiang, F.L. Hu, Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system, *Transactions of ASME* 107 (1985) 792–802.
- [11] ESDU, Ejector and jet pump, ESDU International Ltd, London, Data item 86030, 1985.
- [12] I.W. Eames, S. Wu, M. Worall, S. Aphornratana, An experimental investigation of steam ejectors for applications in jet-pump refrigerators powered by low-grade heat, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A* 213 (1999) 351–361.
- [13] J.H. Keenan, E.P. Neumann, F. Lustwerk, An investigation of ejector design by analysis and experiment, *ASME Journal of Applied Mechanics* 72 (1950) 299–309.
- [14] S. Aphornratana, I.W. Eames, A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle, *International Journal of Refrigeration* 20 (5) (1997) 352–358.
- [15] FLUENT 6.0 User's guide, FLUENT INC. Lebanon, NH, USA.
- [16] S. Aphornratana, Theoretical and experimental investigation of a combine ejector-absorption refrigerator, PhD thesis, University of Sheffield, UK, 1994.



ELSEVIER

Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries

T. Sriveerakul, S. Aphornratana*, K. Chunnanond

Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University, PO Box 22 Thammasat Rangsit Post Office, Pathumthani 12121, Thailand

Received 22 March 2006; received in revised form 24 October 2006; accepted 24 October 2006

Available online 27 November 2006

Abstract

The aim of this study is to reveal the complication of the flow and the mixing process of a steam ejector used in a jet refrigeration cycle by using the simulation software package (FLUENT). In Part 1 of this work, the CFD results of the steam ejector's performance were validated with the experimental values. After the validation is satisfied, this paper is able to analyze the flow phenomena inside the steam ejector when its operating conditions and geometries were varied. Using the applications provided by the CFD software, the flow structure of the modeled ejectors could be created graphically, and the phenomena inside the flow passage were explored. The CFD method was evaluated as an efficient tool to represent the flow inside a steam ejector.

© 2006 Elsevier Masson SAS. All rights reserved.

Keywords: Ejector; Jet refrigeration; Flow visualization; CFD

1. Introduction

Steam jet refrigeration is a refrigeration system that uses water as its working fluid. It utilizes a low temperature thermal energy (100–200 °C) from inexpensive or even free sources such as industrial wasted heat or a solar collector. A major component that makes the system usable is a steam ejector. It is recognized that the performance of the system depends greatly on the performance of the ejector. Hence, in order to improve the performance of an ejector, understanding of the flow inside the ejector is needed.

In this study, Computational Fluid Dynamics (CFD) was used to analyze the flow phenomena inside a steam ejector. According to the validation of the static pressure profile along the wall of the ejector, entrainment ratio, and critical back pressure as was done previously in the first part [1], it was concluded that the CFD model can efficiently represent the flow inside the steam ejector. This paper, which is the second part of the study,

concentrates on the use of CFD in visualizing the change in the flow structure and the mixing process inside the steam ejector as influenced by interested parameters, ejector's operating conditions and geometries. Using the post processing available in the CFD software, the created contours of Mach number and the calculated pressure distribution at any point of interest, the flow structure and the mixing process within a steam ejector can be clearly explained. Consequently, it is believed that, with the CFD software, the better understanding of the flow within the ejector could help to improve the design of the ejector.

2. Flow and mixing process of the steam ejector

Before investigating the change in flow structure of the steam ejector influenced by interested parameters using CFD visualization, detailed explanation of the simulated flow structure is provided. Fig. 1 illustrates the contours lines of Mach number and static pressure distribution of the steam ejector when it operates at the choked flow mode.

As the high-temperature and high-pressure primary fluid enters the convergent section of the primary nozzle, the subsonic motive flow accelerates to sonic value and chokes at the nozzle

* Corresponding author. Tel.: (+662) 986 9009 ext 2210; fax: (+662) 9869009 ext 2201.

E-mail address: satha@siit.tu.ac.th (S. Aphornratana).

Nomenclature

d	diameter of constant area throat	mm
l	throat length	mm
P	pressure	mbar
Rm	entrainment ratio	
T	temperature	°C
X	primary nozzle throat's diameter	mm
Y	primary nozzle exit's diameter	mm
Z	mixing chamber inlet's diameter	mm

Subscripts

C	downstream fluid
P	primary fluid
S	secondary fluid

Abbreviation

NXP	nozzle exit position
-----	----------------------

throat (1). In the divergent portion of the nozzle, the primary fluid accelerates and expands further to achieve a supersonic speed.

At the nozzle exit plane (2), it is found that the supersonic primary stream leaves the primary nozzle with its static pressure greater than that in the mixing chamber. Therefore, it is capable of additional expansion and acceleration as an "under-expanded" wave [2] with some value of the "expansion angle". To preserve the static pressure across the free boundary between the primary jet core (3) and the surrounded fluid, the first series of oblique shock and expansion waves, called the "diamond wave" pattern (4), is induced. This phenomenon can be investigated from the fluctuation of static pressure at the center line of the ejector while the flow passes through a mixing chamber (Fig. 1(b)).

The occurrence of a diamond wave jet core in the mixing chamber indicates the semi-separation between the high speed primary flow and the surrounded secondary fluid. Thus, the converging duct (5) for entraining a secondary fluid into the mixing chamber, similar to that was proposed by Munday and Bagster [3], is formed. Moreover, according to the large velocity difference between these two streams, the shear stress layer (6) interfacing between them is presented. The shear mixing of two streams begins as the secondary fluid is entrained and interfaces with the expanded wave. Flowing through the converging duct, the shear mixing process causes the secondary fluid to accelerate, conversely, the shear mixing and the viscosity of the fluid cause the diamond wave to decay. As investigated in Fig. 1(b), the static pressure of the flow steadily decreases at the beginning of the flow process, and the violence of the diamond wave reduces, respectively.

At the throat of the mixing chamber, most of the entrained secondary fluid accelerates and reaches the sonic velocity. Very small amounts move slightly faster than the sonic value when

it flows close to the shear stress layer, but slower when it flows close to the wall boundary layer. Moreover, it is seen that the violence of the diamond wave reduces as the primary jet core travels with lower supersonic speed, consequently, a relatively smooth jet core results. Therefore, the secondary flow can be considered as choked. The choke area or "effective area" [3] of the secondary fluid can be estimated from the annulus area between the wall of an ejector throat and the primary fluid jet core. Despite using the CFD visualization, it is difficult to locate the exact position of the effective area within the ejector. During the choke flow mode, the entrainment ratios remained constant, the effective area, hence, can be estimated at anywhere within the constant area ejector's throat.

At a certain distance into the ejector throat or in the beginning of the diffuser section, called the "shocking position" (7), a non-uniform stream produces the second series of oblique shock waves (8). Therefore, when the flow is dominated by a series of oblique shocks, the static pressure gradually recovers to discharge value and the flow speed gradually decreases to subsonic level, while it passes through the diffuser, Fig. 1(b). In addition, across this process, the mixed stream loses most of its total pressure. However, in concept, a series of oblique shock should provide smaller pressure loss in total pressure than a normal shock.

3. Ejector's geometries and CFD model set up

In the simulation, the geometries of the calculation domain of the modeled steam ejectors were taken from those which were used in the experiment as described in Part 1. The ejector model consists of 4 parts which are the primary nozzle, the mixing chamber, the constant-area throat and the subsonic diffuser as shown in Fig. 2. The significant geometries of the primary nozzles, the mixing chambers and the throats were listed in Table 1.

Table 1
Ejector's geometry variation

Primary nozzle geometries			Mixing chamber inlet diameter		Throat length		
Nozzle No.	X	Y	Mixing chamber No.	Z	Throat No.	l	Times of diameter
	mm	mm		mm		mm	
1	2.00	8.00	1	24.00	1	19.00	1d
2	1.75	7.00	2	19.00	2	57.00	3d
3	1.50	6.00	3	29.00	3	95.00	5d
					4	114.00	6d

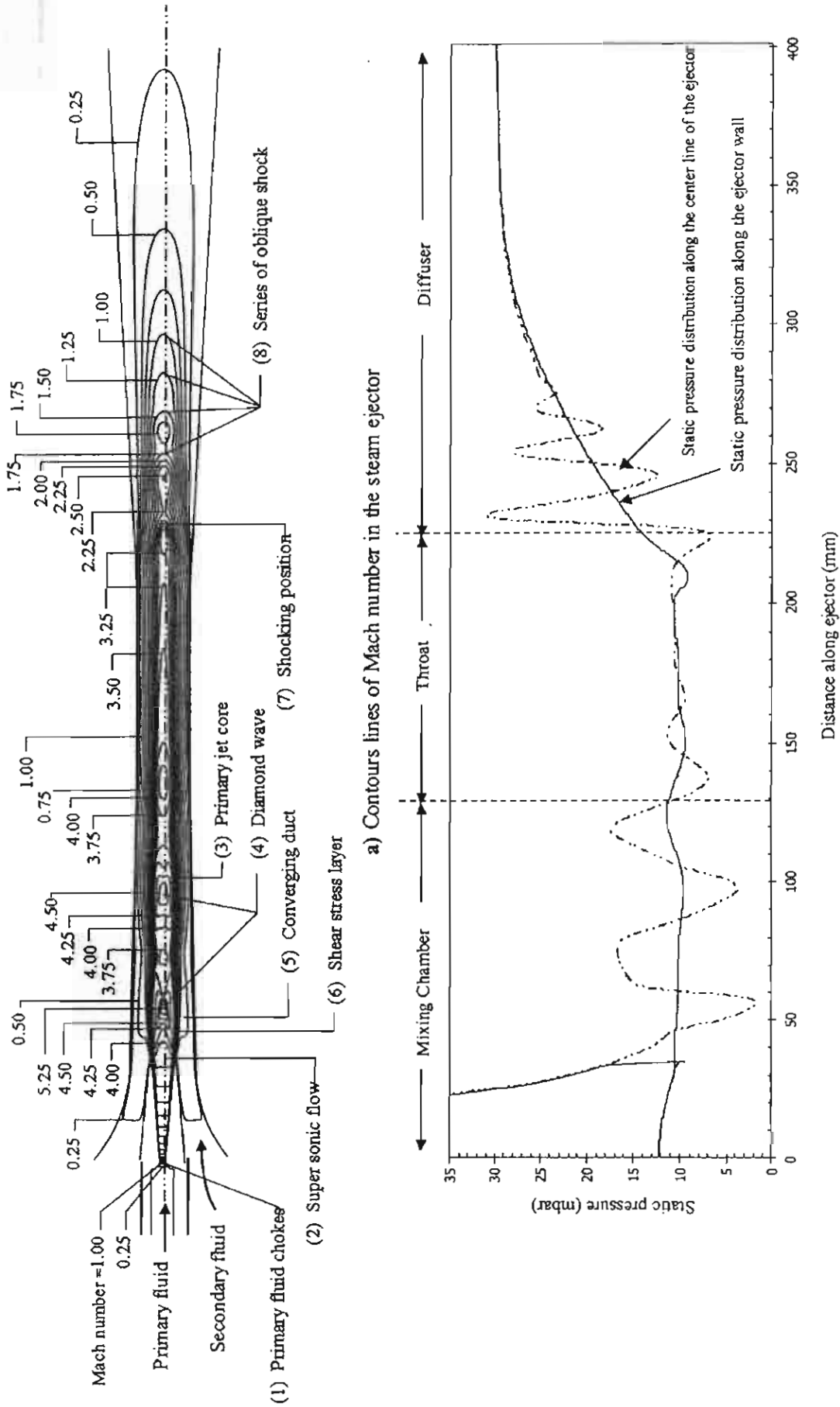


Fig. 1. Mach number and static pressure distribution in the steam ejector.

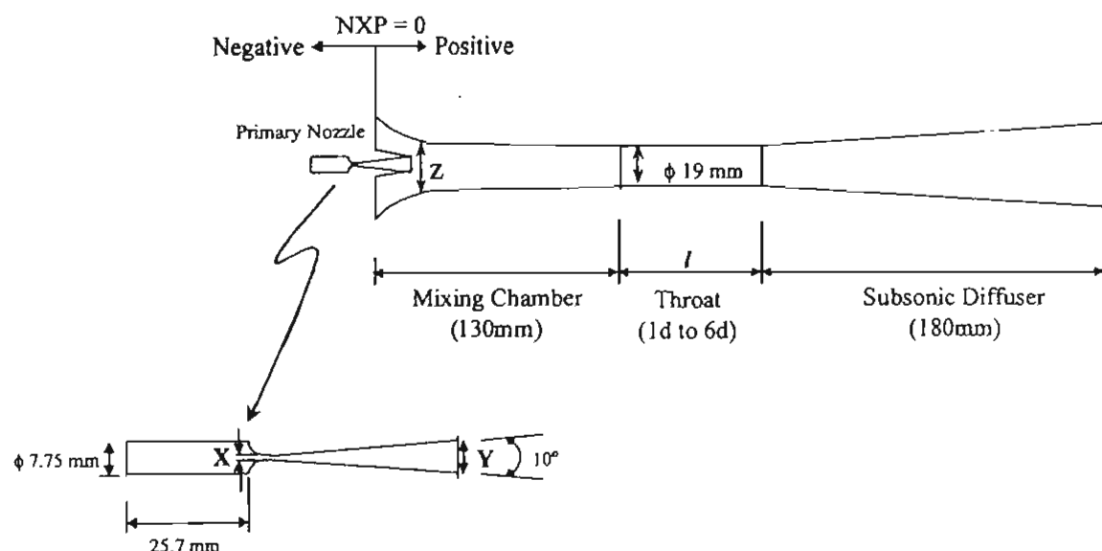


Fig. 2. Schematic diagram of the steam ejector.

Please note that in this study, the nozzle exit position (NXP) was kept constant at a positive distance of 35 mm. Every nozzle was modeled with the same area ratio, the nozzle exit to the throat. The diffuser was thought to have very small influence on ejector performance. Therefore, the studying of effect of the diffuser geometries was omitted and every test was done with the same diffuser. Details on the CFD model setup, grid generation, boundary conditions, working fluid properties were already explained in Part 1.

4. Effect of operating pressures

The investigations of the effects of operating pressures were carried out over a variety of upstream and downstream operating pressures. During the simulation, the primary fluid saturated temperature (boiler temperature, T_P) ranged from 120 to 140 °C, corresponding to absolute pressure of around 2000 to 3600 mbar. The secondary fluid saturated temperature (evaporator temperature, T_S) was varied in the range of 5 to 15 °C, corresponding to absolute pressure of around 8.5 to 17 mbar. Lastly, the back pressure (condenser pressure, P_C), the “downstream of the ejector”, was varied from 30 to 60 mbar. To avoid any unwanted influences from other parameters, the studies were done with a fixed geometries ejector. The modeled ejector was constructed from primary nozzle No. 1, mixing chamber No. 1, throat section No. 3 and the subsonic diffuser.

Fig. 3 represents the calculated entrainment ratio when upstream and downstream pressures of the ejector were varied. At each setting of the primary fluid and secondary fluid condition, the operation of an ejector can be categorized into 3 regions, the choked flow, the un-choked flow and the reversed flow of secondary fluid as already discussed in Part 1 [1]. The ejector entrains the same amount of secondary fluid when it operates under critical back pressure. If the ejector operates beyond the critical point, the entrainment rate drops with an increasing of the downstream pressure.

Considering filled contours of Mach number simultaneously with static pressure profiles along the centerline of the steam

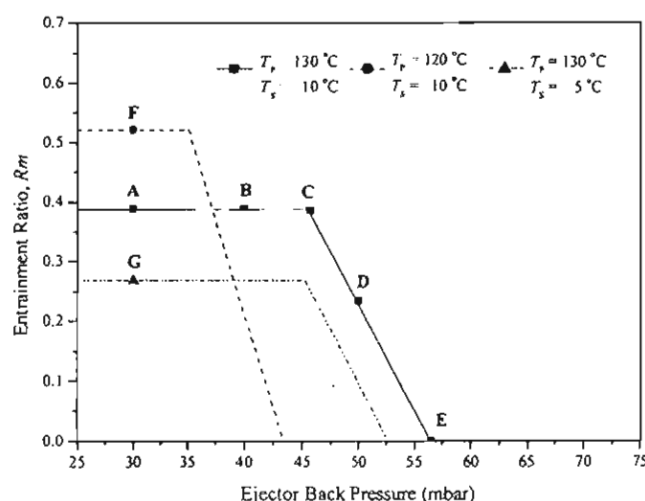


Fig. 3. Variation of calculated entrainment ratio of a steam ejector, effect of operating pressures.

ejector as shown in Figs. 4 and 5, increasing downstream pressure from A to E caused the shocking position to move upstream into the ejector throat. However, when a back pressure is not exceed the critical point or within the choked flow region (A, B and C), the shock will not affect the mixing behavior of the two streams. Flow structures in front of a shocking position are shown unchanged and the size of the primary jet core remained constant and independent from downstream conditions. It was thought, that during this choke flow region, the effective areas were always forced to appear within the constant area throat, since, the entrainment ratio remained constant. This proved the existence of the choking phenomenon.

When a downstream pressure increased higher than the critical point (D and E), the second series of oblique shocks was forced to move further upstream and combine with the first series of oblique shocks to form a single series of oblique shocks. This movement of the second series of oblique shocks caused the secondary fluid to be no longer choked, hence, disturbed

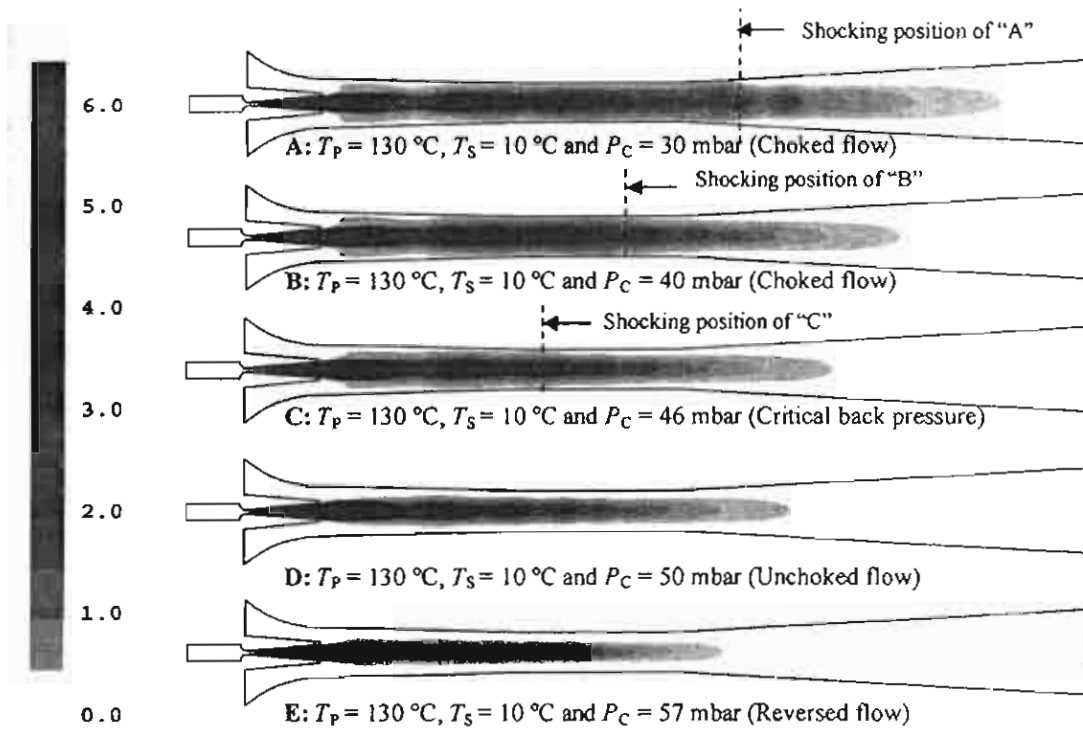


Fig. 4. Filled contours of Mach number: Effect of downstream pressure. (All operating points, A, B, C, D, and E, correspond to those shown in Fig. 3.)

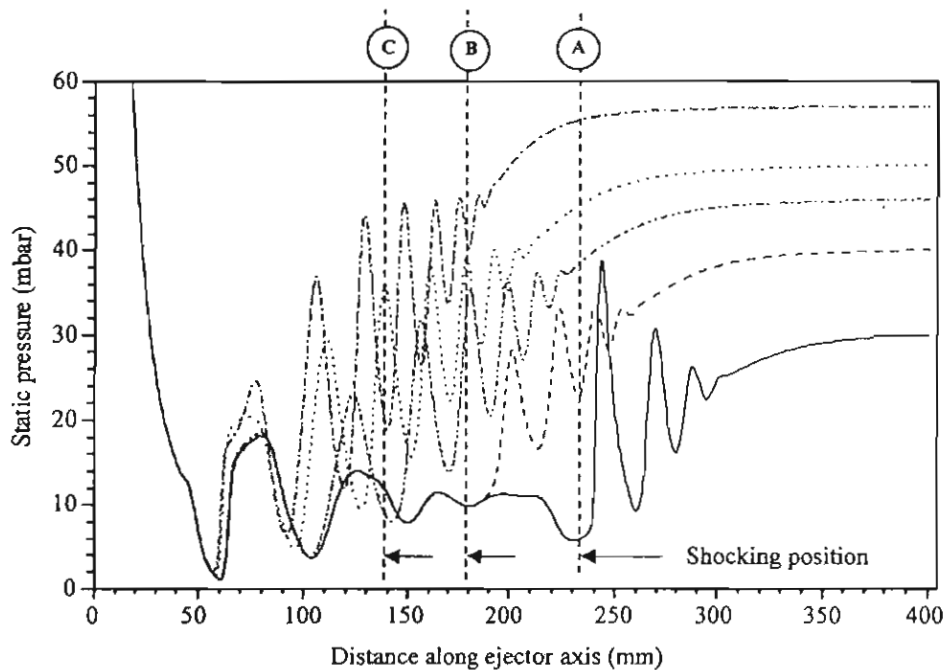


Fig. 5. Static pressure distribution along the centerline of the steam ejector: Effect of downstream pressure.

the entrainment process. This can be investigated from the lowering of an entrained fluid speed and hence, the increasing of static pressure before shock. It should be noted that the size and the momentum of the jet core was independent from the variation of downstream pressure.

Fig. 6 (F and A) shows that increasing the primary fluid pressure, the Mach number of motive fluid leaving a primary nozzle remains unchanged. This obeys the principle of super-

sonic compressible flow; the supersonic flow leaves the different converging-diverging nozzles at the same speed when those nozzles are modeled with the identical area ratios. However, the mass flow through the primary nozzle and the momentum of the flow were increased. The increasing of momentum allowed the primary fluid to leave and further under-expand and accelerate with larger expansion angle. This causes the diamond flow to shock at a higher Mach number at the first oblique shock as

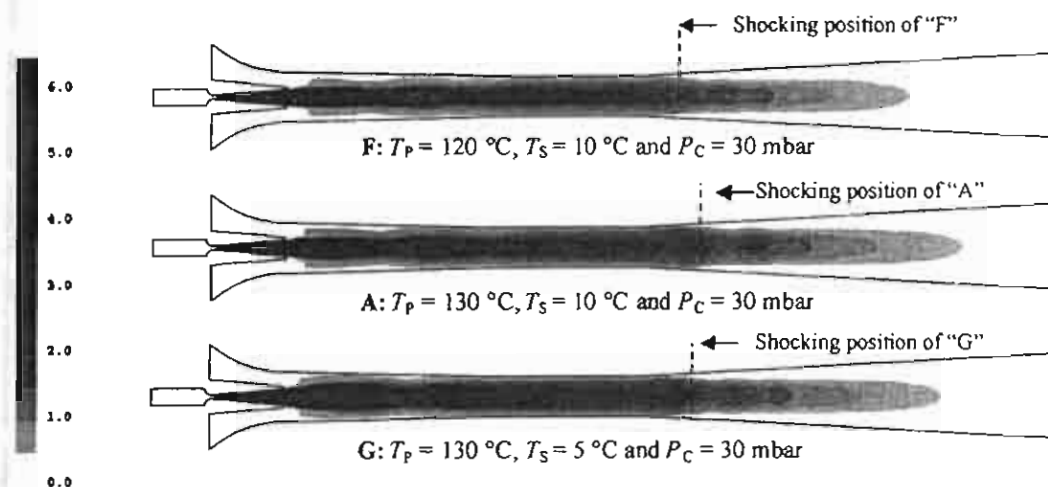


Fig. 6. Filled contours of Mach number: Effect of primary and secondary fluid saturated pressure. (All operating points, A, F, and G, correspond to those shown in Fig. 3.)

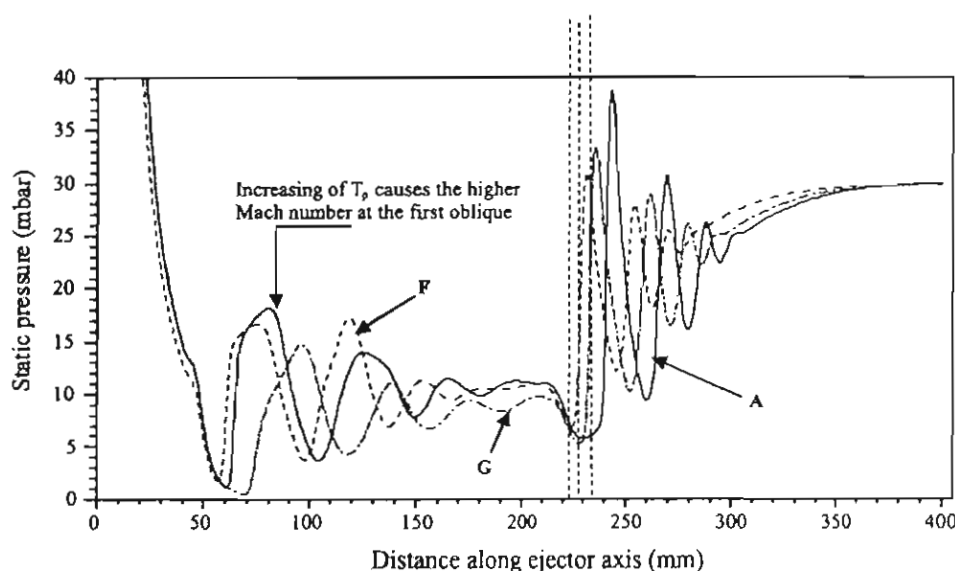


Fig. 7. Static pressure distribution along the centerline of the steam ejector: Effect of primary and secondary fluid saturated pressure.

can be seen in Fig. 7. The increased expansion angle causes the enlarging of a jet core, therefore, the annulus effective area is reduced and less secondary fluid can be entrained and accelerated through the steeper converging duct. However, with higher momentum of the jet core, the shocking position moves downstream, and the ejector can be operated at a higher discharged pressure.

When secondary fluid pressure is increased, it can be seen from the Mach number contours, Fig. 6 (G and A), that the expansion angle of under-expanded wave was influenced by an increasing of the secondary fluid pressure. The pressurized condition causes the lowering of expansion angle, thus smaller jet core and larger effective area result. The expanded wave was further accelerated at a lower Mach number. Therefore, momentum of the jet core was reduced. However, an enlarged effective area allows a larger amount of secondary fluid to be entrained and passed through the converging duct. Total momentum of the mixed stream which was decreased by the jet core is compensated by the higher secondary fluid pressure. So,

it can be concluded that the total momentum of mixed stream becomes higher, and the shocking position moves downstream as the secondary fluid saturated pressure rises. This enables the ejector to be operated at higher downstream pressure.

5. Effect of ejector geometries

To study the effect of ejector geometries on the performance of the ejector, 3 interested parameters concerning the geometries were (1) the primary nozzle geometries, (2) the geometries of the mixing chamber, and (3) the geometries of the ejector's throat section. To investigate the influences of each parameter, the ejector was modeled with the different pieces of components. During the simulation, the upstream operating conditions were fixed, i.e., primary fluid saturated temperature of 130 °C and secondary fluid saturated temperature of 5 °C. Please also note that, the comparisons of flow structures in this section were made when the ejectors were operated at the choke flow

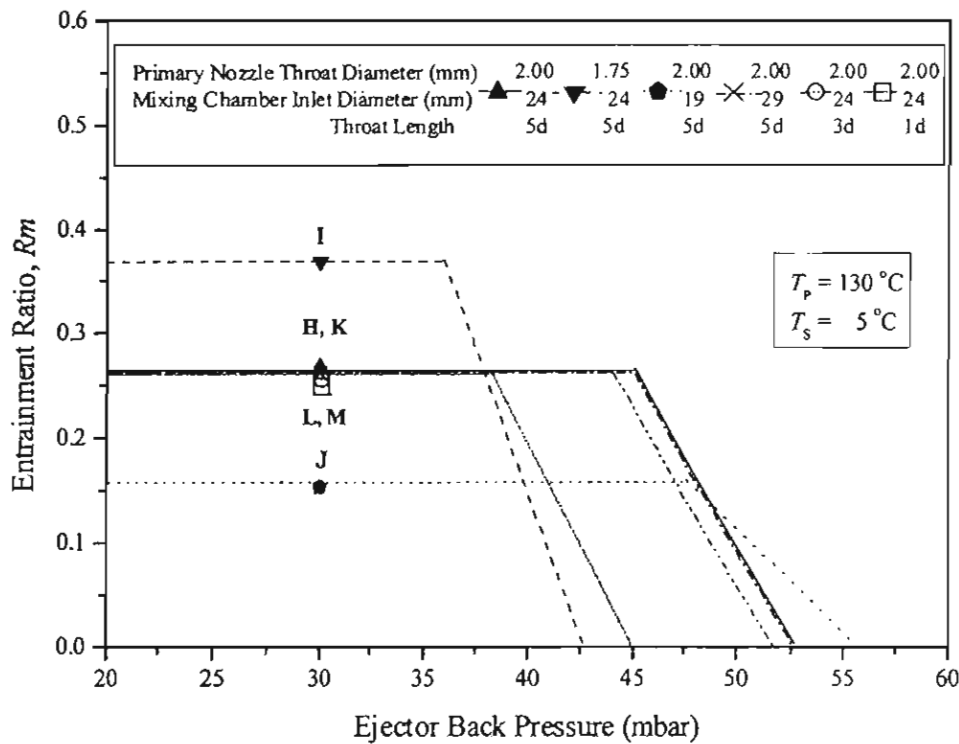


Fig. 8. Variation of calculated entrainment ratio of a steam ejector, effect of ejector geometries.

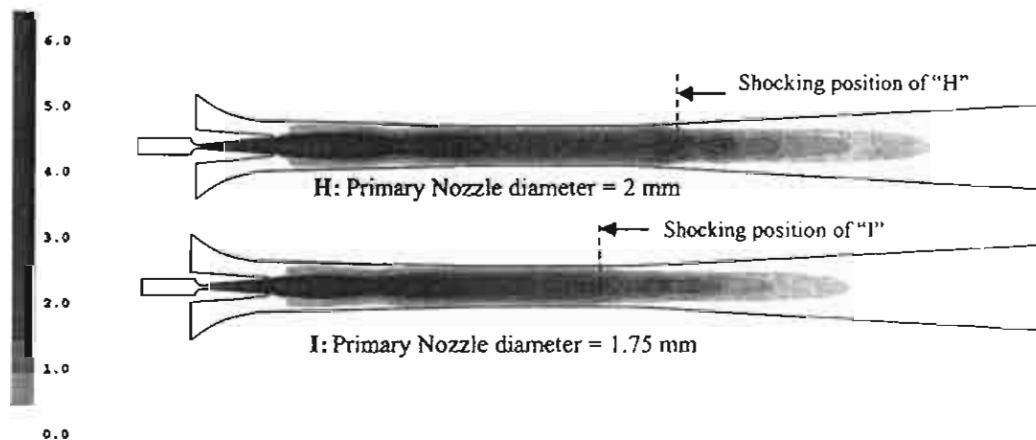


Fig. 9. Filled contours of Mach number: Effect of primary nozzle size. (All operating points, H and I, correspond to those shown in Fig. 8.)

mode or at the downstream pressure of 30 mbar as shown in Fig. 8.

From Fig. 8, point I and H, it is seen that when the ejector is equipped with a smaller primary nozzle (I), the entrainment ratio of the ejector can be increased. However, the ejector has to be operated at a lower critical back pressure.

Fig. 9 shows the contours of Mach number of a steam ejector, when its primary nozzle geometry is varied. When the ejector is equipped with a larger primary nozzle, a larger jet core which has higher momentum is produced. Therefore a smaller amount of the secondary fluid is allowed to be entrained through the resultant smaller effective area. On the other hand, the total momentum of the mixed stream increases and a stronger second series of oblique shock can be induced as seen in Fig. 10. Consequently, less compression process from the

divergent diffuser is needed, and the shocking position moves forward closer to the ejector exit. In conclusion, these flow structures cause a decrease of the entrainment ratio. However, an ejector can be operated at a higher critical back pressure.

Fig. 11 demonstrates the contours of Mach number of a steam ejector, when its mixing chamber inlet diameter is varied. The investigations are made at a downstream pressure of 30 mbar. Obviously, when the ejector is assembled with the converging duct mixing type, H and K, the graphic flow visualization indicates that there is not much effect of the shear mixing and the viscosity of the fluid on the expanded wave. The primary jet core of the smaller entrance ejector moves with slightly greater speed and hence higher momentum. On the other hand, entraining the secondary fluid under a higher effect of the shear mixing and the viscosity of the fluid on

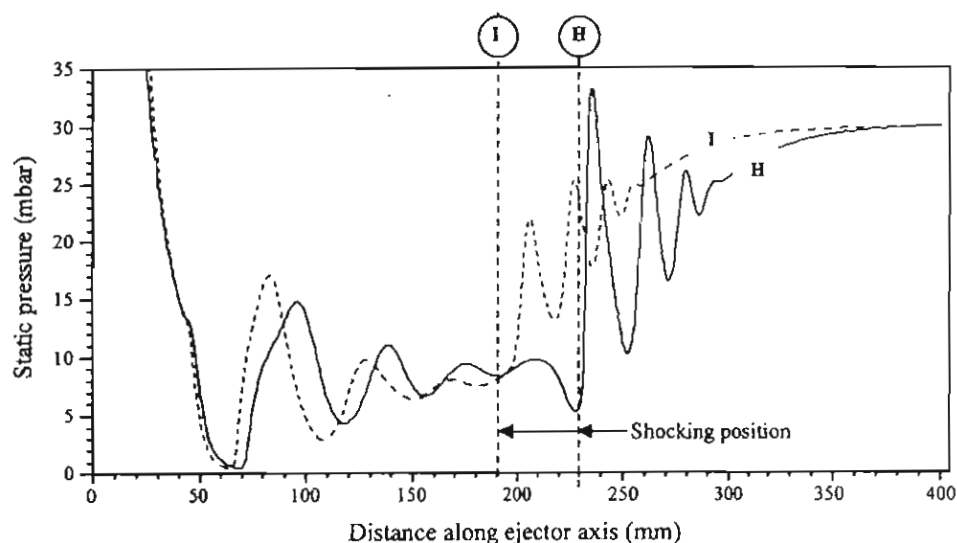


Fig. 10. Static pressure distribution along the centerline of the steam ejector: Effect of primary nozzle size.

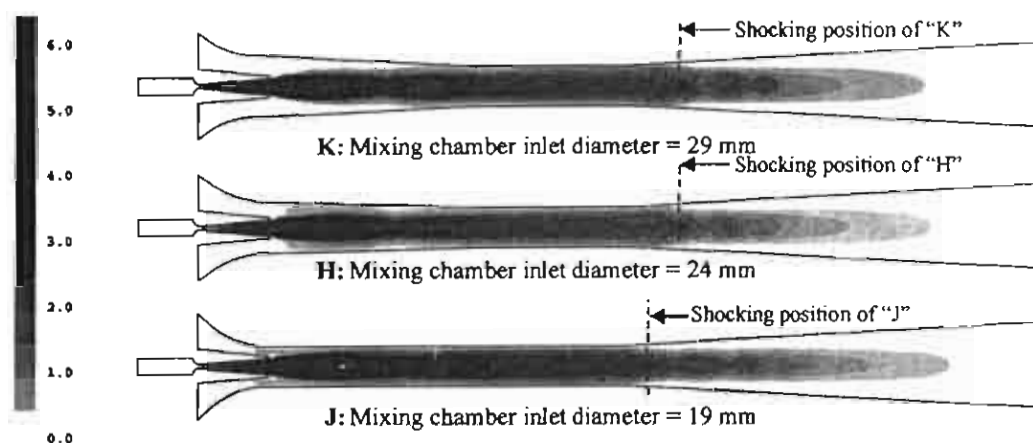


Fig. 11. Filled contours of Mach number: Effect of mixing chamber inlet diameter. (All operating points, H, J and K, correspond to those shown in Fig. 8.)

the expanded wave introduces the higher total pressure loss to the mixed stream. Therefore, it is investigated that the shocking position and the critical back pressure of both converging duct mixing ejectors are almost unchanged. Moreover, it is seen that the size of jet core and the effective area of both ejectors are similar. Therefore, they can draw the identical amount of secondary fluid, and their entrainment ratios remain the same.

Concerning the constant-area mixing ejector, J, the flow structures of this type of ejector are apparently different from the converging duct mixing ejector. The effect from the mixing chamber inlet is obvious. Less shear mixing and viscous effect in the mixing tube causes the expanded wave to leave the nozzle with a large expansion angle. A very large high speed primary jet core, and consequently a very small converging duct, is the result. Therefore, smaller amounts of the secondary fluid can be entrained through this converging duct, and the ejector has less entrainment ratio. Since the flow structures inside the constant-area mixing ejector are quite different from those of the converging duct mixing ejector; the position of the effective area is moved. Thus, the comparison between the shocking po-

sitions of two different types of ejector cannot be used to predict the trend of the critical condenser pressure.

Referring to Fig. 8, point H, L and M illustrate the performance characteristic of a steam ejector when its throat length was varied. It is clear that the length of the ejector throat section has almost no influence on the entrainment ratio of the ejector. However, when the ejector is assembled with a longer throat (H), the ejector can be operated at a higher critical back pressure.

Fig. 13 illustrates the graphic flow visualization inside the steam ejector, when the length of the ejector's throat section is varied. It is seen that the length of the ejector throat has almost no influence on the flow structure inside the steam ejector. These modeled ejectors show the identical sizes of the primary jet core, the expansion angle and resulted in the same size of the effective area. Therefore, the same amount of the secondary fluid can be drawn into the ejector, and consequently the entrainment ratio remains constant.

One interesting point is that the shape of the second series of oblique shock can vary with the length of ejector throat. It is thought that better mixing between the primary jet core and

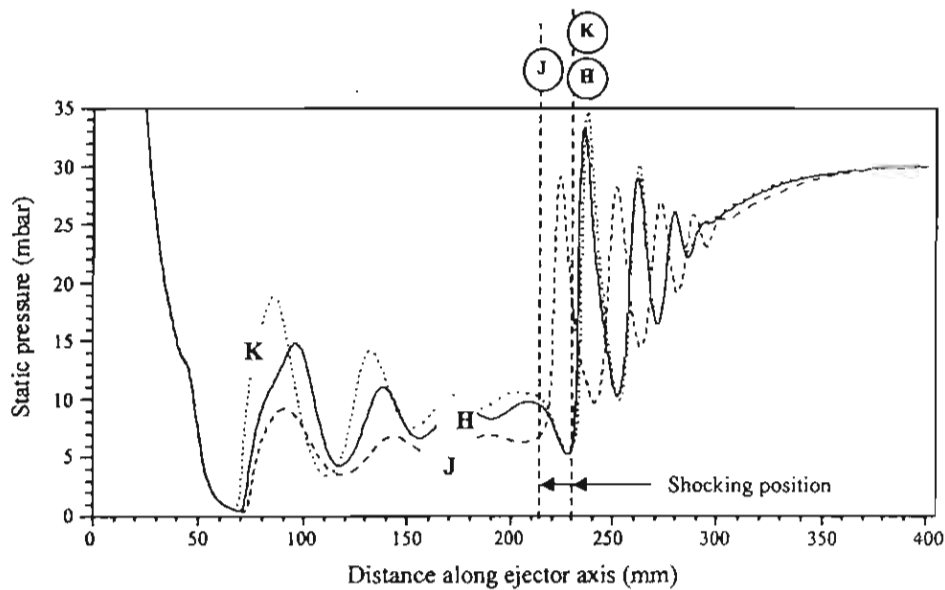


Fig. 12. Static pressure distribution along the centerline of the steam ejector: Effect of mixing chamber inlet diameter.

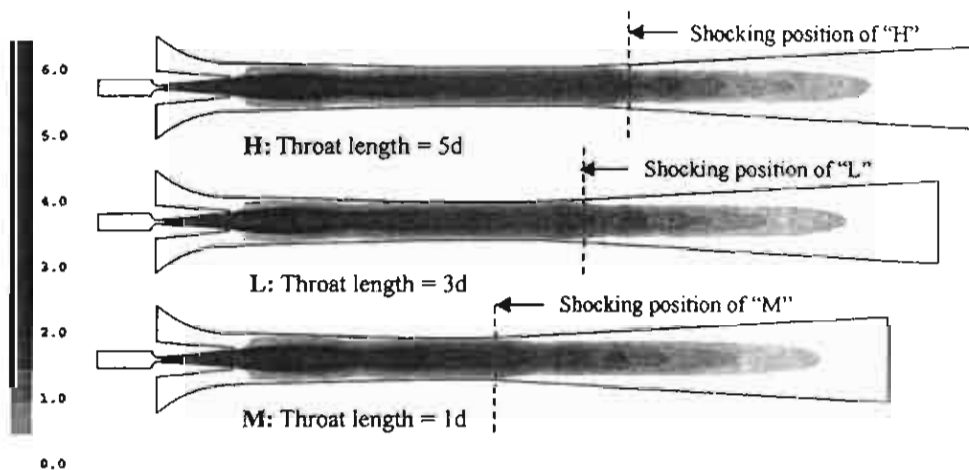


Fig. 13. Filled contours of Mach number: Effect of throat length. (All operating points, H, L and M, correspond to those shown in Fig. 8.)

the entrained fluid can be achieved when the longer contact time is provided, as the ejector is fitted with a longer throat section. The better mixing causes the smaller difference between the speed of the primary jet core and the surrounding secondary fluid. Thus the mixed stream becomes more uniform. The induced oblique shock is flattened and a higher compression effect across the shock wave can be achieved, as can be seen in Fig. 14. Therefore, less compression effect from the divergent portion of a subsonic diffuser is required, and the shocking position moves closer to the diffuser exit. In conclusion, the extended length of the throat section, plus the moving downstream of the shocking position provide a longer distance between the shocking position and the effective area. Therefore, the ejector can be operated at a higher critical back pressure.

However, please note that the elongation of the ejector throat introduces the pressure loss from the interaction of the flow with the viscous boundary layer on the ejector wall. In addition,

the reduction of total pressure of the mixed stream is also a result of the induced stronger shock wave. Even though these losses are believed to be small, the accumulated losses from a very long throat and the very strong shock can mitigate the advantage of ejector throat length on the critical point of an ejector.

From the study, it is found that the location of the second shock wave can be varied between the end of the ejector throat and the beginning of the divergent portion of the diffuser. It is determined by the ejector operating conditions which affect the increase of static pressure across the shocking process, plus that in the divergent portion of the subsonic diffuser behind the process. Therefore, in some situation when the shocking position is created in the subsonic diffuser, the supersonic stream is first further accelerated, and its static pressure decreases. However, right after the first shock, its static pressure rebounds and rises to the discharge value.

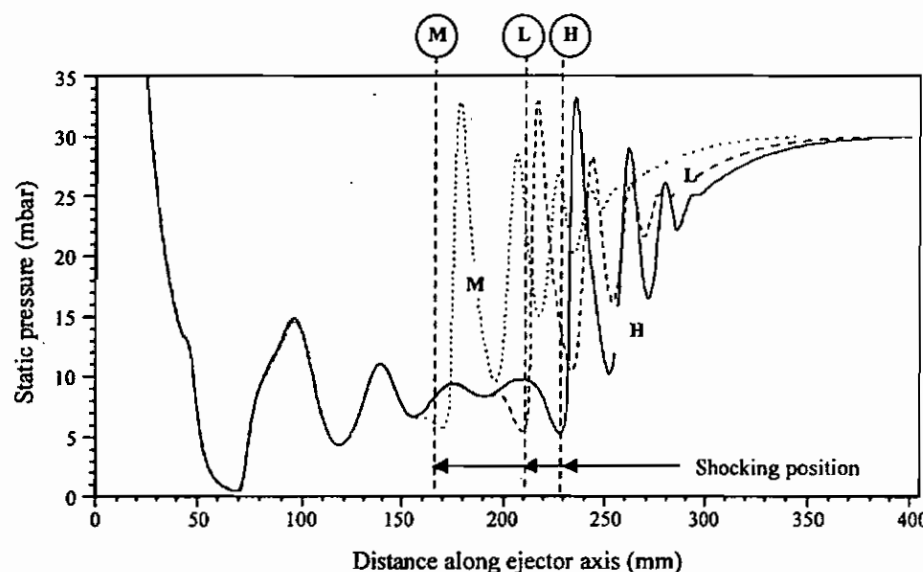


Fig. 14. Static pressure distribution along the centerline of the steam ejector: Effect of throat length.

6. Conclusion

In this paper, after the validation of the ejector's model was satisfied as described in Part 1 [1], the theory describing the flow and mixing process in the steam ejector is proposed. The static pressure distribution, the graphic flow visualization and other related flow information were used to explore the changes of flow structures and its behaviors inside the ejector conduit which caused the variation of its performances. With help of the CFD, the flow phenomena in the steam ejector are summarized as follows.

- The CFD visualization shows that the effective area as proposed by Huang [4] does exist; however, it is difficult to locate the exact position of the effective area within the ejector. In the choke flow mode, the entrainment ratios remained constant, the effective area, hence, can be estimated at anywhere within the constant area ejector's throat.
- Two series of oblique shocks were found in the simulation. The first series was found immediately after the primary fluid stream leaves the primary nozzle and begins to mix with the secondary fluid stream. The second series of oblique shock was found at the beginning of the diffuser section as a result of a non-uniform mixed stream. A major compression effect is caused by this second series of

oblique shock. This latter shock is definitely contrary to a single normal shock which was proposed by Keenan's theory [5,6]. This is probably because this study utilized relative lower pressure of the primary fluid (boiler saturated temperature of 120–140 °C), while others used larger industrial boiler to produce the higher pressure primary fluid (boiler saturated temperature of 160–220 °C).

The influences of the studied parameters on the performance characteristic of a steam ejector are presented in Table 2.

From this table, it can be seen that both entrainment ratio and critical back pressure can be varied simultaneously by adjusting 3 parameters, which are (1) the primary fluid saturated pressure, (2) the secondary fluid saturated pressure, and (3) the primary nozzle size. However, when adjusting the primary fluid saturated pressure and primary nozzle size, the entrainment ratio and the critical back pressure cannot be increased together. The only adjustment which can increase both performance parameters simultaneously, the most desired condition, is the increase of the secondary fluid saturated temperature. Unfortunately, this achievement comes with the sacrifice of the refrigerated temperature.

The critical back pressure of a steam ejector can be increased by using an ejector with a longer throat section. As described previously, the elongation of the ejector throat has no influence

Table 2

Effect of operating pressures and ejector's geometries on the performance of steam ejector

Parameter	Action	Performance characteristic	
		Entrainment ratio (R_m)	Critical backpressure (P_c)
<i>Ejector operating pressures</i>			
Primary fluid saturated pressure	↑	↓	↑
Secondary fluid saturated pressure	↑	↑	↑
<i>Ejector geometries</i>			
Primary nozzle size	↑	↓	↑
Mixing chamber inlet diameter	↑	—	Unpredictable
Ejector throat length	↑	—	↑

on its entrainment ratio; however, if the throat section is too long, the loss in total pressure may mitigate its advantage on the back pressure which the mixed stream can emit.

In conclusion, this study shows the proficiency of CFD in predicting the performance of the ejector, both entrainment ratio and critical back pressure. It also provides a good explanation of the flow structure in the ejector. Using the information obtained from the CFD leads to the development in the design of high performance ejector.

Acknowledgements

The research was financed by Thailand Research Fund. The first author would like to thank the Royal Golden Jubilee Program, Government of Thailand for his academic sponsorship.

References

- [1] T. Sriveerakul, et al., Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results, *Internat. J. Thermal Sci.* (2006), doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.014.
- [2] J.D. Anderson, *Modern Compressible Flow, with Historical Perspective*, third ed., McGraw-Hill, 2002.
- [3] J.T. Munday, D.F. Bagster, A new theory applied to steam jet refrigeration, *Ind. Engrg. Chem. Process Des. Dev.* 16 (4) (1977) 442–449.
- [4] B.J. Huang, C.B. Jiang, F.L. Hu, Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system, *Trans. ASME* 107 (1985) 792–802.
- [5] J.H. Keenan, E.P. Neumann, F. Lustwerk, An investigation of ejector design by analysis and experiment, *ASME J. Appl. Mech.* 72 (1950) 299–309.
- [6] J.H. Keenan, E.P. Neumann, A simple air ejector, *ASME J. Appl. Mech.* 64 (1942) 75–81.

Paper title**DEVELOPMENT OF A CIRCULATING SYSTEM FOR A JET REFRIGERATION SYSTEM****Authors**

Passakorn Srisastra ¹ B.Eng., M.Eng.

Satha Aphornratana ^{1,*} B.Sc., Ph.D.

Thanarath Sriveerakul ² B.Eng, M.Eng.Sc.

*Corresponding author.

Address

¹Mechanical Engineering Program

Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University

P.O. Box 22 Thammasat Rangsit Post Office

Pathumthani 12121,

THAILAND

Tel. (662) 9869009 exit. 2210. Fax. exit. 2201.

Email: satha@siit.tu.ac.th

²Department of Mechanical Engineering

Ubonratchathani University

Ubon Ratchathani 34190,

THAILAND

Abstract

This paper proposed a Workless-Generator-Feeding (WGF) system for a jet refrigeration cycle, using R141b. This feeding system does not require any mechanical power. The liquid refrigerant from the condenser was fed to the vapour generator by means of the generator pressure and gravitational force. The system was tested and compared with a conventional system that uses a mechanical pump. It was found that this system was workable. The heat input to the generator was slightly higher than that for a system using a mechanical pump. The jet refrigeration cycle employing this new feeding system provided a slightly lower Coefficient of Performance (COP) compared to a system using a mechanical pump. However, this new system did not require any mechanical energy. Therefore, the jet refrigeration system employing this WGF system is truly a heat-power refrigeration cycle.

Keywords: Refrigeration; Ejector; Jet; R141b

Nomenclatures

C_{tank}	specific heat capacity of the tank ($0.49 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ for stainless steel)
$h_g @ T_{\text{gen}}$	specific enthalpy of the vapour refrigerant at the generator exit (kJ.kg^{-1})
$h_f @ 30^\circ\text{C}$	specific enthalpy of the liquid refrigerant at 30°C (kJ.kg^{-1})
$\dot{m}_{\text{ref}}$	refrigerant mass flow rate at the generator (kg.sec^{-1})
m_{tank}	mass of the feeding tank (kg)
n	number of operating cycle per hour
T_{gen}	saturation temperature of the generator ($^\circ \text{C}$)
T_{evap}	saturation temperature of the evaporator ($^\circ \text{C}$)
T_{con}	saturation temperature of the condenser ($^\circ \text{C}$)
V_{tank}	volume of the feeding tank (m^3)
$\rho_{\text{vapour} @ T_{\text{gen}}}$	density of the vapour refrigerant at the generator exit (kg.m^{-3})

1. Introduction

Most industrial processes use a significant amount of thermal energy, mostly by burning fossil fuels in a furnace or boiler. During the process, some heat is rejected to the surrounding area as waste. If this waste heat can be used in other processes, such as drying of agricultural products, generating hot steam, or producing some refrigeration effects, more efficient energy use is the result. This promotes mitigating the problems related to the environment, particularly by reduction of CO₂ emission.

A jet refrigerator is a heat-powered refrigeration cycle [1]. Unlike a conventional refrigeration system, a vapour-compression refrigeration cycle, it is powered by low-grade thermal energy. Figure 1 shows a schematic view of a conventional jet refrigeration cycle. The system consists of five major components: boiler, evaporator, condenser, ejector, and expansion valve. As heat is added to the generator, high-pressure and high-temperature vapour is evolved and used as the primary fluid for the ejector. The ejector draws a low-pressure refrigerant vapour from the evaporator as its secondary fluid and causes the liquid to evaporate at low pressure. Thus, the useful refrigeration is produced. The ejector exhausts to the condenser where the refrigerant vapour is liquefied at the ambient temperature. Part of the liquid accumulated in the condenser is fed back to the generator by means of a mechanical pump, whilst the remainder is returned to the evaporator via a throttling device. Typical performance characteristics of the jet refrigerator are well known and have been described in many literatures [2, 3].

Although the jet refrigerator is classified as a heat-operated refrigeration cycle, some amount of mechanical power is still required to circulate the working fluid within the system by means of a mechanical pump.

Many researches on jet refrigeration cycles with various refrigerants have been carried out [1]. Using water as refrigerant in a steam jet refrigeration cycle has some drawbacks. The cooling temperature is limited to above 0° C. The system must be operated under a vacuum condition. Experimental studies [2, 3] have shown that a steam jet refrigeration cycle requires the generator saturation temperature between 120° C to 160° C. The system also needs to be operated at a relatively low condensing temperature. Therefore, a water-cooled condenser is necessary. Experimental study by Holton [4] showed that an ejector performed better with high molecular weight fluid. Many attempts have been made by using various kind of halocarbon refrigerants such as R11 [5], R12 [6], R113 [7], R123 [8], R134a [9], and R141b [10].

Pumping of halocarbon refrigerants such as R11, R123, or R141b is no easy task with commercially available hardware. For example, when R141b is used as the refrigerant, the major difference between R141b and steam-water is their heat of vaporization. At 100° C, for water, the heat of vaporization is around 2,257 kJ/kg compared with 182.8 kJ/kg for R141b. This causes the feeding rate of the generator for a R141b system to be more than ten times greater than that of the generator for a steam-water system.

Due to the large differential pressure across the pump, a positive displacement type pump (gear pump, diaphragm pump, or piston pump) must be used. Both diaphragm pumps and piston pumps are always equipped with a check-valve at the inlet, which will significantly result in pressure drop in the suction-line. Since the liquid refrigerant at the pump inlet is always in saturated condition or slightly sub-cooled, a reduction in pressure, caused by the inlet check-valve, will cause the liquid refrigerant to evaporate and results in cavitations problem. For a gear pump, there is no inlet check-

valve, therefore, the pressure drop at the inlet is minimal. However, because halocarbon refrigerants, such as R141b, have extremely low lubrication characteristics, this soon will cause the moving parts and mechanical seal to wear away. Therefore, the commercially available pumping system for a jet refrigeration cycle using R141b is more critical than that for a steam-water system.

Although the power consumption of the pump is almost negligible compared with the thermal energy required, the use of electricity for this refrigeration system is sometimes not practical in a place where an electricity supply is not available. If this pump is eliminated, the system becomes a true heat-powered cycle and non-moving part system. This should make the system more reliable, vibration free, quiet, and low cost.

There were a few studies proposed about pump-free jet refrigeration cycles. Nguyen et al. proposed a pump-free steam jet refrigeration cycle [11]. The liquid circulating effect was achieved by means of a gravity head. The condenser was located at a level of 7 meters above the vapour-generator to induce a sufficient pressure head for returning the liquid to the generator. The working fluid used was limited to water only. This system was not feasible for a low height situation. A prototype refrigerator with 7 kW of cooling capacity was constructed and tested. The experimental COP was 0.32 at a generator temperature of 77° C, a condensing temperature of 27° C, and a cooling temperature of 1.5° C.

A pump-free jet refrigeration cycle, by Huang et al. [12], was operated using R141b. This system consisted of two vapour-generators, generator A and generator B. While generator A was operating as a vapour-generator, generator B was operating as a liquid-condensate receiver, and vice versa. A prototype refrigerator with 0.75 kW cooling capacity was constructed and tested. The experimental COP was 0.185 when

the system was operated continuously at a generator temperature of 90°C , a condensing temperature of 32.4°C and a cooling temperature of 8.2°C . The major disadvantage of this system was the generator needed to be cooled and heated alternately. A large amount of extra thermal energy was needed for this process and resulted in a lower COP compared with a conventional jet refrigerator using a mechanical pump (COP of 0.218).

In this paper, a WGF system for a jet refrigerator using R141b is proposed and tested. This system feeds the liquid condensate back to the generator by means of gravitational force and the generator pressure. With the use of this WGF system, a jet refrigeration system becomes almost independent from electricity and moving parts. Thus the cost and maintenance should be reduced and, overall, the system would be more practical and competitive.

2. Operation of a WGF system

Figure 2 shows a schematic view of a jet refrigeration system employing a WGF system. The system configuration is similar to a conventional system, except the mechanical pump is replaced with a WGF system. This feeding system transfers the condensate accumulated at the condenser to the boiler by means of gravity and the generator pressure. Therefore, the condenser must be located above the generator. This feeding system operates alternately between a filling phase and a feeding phase. This is achieved by closing and opening of the three valves: valve A, valve B, and valve C.

During the filling phase, valve A is opened, while both valve B and valve C are closed. This allows the liquid condensate from the condenser to flow into the feeding

tank. After a desired amount of liquid is accumulated in the feeding tank, valve A is closed.

In the feeding phase, after valve A is closed, valve B is opened causing the pressure in the feeding tank to rise to the value of that in the generator. Then valve C is opened. This allows the liquid to feed the generator by means of gravity. This feeding phase lasts until the feeding tank is empty (all the liquid is transferred to the boiler). Valve C and B are then closed and the filling phase starts. In practice, valve C can be replaced with a check valve. This makes the system simpler since only two controlled valves are needed (valve A and valve B).

3. Experimental refrigerator

An experimental refrigerator used in this study is shown in Figure 3. All vessels were fabricated from stainless steel (SUS 304). The generator was designed to generate R141b vapour up to 150°C. It was designed to be electrically heated. One set of 8 kW (three-phases) electric heater was located at the lower end of the vessel. Power of the heater was controlled by means of a digital thermostat. At the upper end, three baffles were welded to the vessel to prevent liquid droplets being carried over with refrigerant vapour. The generator was well insulated with glass-fiber-wool with aluminum-foil backing. The level of liquid in the vessel could be observed and controlled via the attached sight glass. The evaporator design was similar to the generator. One set of 3 kW electric heaters was used to simulate a cooling load. The evaporator was insulated with neoprene-foam-rubber. Electrical power input to the heaters (both generator and evaporator) were measured using digital power analyzer. A water-cooled plate-type heat

exchanger was used as a condenser. Condensed-liquid refrigerant was collected in the receiver tank.

A diaphragm pump was used to circulate liquid refrigerant from the receiver tank to the generator and evaporator. This pump was driven by a variable-speed $\frac{1}{4}$ hp electric motor. The drawback of using this diaphragm was a cavitations problem of liquid refrigerant in the suction line due to pressure drop caused by the inlet-check-valve of the pump. A small chiller was used to sub-cool the liquid R141b before entering the pump in order to prevent the cavitations problem.

The ejector used was designed based on methods provided in literature [2, 3]. The primary nozzle had a throat diameter of 2.5 mm and was mounted on a thread shaft, which allowed the position on the nozzle to be adjusted. The mixing chamber with a throat diameter of 8 mm. was used. Details of the ejector are shown in Figure 4.

The experimental refrigerator was equipped with two sets of WGF system. The use of two sets of feeding system has an advantage in that the system can be tested with parallel or series operations. For parallel operation, both feeding systems are operated identically. The liquid refrigerant from both tanks is fed back to the generator simultaneously. For series operation, both feeding systems are operated sequentially. The liquid refrigerant from each tank is fed back to the generator separately and in parallel. However, in this study, only parallel operation was experimentally investigated.

Each feeding tank was constructed from a thin wall stainless steel (SUS 304). The size of the feeding tank was arbitrarily chosen with 7.5 cm. diameter and 45 cm. length. Each end of each tank was welded with a semi-spherical cap. Each tank had a capacity of 1.65 liters and a mass of 1.5 kg. Valve A was a motor-drive 1-inch ball

valve. Valve B was a motor-drive ½-inch ball valve. Valve C was a swing-type check valve. Each tank was equipped with a sight glass for easy observation. A schematic view of the WGF system is shown in Figure 5. The system was designed to be fully automatic controlled using a programmable timer circuit.

The use of 1-inch ball valve of valve A was so that, liquid and vapour can flow counter-current simultaneously during the filling phase. However, during the test, it was found that the liquid refrigerant was blocked at the valve's orifice, by the vapour releasing from the feeding tank¹. Therefore, another valve, valve D (a motor-drive ½-inch ball valve) for the vapour flowing up to the condenser, was added to the system. Moreover, a small plate heat exchanger was added. The purpose was to condense the vapour releasing from the feeding tank before it entered the main condenser, thus preventing the sudden increase in the condenser pressure.

4. Experimental results and discussion

4.1. Power input to the generator

At first the WGF system was tested separately. The evaporator and the receiver were isolated from the system. Electrical power consumption of the generator's heater was evaluated at the saturation temperature of 90° C to 120° C. The condensate temperature was fixed at 30° C. The ejector's primary nozzle acted as a flow regulator, since the nozzle was always choked. The actual critical mass flow rate through the primary nozzle was obtained by observing the decreasing rate in level of the liquid in

¹ During the feeding phase, the feeding tank is filled with the high pressure vapour from the generator. At the end of this phase, this high pressure vapour, trapped in the feeding tank, will release back to the condenser during the filling phase.

the generator, via the attached sight glass, over a finite time interval. The ideal power input to the generator was obtained from:

$$\dot{Q}_{gen-ideal} = \dot{m}_{ref} (h_{g@T_{gen}} - h_{f@30^{\circ}C}) \quad (1)$$

The power input obtained from the above equation, is the minimum input required for the generator, which does not include the unwanted heat losses. These values are provided in Table 1.

In this study, the WGF system was tested in parallel operation only. The generator power input was measured at various saturation temperatures and number of operating cycles (n)². The results were also compared with those for the conventional system using a mechanical pump. These are shown in Figure 6 and Table 2. The figure shows that, when the WGF system was used, the generator input is around 10 to 15% greater than that for the system with a mechanical pump. The increase in the generator input was thought to be the energy required to drive the WGF system. Therefore, this system feeds liquid to the generator by using thermal energy from the generator.

During the feeding phase and for one cycle of operation, the high pressure vapour (from the generator) required to push the liquid condensate back to the generator is equal to that filled in the feeding tank, therefore the energy required to generate this amount of this vapour is:

$$(\rho_{vapour@T_{gen}} \nabla_{tank}) (h_{g@T_{gen}} - h_{f@30^{\circ}C}) \quad (2)$$

Moreover, temperature of the feeding tank (stainless steel) is varied between the 30° C and T_{gen}. During the feeding phase, the tank is heated by the high pressure vapour from the generator. This caused some of the vapour to condense. During the

² One operating cycle consists of one filling phase and one feeding phase.

filling phase, the tank is cooled by the liquid-condensate. This heat causes the filling-liquid (condensate) to evaporate. This evaporated vapour is then condensed in the condenser. Therefore, the feeding tank is heated and cooled alternately between the temperature of the high pressure vapour (T_{gen} , during the feeding phase) and the condensate temperature (30°C , during the filling phase). For one cycle, the energy required to heat and cool the feeding tank (stainless steel) is:

$$m_{tank} C_{tank} (T_{gen} - 30^{\circ}\text{C}) \quad (3)$$

Overall, the thermal energy rate required from the high pressure vapour for the WGF system (one feeding tank) is estimated from:

$$\dot{Q}_{feed} = \frac{n}{3600} \left[\rho_{vapour@T_{gen}} V_{tank} (h_{g@T_{gen}} - h_{f@30^{\circ}\text{C}}) + m_{tank} C_{tank} (T_{gen} - 30^{\circ}\text{C}) \right] \quad (4)$$

This amount of thermal energy is obtained at the generator and is rejected to the surrounding area via the condenser.

The actual thermal energy required by the WGF system was estimated as the difference in the generator input between the system using the mechanical pump and the system using the WGF system. These actual values are then compared with the calculated values obtained from Equation 4. These are shown in Figure 7. It can be seen that, the tendency of both results agree quite well, however, the actual values are lower than the calculated results from Equation 4. This can be explained by the difference between the actual energy required to heat and cool the tank obtained in Equation 3. In the equation, the tank temperature is assumed to be varied between the generator temperature (at the end of the feeding phase, the tank is filled with high temperature vapour at T_{gen}) and 30°C (at the end of the filling phase, the tank is filled with liquid condensate at 30°C). During the experiment, it was found that the tank temperature

was actually varied in a narrower range than that used in the equation. Therefore, the actual temperatures were measured and used in the calculation. The corrected calculation values were found to be very close to the experimental values as shown in the figures. Moreover, the WGF system was completely insulated with neoprene-foam-rubber; therefore, the error associated with the unwanted heat loss was minimized.

One can also note that, the operating frequency (numbers of operating cycle per hour) also has an effect on the WGF system. Therefore, for each generator temperature (or feeding rate), the WGF system should be adjusted to operate at its minimum frequency in order to minimize the thermal energy required. While the system is operated at its minimum frequency, for one operating cycle, the maximum amount of liquid is fed to the generator.

4.2. Performance of the jet refrigerator

In conclusion, the complete jet refrigeration cycle was tested. The system COP was evaluated. The COP is defined as:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{generator}} \quad (5)$$

Both the conventional system using the mechanical pump and the system using the WGF system were tested and compared. All the tests were performed to cover the operation ranges of an ejector, constant performance curve (choked flow mode), critical mode, and unchoked flow mode³. With a fixed geometry of ejector, the cooling capacity obtained at the evaporator and the critical condenser pressure were dependent on not

³ Evidences of performance characteristic range of jet refrigerator were already provided by many literatures [1, 2 and 3].

only the generator saturation temperature but also the cooling temperature. They were independent from the feeding system used. The COP values of the experimental refrigerator are shown in Figure 8. In all cases, COP values for the system employing the WGF system are slightly lower than that of the conventional system using the mechanical pump. This was due to the extra thermal energy required by the WGF system.

The utilization of a WGF system on a steam jet refrigerator was previously reported [13]. In that paper, similar to this current study, the WGF system and the generator was first tested separately to determine the power input required by the steam generator. It was found that the amount of heat input was very close to that for a conventional system using a mechanical pump. Then the steam jet refrigerator employing this WGF system was tested. The system gave a similar COP to that from a system using a mechanical pump. The results were quite a contrast to this current study, due to the differences in physical properties of the working fluid used. For water, the heat of vaporization is much greater than that of R141b as mention previously in this paper. Therefore, for the R141b generator, a much greater liquid feeding rate per unit of heat input to the generator is required. This causes the WGF system to operate at a higher frequency, thus a greater thermal energy input is required. Therefore, for the R141b system, heat input to the generator with the WGF system is higher than that for a system using a mechanical pump.

5. Conclusions

In this study, a WGF system was proposed and tested with a jet refrigerator using the refrigerant R141b. It was found that, the WGF system could replace a

mechanical pump in order to circulate liquid refrigerant to the generator. The power consumption of the generator using this new feeding method was only 10-15% higher than that for the conventional system using a mechanical pump. This was thought to result from the thermal energy required for the WGF system. The energy consumed by this system was also found to be increased while the number of operating frequency increases.

The COP of the experimental jet refrigerator with WGF system was slightly lower than the conventional one using a mechanical pump. This WGF system gave a lower COP because power consumption at the generator was increased according to the extra thermal energy required for its operating characteristic.

Therefore, in order to minimize the thermal energy required, this WGF system should be adjusted to operate with its minimum frequency. Thus, the jet refrigerator with the WGF system can be operated with little or no degradation in system performance.

Another important point is that, during the test, the temperature inside the generator fluctuated due to the lower temperature liquid feeding refrigerant. To give the generator temperature more stability at the desired value, the operation of the feeding tanks could be alternatively controlled to operate sequentially. It is expected that the sequential operation of the two tanks could reduce the fluctuation in the generator temperature.

In conclusion, it was proved that this novel feeding system, the Workless-Generator-Feeding system, provides significant progress on the development of the circulating characteristic used in jet refrigerators. It can be practically operated by simply applied on the conventional jet refrigerator.

Acknowledgement

The research was financed by Thailand Research Fund (TRF). The first and third authors would like to thank The Royal Golden Jubilee Program, Royal Thai Government.

References

- [1] Chunnanond K, Aphornratana S. Ejectors: applications in refrigeration technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 8 (2) (2004) 129-155.
- [2] Eames I.W, Aphornratana S, Haider H. A theoretical and experimental study of a small scale steam jet refrigerator, *International Journal of Refrigeration* 18 (6) (1995) 378-386.
- [3] Aphornratana S, Eames I.W. A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of system using ejector with movable primary nozzle, *International Journal of Refrigeration* 20 (5) (1997) 352-358.
- [4] Holton W.C. Effect of molecular weight of entrained fluid on the performance of steam-jet ejectors, *ASME Trans.*, Oct., (1951) 905-910.
- [5] Aphornratana S, Chungpaibulpatana S, Srihirin P. Experimental investigation of an ejector refrigerator: Effect of mixing chamber geometry on system performance, *International Journal of Energy Research* 25 (2001) 397-411.
- [6] Zeren F. Freon-12 vapor compression jet pump solar cooling system. Ph.D. thesis (1982), Texas A&M University, U.S.A.
- [7] Al-Khalidy N. An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113, *International Journal of Refrigeration* 21 (8) (1998) 617-625.
- [8] Sun D.W, Eames I.W. Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles, *International Journal of Energy Research* 20 (10) (1996) 871-885.
- [9] Selvaraju A, Mani A. Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system, *International Journal of Refrigeration* 29 (7) (2006) 1160-1166.
- [10] Huang B.J, Chang J.M, Petrenko V.A, Zhuk K.B. A solar ejector cooling system using refrigerant R141b, *Solar Energy* 64 (4-6) (1998) 223-226.
- [11] Nguyen V.M, Riffat S.B, Doherty P.S. Development of a solar-powered passive ejector cooling system, *Applied Thermal Engineering* 21 (2001) 157-168.
- [12] Huang B.J, Hu S.S, Lee S.H. Development of an ejector cooling system with thermal pumping effect, *International Journal of Refrigeration* 29 (3) (2006) 476-484.
- [13] Srisastra P, Aphornratana S. A circulating system for a steam jet refrigeration system, *Applied Thermal Engineering* 25 (14-15) (2005) 2247-2257.

LIST OF FIGURES

Figure 1: A conventional jet refrigeration cycle.

Figure 2: A jet refrigeration cycle with WGF system.

Figure 3: The experimental jet refrigerator.

Figure 4: The experimental ejector.

Figure 5: Schematic view of WGF system.

Figure 6: Power consumption for the vapour generator.

Figure 7: Comparison of thermal energy used for the WGF system.

Figure 8: COP of the experimental jet refrigerator under various conditions.

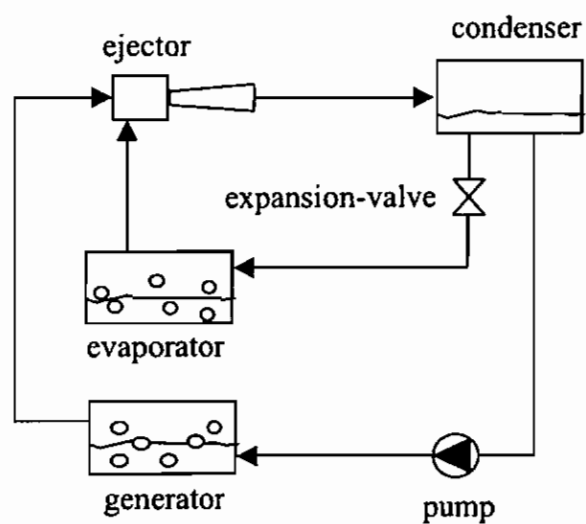


Figure 1: A conventional jet refrigeration cycle.

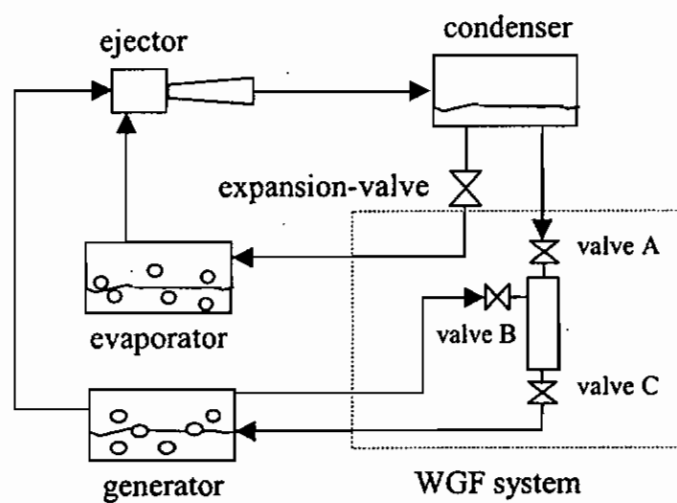


Figure 2: A jet refrigeration cycle with WGF system.

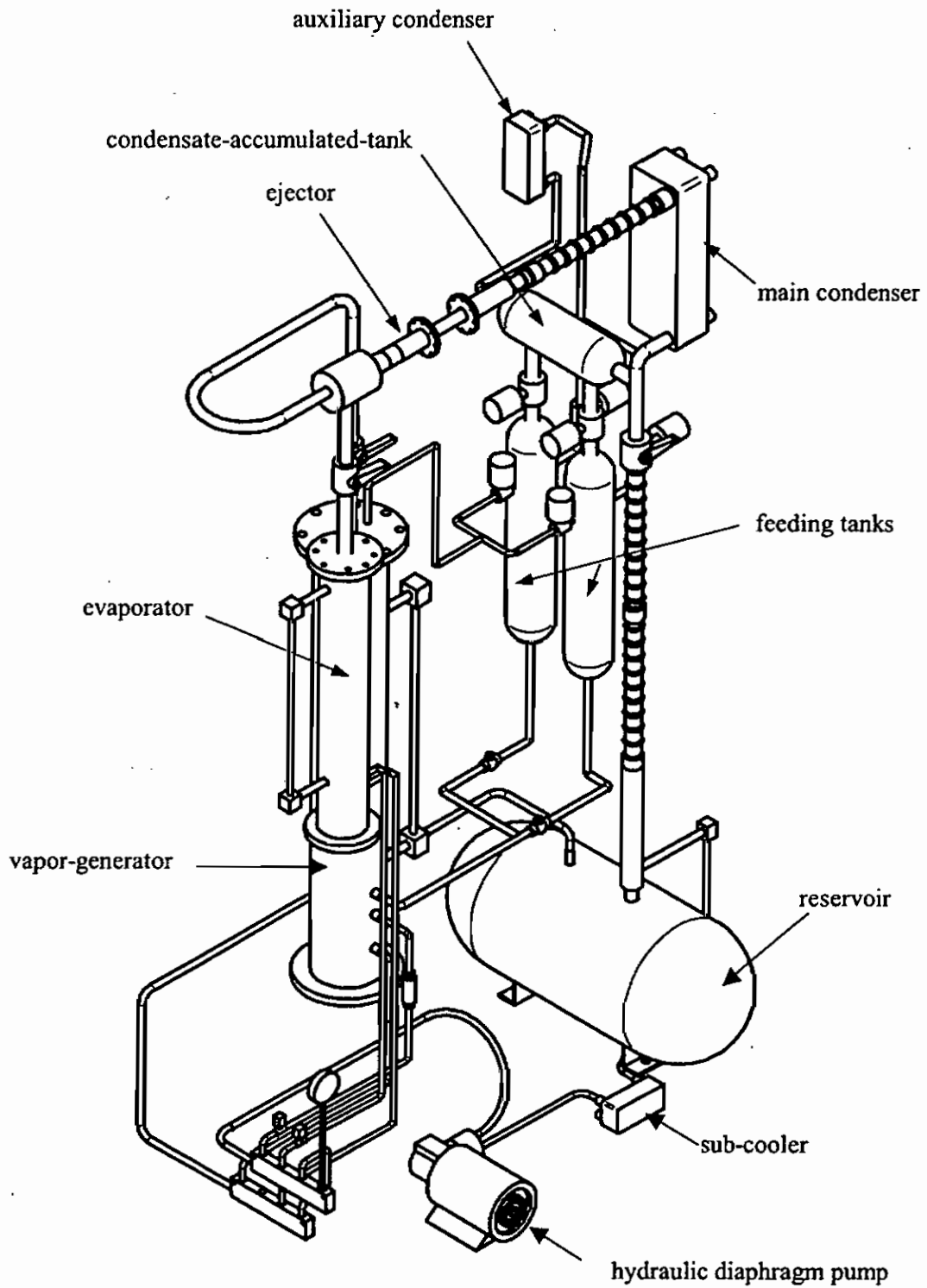


Figure 3: The experimental jet refrigerator.

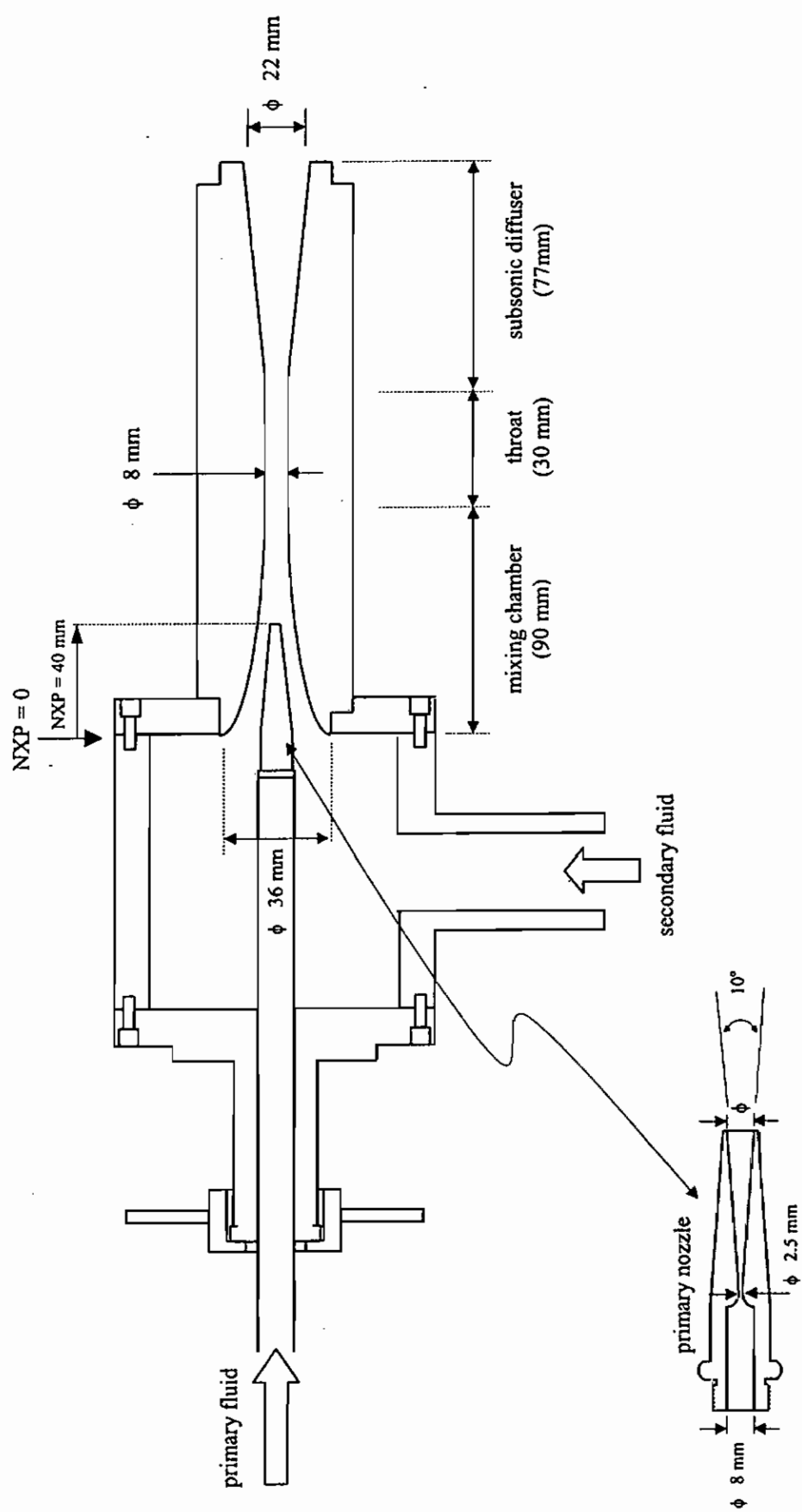


Figure 4: The experimental ejector.

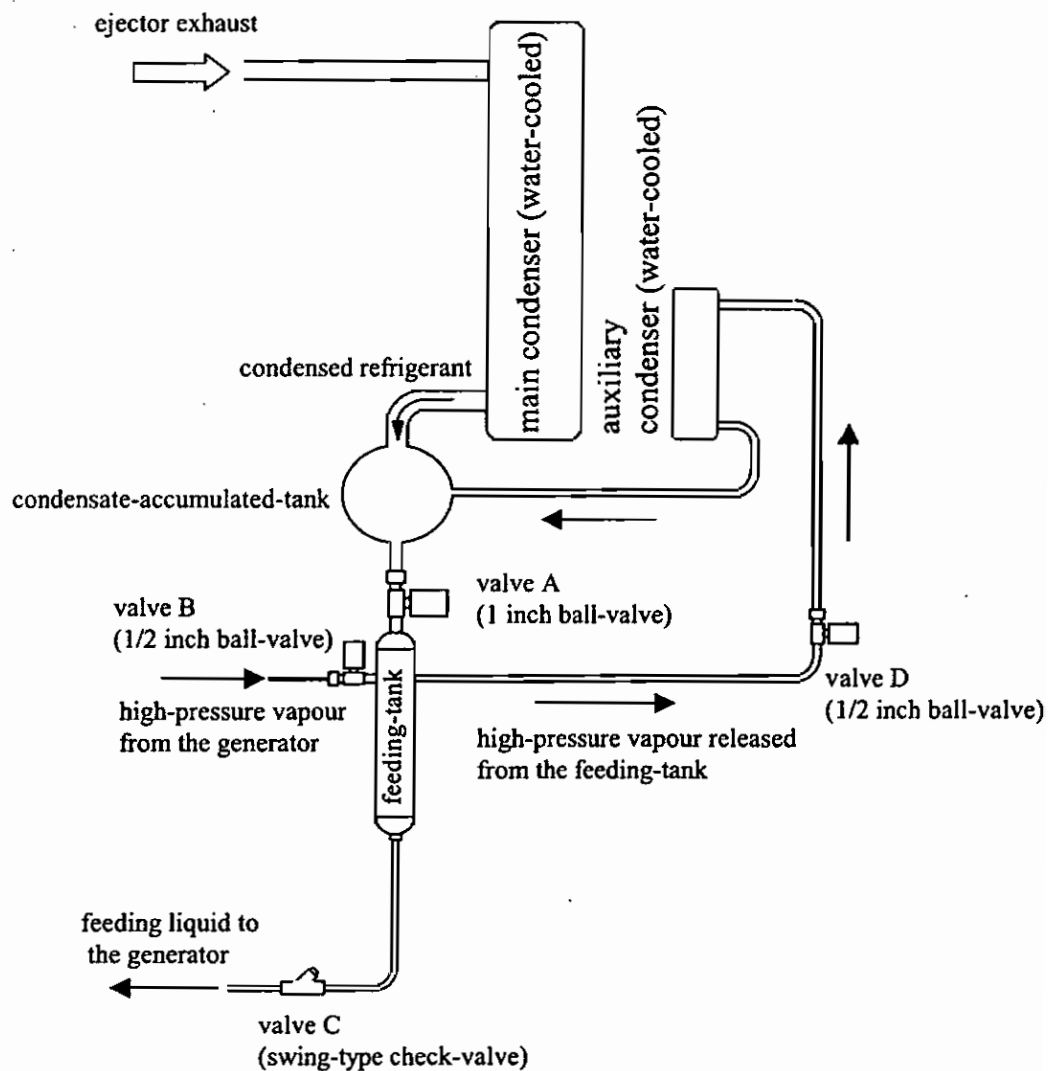


Figure 5: Schematic view of WGF system.

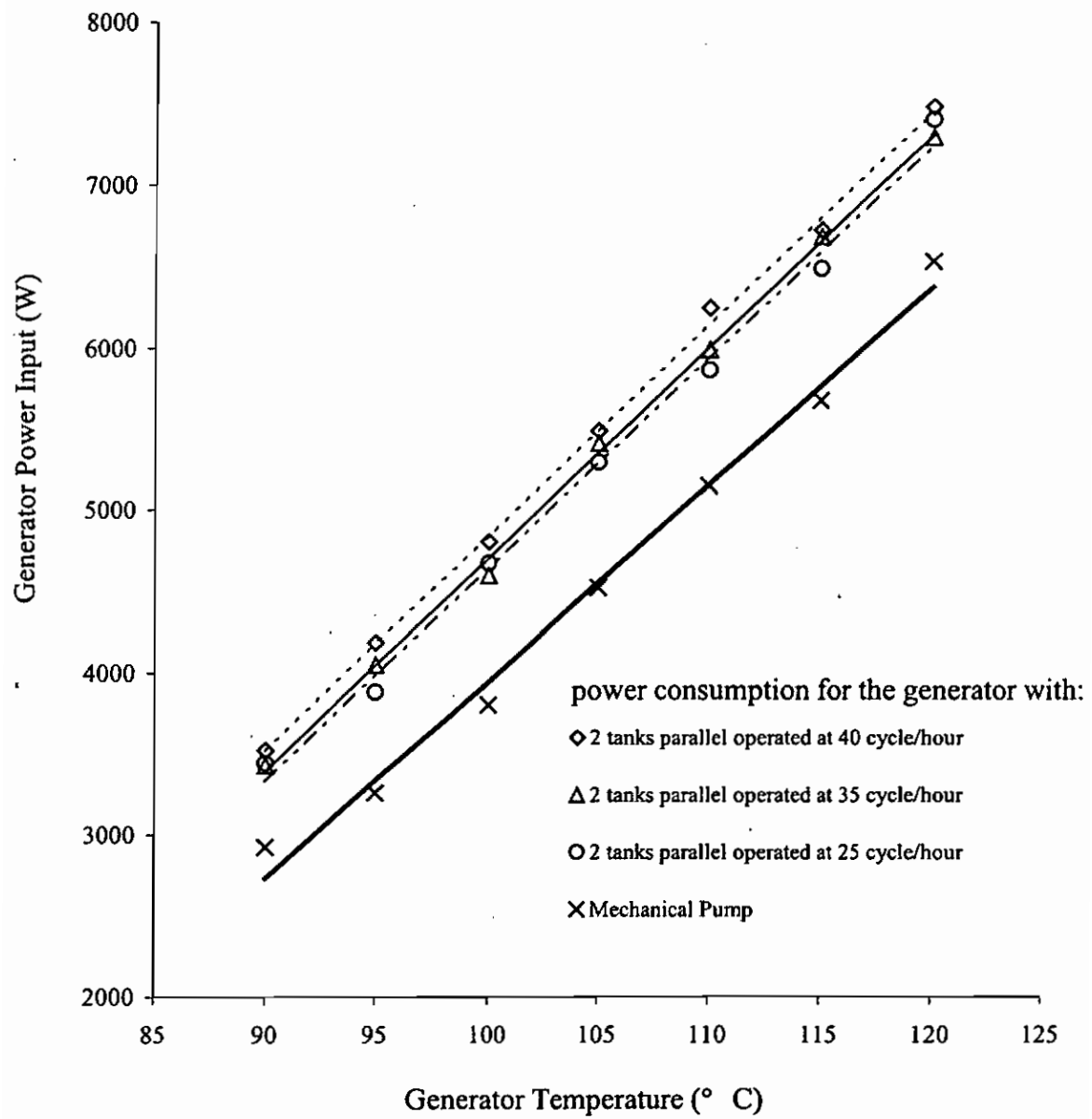
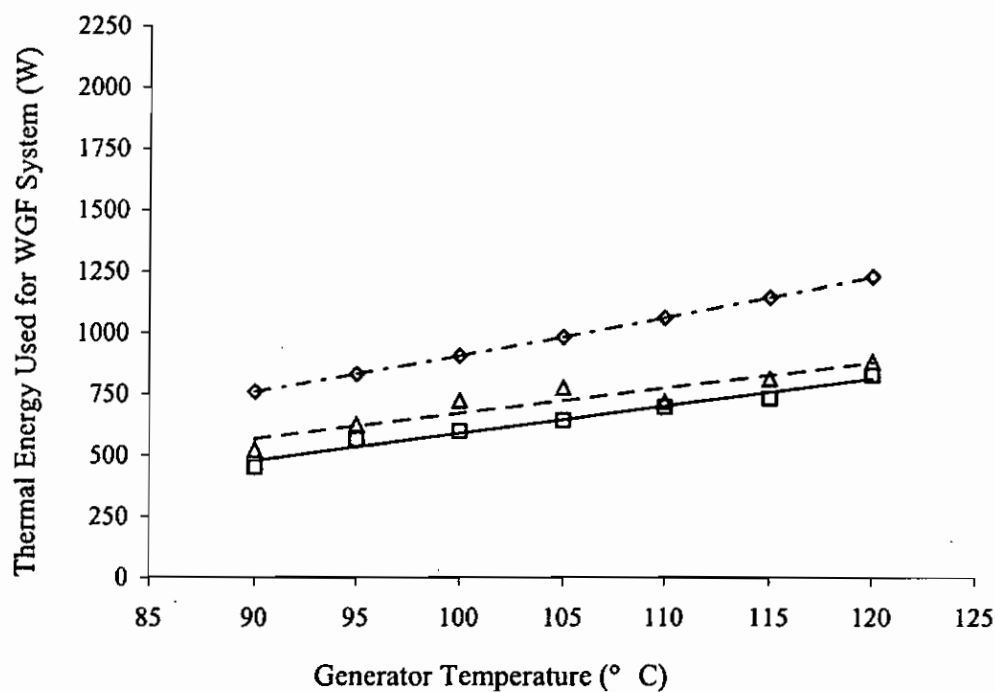
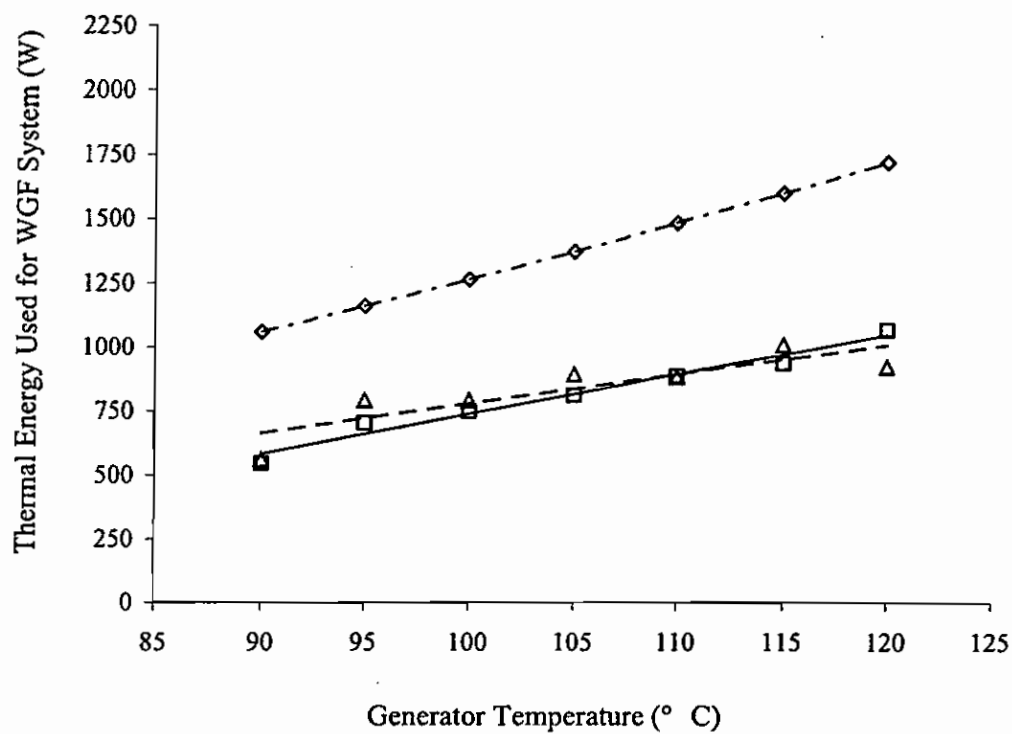


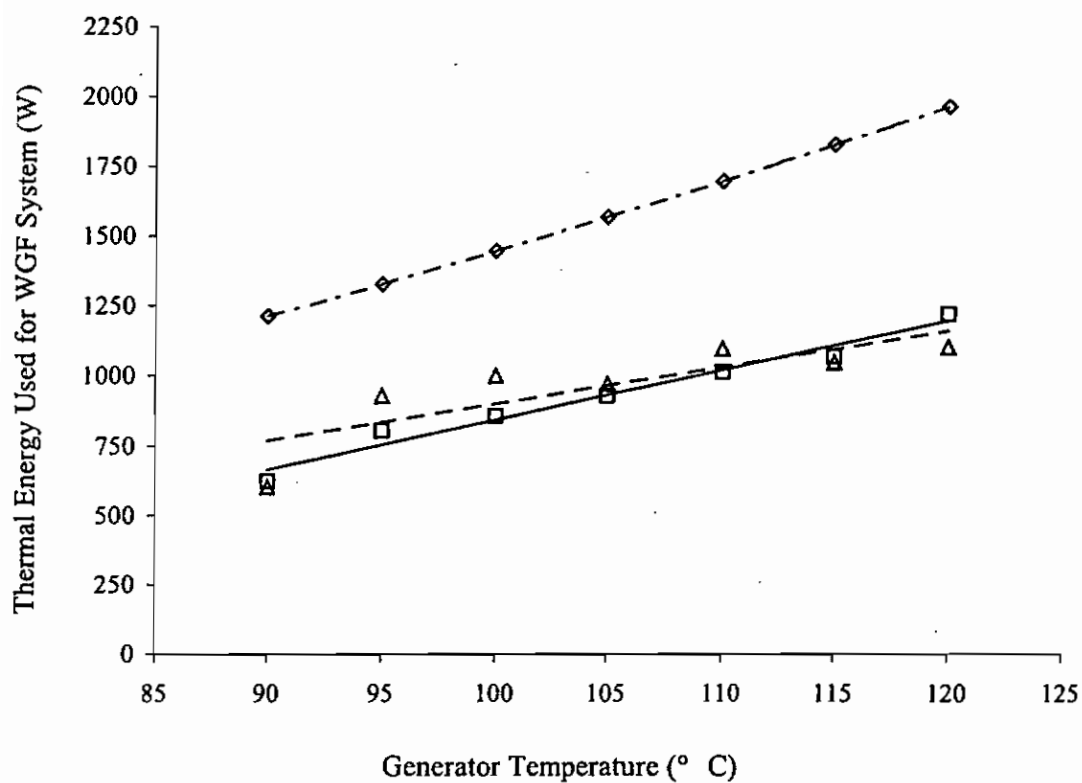
Figure 6: Power consumption for the vapour generator.



(a): Parallel-operated at 25 cycles/hour



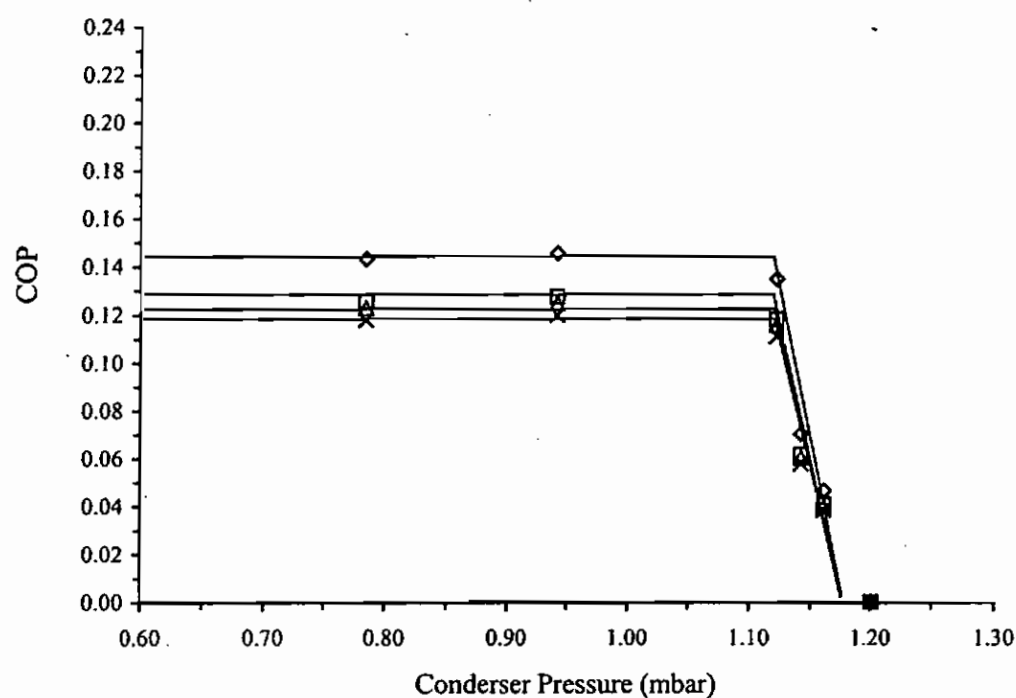
(b): Parallel-operated at 35 cycles/hour



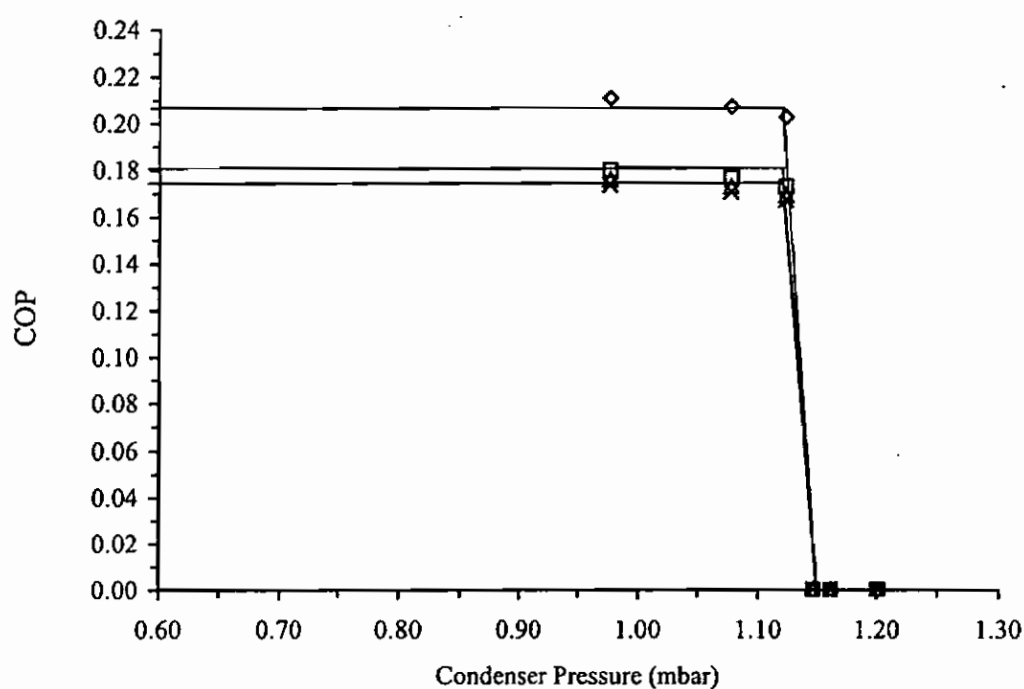
(c): Parallel-operated at 40 cycles/hour

- ◇ Calculation for Equation 4 using T_{gen} and 30° C
- △ Experimental Value
- Calculation for Equation 4 using actual temperatures

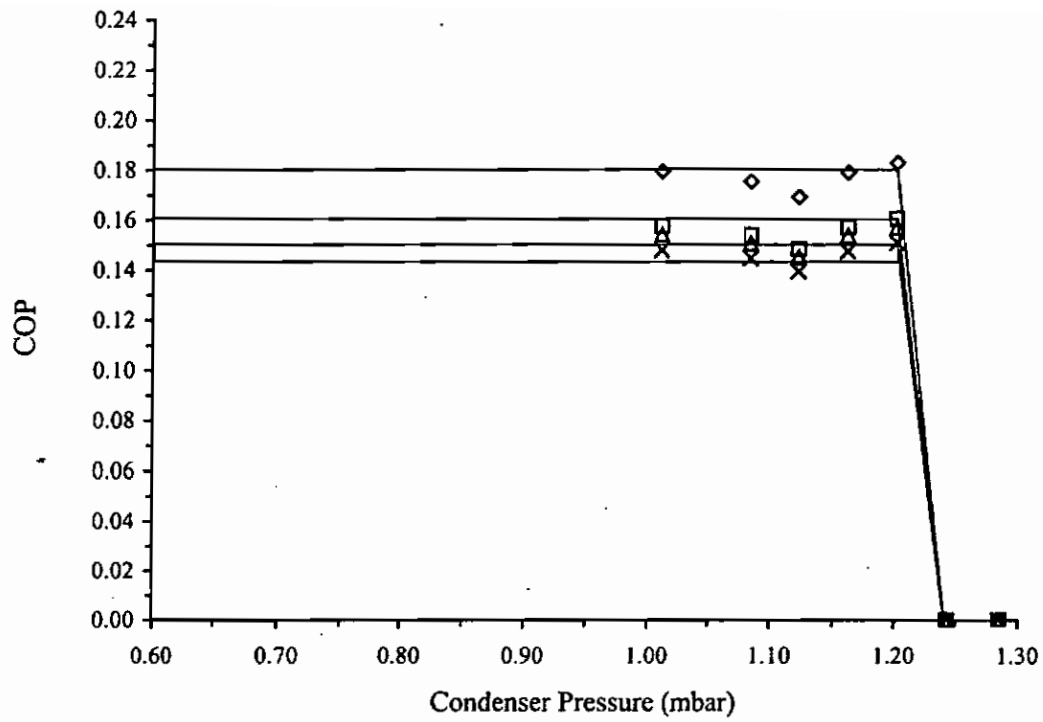
Figure 7: Comparison of thermal energy used for the WGF system.



(a): $T_{\text{gen}} = 110^\circ \text{C}$, $T_{\text{evap}} = 5^\circ \text{C}$



(b): $T_{\text{gen}} = 105^\circ \text{C}$, $T_{\text{evap}} = 10^\circ \text{C}$



(c): $T_{\text{gen}}=110^{\circ}\text{ C}$, $T_{\text{evap}}=10^{\circ}\text{ C}$

- ◇ Using Mechanical pump
- Using WGF system at 25 cycles/hour
- △ Using WGF system at 35 cycles/hour
- × Using WGF system at 40 cycles/hour

Figure 8: COP of the experimental jet refrigerator under various conditions.

LIST OF TABLES

Table 1: Critical mass flow rate and the power input for the generator.

Table 2: Power input to the generator when the WGF system was used.

Table 1: Critical mass flow rate and the power input for the generator.

Temperature (° C)	Pressure (bar-abs)	Critical mass flow (kg/min)	Ideal power input (W)	Actual power input*
90	5.39	0.643	2834	2922
95	6.05	0.680	3029	3259
100	6.77	0.735	3336	3802
105	7.56	0.800	3648	4517
110	8.40	0.880	4076	5145
115	9.32	0.954	4456	5671
120	10.31	1.060	5012	6524

*Using mechanical pump

Table 2: Power input to the generator when the WGF system was used.

n (cycle/hour)	Generator temperature (° C)						
	90	95	100	105	110	115	120
25	3443	3883	4522	5290	5861	6480	7404
35	3430	4050	4592	5409	5987	6679	7295
40	3523	4186	4800	5485	6240	6717	7482

A CIRCULATING SYSTEM FOR A PUMPLESS STEAM EJECTOR REFRIGERATOR

P. Srisastra, K. Chunnanond, and S. Aphornratana*

Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University
P.O. Box 22 Thammasat Rangsit Post Office, Pathumthani 12121, Thailand
Tel: (662) 986-9009 Exit 2210, E-mail: satha@siit.tu.ac.th

ABSTRACT

This paper proposed a 'workless feeding system' for a steam jet refrigeration cycle that does not require mechanical power. In this system, the liquid from the condenser was fed to the boiler by mean of the boiler pressure and gravity force. This feeding system was tested separately. It was found that the heat input to the boiler increased slightly when compared with a conventional system using mechanical pump. The steam ejector refrigerator employing this workless boiler feeding system was also tested. It was the shown that this system gave a similar COP to that from a system using mechanical pump.

INTRODUCTION

A steam jet refrigerator is a heat-operated refrigeration cycle. It can be driven by low temperature heat energy, (100°C to 200°C) normally wasted from many industrial processes or cheap to produce. Although it is classified as a heat-operated cycle, the system still requires some amount of mechanical power to circulate the working fluid within the system (by mean of mechanical pump). Even the power consumption of the pump is almost negligible compared with the thermal energy required, the use of electricity for this heat operated system is sometime not practical in a place where electricity supply is not available [Chunnanond and Aphornratana, 2004; Aphornratana and Eames, 1997; Eames et al., 1995].

To make a steam jet become a true heat operated cycle, a mechanical pump must be eliminated. In this paper, a workless boiler feeding system is proposed and tested. This system feeds the liquid condensate back to the boiler by means of gravity force and the boiler pressure. With the use of this new circulating system, a steam ejector refrigerator almost independent from electricity and moving part. Thus the cost and maintenance should be reduced. In overall, the system becomes more practical and competitive.

Even though there was a study proposed about the workless feeding system by using gravity head for circulating water [Nguyen et al., 2001]. But the gravity head circulating water system required a large number of pressure head for its operation, which is not feasible for a low height situation. According to this disadvantage, the use of workless boiler feeding system sounds practical and simple to construct compared to the use of gravity head system.

In this paper a 'workless boiler feeding system' was designed. It was tested separately to determine the power input required by the boiler. It was found that heat input was slightly increased when compared with a conventional system using mechanical pump. Moreover, the steam ejector refrigerator employing this workless feeding system was also tested. It was shown that this system gave a similar COP to that from a system using mechanical pump.

*Corresponding author.

OPERATION OF A STEAM EJECTOR REFRIGERATOR

Figure 1a shows a schematic view of a conventional steam jet refrigerator. The system consists of five major components, boiler, evaporator, condenser, ejector, and valve. As heat is added to the boiler, the high pressure and temperature steam is evolved and used as the primary fluid for the ejector. The ejector draws low pressure refrigerant from the evaporator as its secondary fluid and cause the liquid to evaporate at low pressure. Thus, the useful refrigeration is produced. The ejector exhausts to the condenser where the water vapour is liquefied at the ambient temperature. Part of the liquid accumulated in the condenser is fed back to the boiler by mean of a mechanical pump whilst the remainder is returned back to the evaporator via a throttling device. It can be seen that, the mechanical pump is the only moving part in the system. If this pump is eliminated, the system becomes a true heat-operated cycle and non-moving part system. This should make the system more reliable, vibration free, quiet, and low cost.

Figure 1b shows a schematic view of a pump-free steam ejector refrigerator. The system configuration is similar to a conventional system except the mechanical pump is replaced with a workless boiler feeding system. This feeding system transfers the condensate accumulated at the condenser to the boiler by mean of gravity and boiler

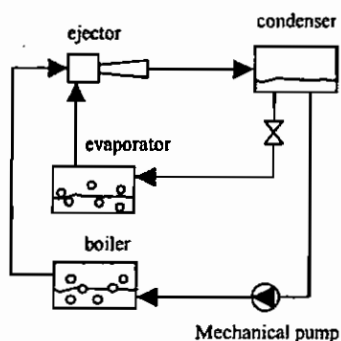
pressure. Therefore, the condenser must locate above the boiler. This feeding system operates alternately between filling phase and emptying phase. This is achieved by closing and opening of the three valves, valve A valve B, and valve C.

The filling phase, valve A is opened while both valve B and valve C are closed. This allows the liquid condensate from the condenser to fill the feeding tank. After a desired amount of liquid is accumulated in the feeding tank, valve A is closed.

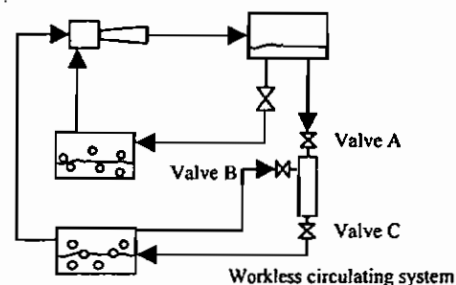
The emptying phase, after valve A is closed, valve B is opened causing the pressure in the feeding tank to rise to the value of that in the boiler. Then valve C is opened. This allowed the liquid to feed the boiler by mean of gravity. This emptying phase last until the feeding tank is empty (all the liquid is transferred to the boiler). Valve C and B are then closed and the filling phase starts.

In practice valve C can be replaced with a check valve. This makes the system simpler since only two control valves are needed (valve A and valve B)

Actually, a similar idea, known as a 'transfer-tank', was applied to an absorption refrigeration cycle, [Karthikeyen et al., 1994]. However, their system was more complicate than this boiler feeding system discussed in this paper.



a) Conventional system



b) Pumpless system

Figure 1: Steam jet refrigeration cycle.

EXPERIMENTAL REFRIGERATOR

The experimental refrigerator used in this study was modified from the one used in the previous study [Chunnanond and Aphornratana, 2004]. A workless boiler feeding system was added as shown in Figure 2. It was designed so that it could be operated as a conventional system (using mechanical pump) or a pump-free system (using workless boiler feeding system). Therefore, performance of these two systems could be compared.

In this system, electric heaters were used as a simulated heat source and cooling load. The maximum heating capacity of the boiler was 7 kW. The evaporator design was based on a spray and falling film column. A 3 kW heater was used to simulate the cooling load. Power of the heaters could be controlled by mean of electronic devices. A shell and coil condenser was used, cooled by water. Two mechanical pumps were used. A pneumatic operated diaphragm pump

was used as a boiler feed pump. A magnetically coupled centrifugal pump was used to promote evaporation rate at the evaporator. The primary nozzle of the ejector had a throat diameter of 2 mm. The mixing chamber throat was 19 mm. More detail of the ejector was provided in the literature, [Chunnanond and Aphornratana, 2004]. Liquid levels in the boiler and in the evaporator were control using capacitive type level sensors.

Figure 3a shows a photograph of an experimental steam ejector refrigerator with workless boiler feeding system. As shown in Figure 3b, the feeding tank was constructed from a thin wall stainless steel tube with 3-inch diameter and 30-cm long. Each end was welded with a semi-spherical cap. Valve A was a motor-drive 0.5-inch ball valve. Valve B was an on-off solenoid valve. Valve C was a swing-type check valve. The level sensor was a capacitive-type. A sight glass was also used for easy observation. The system was designed to be fully automatically control using the programmable timer circuit.

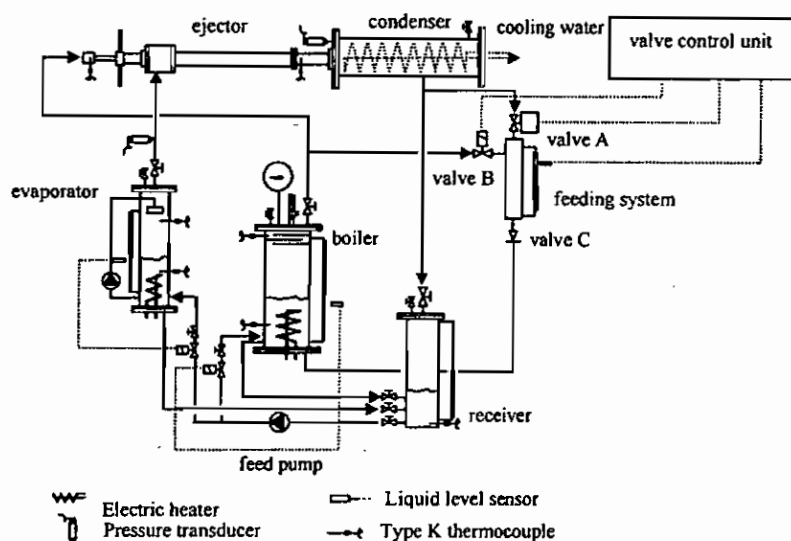
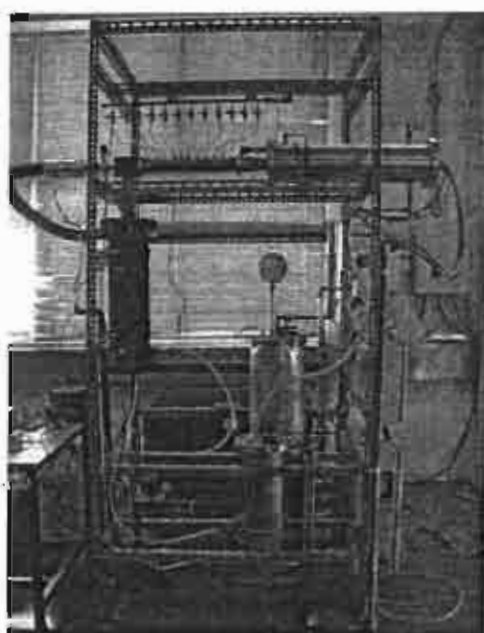


Figure 2: Schematic view of the experimental refrigerator



a). A steam ejector refrigerator with workless boiler feeding system



b). Workless boiler feeding system

Figure 3: An experimental steam ejector refrigerator with workless boiler feeding system

EXPERIMENTAL RESULT AND DISCUSSION

At first the workless boiler feeding system was tested. During the test, the evaporator and the receiver were isolated from the system. The power consumption of the boiler heater was evaluated at saturation temperatures from 110°C to 140°C. The condensate

temperature was fixed at 25°C. The ejector's primary nozzle was acted as a steam flow regulator. As the primary nozzle of the ejector was always choked, the steam mass flow was constant for each boiler temperature. The results were compared with those obtained from a system using a mechanical feed pump as shown in Table 1.

Table 1: Power consumption of boiler at saturation temperature 110°C to 140°C

Temperature (°C)	Mass flow rate (kg/min)	Power Consumption (W)	
		A	B
110	0.0436	2,282	2,350
120	0.0576	3,020	3,090
130	0.0761	3,850	4,000
140	0.0990	4,990	5,100

(A) System using a mechanical feeding system.

(B) System using a workless feeding pump.

Karthikeyan G., Mani A., and Murthy S. S., 'Analysis of an absorption refrigeration system with transfer tank', Renewable Energy, Vol.4, No.1, p.p. 129-132, 1994.

V.M. Nguyen., S.B. Riffat., and P.S. Doherty., 'Development of a solar-powered passive ejector cooling system', Applied Thermal Engineering, Vol.21, 157-168, 2001.



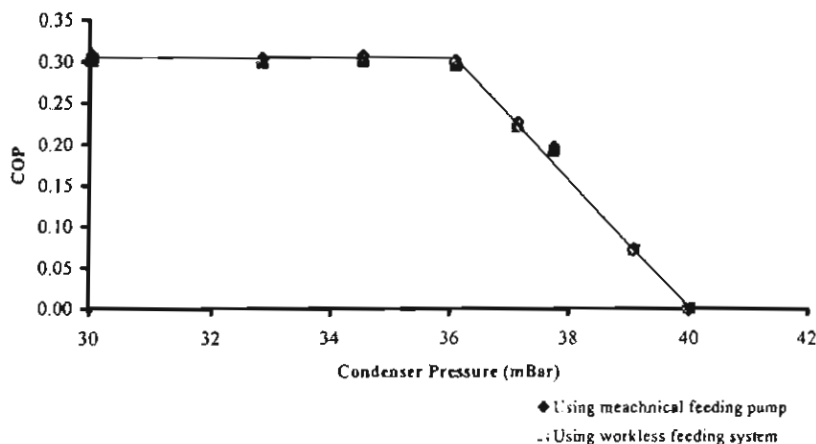


Figure 4: The performance characteristic of the experimental refrigerator at fixed boiler temperature 120°C and evaporator temperature at 5°C

The experimental refrigerator was then tested with a mechanical feeding pump and with a workless feeding system. The result was compared and shown in Figure 4. It can be seen that both systems produced very similar COP. Thus, it can be concluded that, a workless boiler feeding system can be replaced a mechanical without any degradation in system performance.

CONCLUSION

In this paper, a workless boiler feeding system was proposed. This workless boiler feeding steam was tested under various boiler saturation temperatures. The result shows that it can be used with a steam ejector refrigerator without any degradation in system performance compared with a system employing a conventional mechanical boiler feed pump. The use of this workless boiler feeding steam would mark a steam ejector refrigerator become a true heat powered refrigeration cycle.

REFERENCES

- Aphornratana S. and Eames I. W., 'A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of system using ejector with movable primary nozzle. *Int. J. Refri.*, Vol.20, No.5, pp. 352-358, 1997.
- Chunnanond K. and Aphornratana S., 'An experimental investigation of a steam-ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector', *Applied Thermal Engineering*, Vol.24, 311-322, 2004.
- Chunnanond K. and Aphornratana S., 'Ejector: application in refrigeration technology', in pressed, *Renewable and Sustainable Energy Review*, 2004.
- Eames, I. W., Aphornratana S., and Haider H., 'A theoretical and experimental study of a small scale steam jet refrigerator', *Int. J. Refri.*, Vol. 18, No.6, pp378-386, 1995.