



การศึกษาสมรรถนะและความเป็นไปได้ในการประยุกต์ใช้งาน
ระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์โดยใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น

วิระพันธ์ สีหานาม

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาชีวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี

พ.ศ. 2549

ติดลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยอุบลราชธานี



ใบรับรองวิทยานิพนธ์
มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

เรื่อง การศึกษาสมรรถนะและความเป็นไปได้ในการประยุกต์ใช้งานระบบทำความเย็นแบบอี้เจ็คเตอร์โดยใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น

ผู้วิจัย นายวิระพันธ์ สีหานาม

ได้พิจารณาเห็นชอบโดย

อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. กล Mechru เฟียรอฟอง)

กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชาลิต อินวงศ์พิทักษ์)

กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อัครชัย บัญญาปิยะ)

คณบดี

(รองศาสตราจารย์ ดร. สถาพร โภคาก)

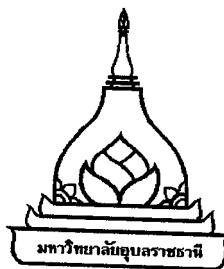
มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี รับรองแล้ว

.....
.....
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อุทิศ อินทร์ประสิทธิ์)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการ

ปฏิบัติราชการแทนอธิการบดี มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี

ปีการศึกษา 2549



**INVESTIGATION ON PERFORMANCE AND FEASIBLE APPLICATION
OF STEAM EJECTOR REFRIGERATION**

WIRAPAN SEEHANAM

**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT OF REQUIREMENTS
FOR THE DEGREE OF MASTER OF ENGINEERING
MAJOR IN MECHANICAL ENGINEERING**

FACULTY OF ENGINEERING

UBON RAJATHANEE UNIVERSITY

YEAR 2006

COPYRIGHT OF UBON RAJATHANEE UNIVERSITY

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัย ขอขอบคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กุลเชษฐ์ เพียรทอง ในฐานะอาจารย์ที่ปรึกษา ตลอดการวิจัยนี้ ขอขอบคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.ศรัทธา อารณ์รัตน์ และ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ชนรัฐ ศรีวีระกุล และทีมงานจากสถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ที่เอื้อเพื่อชุดอุปกรณ์การทดลอง พร้อมกับคำแนะนำอันมีประโยชน์ในการทำการทดลอง ซึ่งทำให้ งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงตามวัตถุประสงค์ ขอขอบคุณ คุณแม่ วิแนว สีหานาม, คุณพ่อ ชาญฤทธิ์ สีหานาม (ผู้วายชนม์) และ ญาติสนิท มิตรสหายทุกท่านที่เคยให้กำลังใจ อิกทั้งยังเป็นแรงผลักดัน ในการทำงาน สุดท้ายนี้ การวิจัยได้รับทุนอุดหนุนจากสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) และสำนักงานคณะกรรมการอุดมศึกษา (สกอ.) ผู้วิจัยขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

วีระพันธุ์ สุโณล,
(นายวีระพันธุ์ สีหานาม)

ผู้วิจัย

บทคัดย่อ

ชื่อเรื่อง : การศึกษาสมรรถนะและความเป็นไปได้ในการประยุกต์ใช้งานระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์โดยใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น

โดย : วิระพันธ์ สีหานาม

ชื่อปริญญา : ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

ประธานกรรมการที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กุลเชษฐ์ เพียรทอง

คัพท์สำคัญ : อีจีคเตอร์ ระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ CFD CRMC

ระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ คือ ระบบทำความเย็นที่ใช้อีจีคเตอร์ในการขับเคลื่อนสารทำความเย็นแทนการใช้เครื่องอัด ไอ โดยใช้ความร้อนทึบเป็นพลังงานส่งถ่ายสารทำความเย็น ทำให้ค่าใช้จ่ายในการทำงานของระบบต่ำ และอายุการใช้งานยาวนาน เพราะมีขั้นส่วนเคลื่อนที่น้อย นอกจากนี้ยังสามารถใช้น้ำเป็นสารทำงาน ซึ่งเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม แต่ระบบทำความเย็นชนิดนี้ มีข้อด้อย คือ สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) ต่ำ เมื่อเปรียบเทียบกับระบบทั่วไป ทั้งนี้ อีจีคเตอร์ เป็นอุปกรณ์สำคัญ ที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบโดยตรง ดังนั้น การศึกษา คุณลักษณะ และออกแบบอีจีคเตอร์ให้มีประสิทธิภาพสูง จึงสำคัญต่อการพัฒนาระบบทำความเย็น แบบอีจีคเตอร์อย่างยิ่ง

การศึกษานี้ได้นำเอาความรู้ด้านการคำนวณของไอลพลศาสตร์ (CFD) โดยใช้โปรแกรม GAMBIT สร้างรูปร่างแบบจำลองอีจีคเตอร์ใน 3 มิติ (3D) ที่พิจารณาท่อคุณลักษณะจากเครื่องระเหย เปรียบเทียบกับแบบสมมาตรในแนวแกน ต่อมาทำการศึกษาปรากฏการณ์การไอล และผลกระทบ ของพารามิเตอร์ต่างๆ ของอีจีคเตอร์แบบ CPM และ CMA โดยใช้น้ำเป็นสารทำงาน ภายใต้สภาวะ ของเครื่องกำเนิดไอ และ เครื่องระเหย ที่ 120°C-140°C และ 5°C-15°C ตามลำดับ นอกจากนี้ยังได้ นำเอา CFD มาใช้เป็นเครื่องมือสำหรับช่วยออกแบบอีจีคเตอร์ ตามแนวคิดแบบ Constant Rate of Momentum Changes (CRMC) ซึ่งเป็นแนวความคิดและทฤษฎีใหม่ ที่อยู่ระหว่างการศึกษาพัฒนา โดยเราได้ทำการทดลองเปรียบเทียบสมรรถนะกับข้อมูลจาก CFD ด้วย

จากการศึกษาพบว่า การจัดวางท่อดูดสำหรับอีเจ็คเตอร์มีผลกระทบต่อรูปแบบการไหลในอีเจ็คเตอร์น้อยมาก เนื่องจากแบบจำลองใน 3 มิติ ให้ผลใกล้เคียงกับแบบสมมติในแนวแกนโดยอีเจ็คเตอร์แบบ CMA สามารถเห็นช่วงนำสารได้มากกว่าแบบ CPM แต่ความดันปากทางออกที่อีเจ็คเตอร์ทำได้มีค่าน้อย เมื่ออีเจ็คเตอร์ทำงานภายใต้สภาวะอุณหภูมิเครื่องระเหยสูง อีเจ็คเตอร์จะเห็นช่วงนำสารทำความเย็นได้มาก และทำความดันได้สูง แต่ในสภาวะที่อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอมีค่าสูง อีเจ็คเตอร์จะทำความดันได้สูง แต่เห็นช่วงนำสารทำความเย็นได้น้อยลง ซึ่งผลของ CFD และการทดลองให้ค่าที่สอดคล้องกัน โดยสำหรับในกรณีของการใช้ CFD เป็นเครื่องมือช่วยศึกษาและปรับปรุงการออกแบบอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC พนว่า อีเจ็คเตอร์ที่ปรับปรุงแล้วสามารถเห็นช่วงนำสารได้มากขึ้น ขณะที่ความดันที่ทำได้ใกล้เคียง กับอีเจ็คเตอร์แบบ CPM

นอกจากนี้ รายงานวิจัยนี้ยังได้ประดิษฐ์แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อทำการศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต่างๆสำหรับการออกแบบระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ นอกจากนี้ รายงานสามารถนำเสนอแบบจำลองของระบบนี้ ใช้ประเมินราคาเริ่มต้นสำหรับการสร้างระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน และราคาเดินระบบของแต่ละเดือน เปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศทั่วไป พนว่าราคาค่าก่อสร้างเริ่มต้นสำหรับระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์มีมูลค่าสูงแต่ค่าเดินเครื่องถูกกว่าระบบปรับอากาศทั่วไป

ABSTRACT

TITLE : INVESTIGATION ON PERFORMANCE AND FEASIBLE APPLICATION
OF STEAM EJECTOR REFRIGERATION

BY : WIRAPAN SEEHANAM

DEGREE : MASTER OF ENGINEERING

MAJOR : MECHANICAL ENGINEERING

CHAIR : ASST. PROF. KULACHATE PIANTHONG, Ph.D.

KEYWORD : EJECTOR / EJECTOR REFRIGERATION / CFD / CRMC

Ejector refrigeration is a refrigeration system which uses an ejector to induce the refrigerant from an evaporator instead of using a compressor. This will usually extend the life of the system because of fewer moving parts. This system utilizes a low-grade heat or energy to generate the refrigerating capacity. Therefore, it significantly reduces electricity consumption. Moreover, this system can be used with water, which is the most environment-friendly substance, as working fluid. However, one disadvantage is that this system gives low COP compared with conventional system. In order to improve the performance of ejector refrigeration, investigation of ejector flow characteristics and effective design of ejector are very important.

In this study, Computational Fluid Dynamics (CFD), FLUENT program is employed to calculate ejector performance and flow characteristics. The axis-symmetry and 3D of steam ejector geometry is created in GAMBIT program. In the 3D geometry, suction zone connecting evaporator is included. The study compares, in simulation, CPM ejector with CMA ejector in terms of their performances. The temperature in an operating boiler is ranged from 120OC to 140OC and the temperature in an evaporator is ranged from 5OC to 15OC. CFD is also employed in designing the new conceptual ejector called “Constant Rate of Momentum Change (CRMC)”.

It is found that ejector flow characteristics in both axis-symmetry and 3D geometry are quite similar. That means suction zone has a little effect on ejector flow characteristics. CMA ejector induces the more mass of working fluid from the evaporator, but it generates lower critical back pressure. If the temperature in the evaporator and the boiler is increased, critical condensing

pressure rises. Mass flow rate of secondary fluid from evaporator is decreased when pressure in the boiler is increased. Results from CFD support experimental data vary well. Modified CRMC ejector from CFD and a mathematical model yield much more entrainment ratio than that of CPM ejector while critical back pressure stays the same at each operating condition.

In this study, mathematical model of an ejector refrigeration system is also established in order to investigate the parameter affected on system performances and to size of each component. The mathematical model reveals that the cost of one complete ejector refrigeration system is significantly higher; however the operating cost is much lower.

สารบัญ

	หน้า
กิตติกรรมประกาศ	ก
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ง
สารบัญ	น
สารบัญตาราง	บ
สารบัญภาพ	ภ
บทที่	ภ

1 บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัจจุหาน	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	3
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	3
1.4 ระเบียบวิธีวิจัย	4
1.5 อุปกรณ์ที่ใช้ในการวิจัย	5
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	5

2 บททวนวรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 หลักการการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์	6
2.2 ปัจจัยบ่งชี้สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์	9
2.2.1 ประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์	9
2.2.2 ปัจจัยที่มีผลกระทบต่อสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์	10
2.3 การออกแบบอีเจ็คเตอร์	14
2.4 แบบจำลอง CFD ของอีเจ็คเตอร์	15

3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 สมการอนุรักษ์การไหลของของไอล	16
3.1.1 สมการเชิงอนุรักษ์มวล	16
3.1.2 สมการเชิงอนุรักษ์โมเมนตัม	17
3.1.3 สมการเชิงอนุรักษ์พลังงาน	19

สารบัญ (ต่อ)

หน้า	
20	3.2 แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหล
20	3.2.1 สมการค่าเฉลี่ยของ Reynolds
20	3.2.2 แบบจำลองความปั่นป่วนแบบ Standard $k - \varepsilon$
23	3.2.3 แบบจำลองความปั่นป่วนแบบ RNG $k - \varepsilon$
24	3.2.4 แบบจำลองความปั่นป่วนแบบ Realizable $k - \varepsilon$
25	3.3 การไหลแบบอัดตัว
25	3.3.1 คุณสมบัติรวมของของไหล
27	3.3.2 ความเร็วเสียง
29	3.3.3 การไหลแบบไอเซนทรอปิกผ่านท่อสู่เข้าและสู่ออก
31	3.3.4 ความสัมพันธ์ของคุณสมบัติก้าซอุดมคติ
32	3.3.5 การไหลผ่านท่อโค้ง
36	3.3.6 Shock wave ของการไหลในท่อ
38	3.4 Computational Fluid Dynamics (CFD)
38	3.4.1 ระเบียบวิธี finite volume
40	3.4.2 ระเบียบขั้นการแก้ปัญหา
42	3.4.3 ระเบียบวิธีคำนวณ
43	3.4.4 ระเบียบวิธีแก้ปัญหาการไหลของบริเวณใกล้ผนัง
4 การจำลองhausenรูณะของอีเจ็คเตอร์	
44	4.1 การคำนวณของไหลพลศาสตร์ของอีเจ็คเตอร์
44	4.1.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์
45	4.1.2 คุณสมบัติของสารทำงาน
46	4.1.3 ขอบเขตของปัญหาและรูปร่างของกริด
48	4.2 ผลลัพธ์แบบจำลอง CFD ของอีเจ็คเตอร์
48	4.2.1 ผลกระทบจากเงื่อนไขการทำงานที่มีต่ออีเจ็คเตอร์
49	4.2.2 กราฟความดันตามแนวแกนของอีเจ็คเตอร์
51	4.3 แบบจำลองของอีเจ็คเตอร์ใน 2 มิติ และ 3 มิติ
53	4.4 ผลกระทบของพารามิเตอร์บางตัวที่มีต่อสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์
53	4.4.1 ผลกระทบจากเงื่อนไขการทำงาน

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.4.2 ผลกระทบจากปริมาณของอีเจ็คเตอร์	60
4.5 สรุป	63
5 การออกแบบอีเจ็คเตอร์ตามแนวคิด CRMC	
5.1 แนวคิดการออกแบบอีเจ็คเตอร์ CRMC	64
5.2 สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC	67
5.3 การประยุกต์ใช้ CFD กับการออกแบบอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC	69
5.3.1 การปรับปรุงรูปร่างอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC โดยใช้ CFD	69
5.3.2 การศึกษาคุณลักษณะของอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC ด้วย CFD	69
6 การทดลองและการทดลอง	
6.1 ชุดการทดลอง	73
6.1.1 เครื่องกำเนิดไอ	74
6.1.2 เครื่องระเหย	75
6.1.3 เครื่องควบแน่น	75
6.1.4 ถังพักสารทำงาน	75
6.1.5 ปั๊มหมุนเวียนสารทำงาน	75
6.1.6 อีเจ็คเตอร์	75
6.2 การวัดค่าตัวแปรในระบบ	76
6.2.1 การวัดอุณหภูมิ	76
6.2.2 การวัดความดัน	76
6.2.3 การวัดอัตราการไหล	76
6.3 ระบบควบคุมในชุดการทดลอง	76
6.3.1 การควบคุมระดับของสารทำงาน	77
6.3.2 การควบคุมกระแสไฟฟ้าของขดลวดทำความร้อน	77
6.3.3 การควบคุมความดันของเครื่องควบแน่น	78
6.4 ขั้นตอนและวิธีการทดลอง	78
6.4.1 การติดตั้งอีเจ็คเตอร์	78
6.4.2 การตรวจสอบหาตำแหน่งรั่วในระบบ	79

สารบัญ (ต่อ)	หน้า
6.4.3 เตรียมสภาพว่างานปฐมภูมิและนำระบบความร้อน	79
6.4.4 การปรับลดความดันอากาศของระบบ	79
6.4.5 การเปิดให้ระบบทำงาน	80
6.4.6 การเก็บผลการทดลอง	80
6.5 ผลการศึกษาของอีจีคเตอร์แบบ CRMC ที่ปรับปรุงแล้ว	80
6.5.1 ค่า Rm และ จุด CBP	80
6.5.2 รูปแบบความดันสต็อกที่ผนังของอีจีคเตอร์	81
6.6 สรุปและวิเคราะห์ผลการศึกษาอีจีคเตอร์แบบ CRMC ที่ปรับปรุง	85
7 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์	
7.1 วิเคราะห์วัสดุกรทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์	88
7.2 ทฤษฎีการไหลในอีจีคเตอร์	89
7.2.1 การออกแบบทางนาคของอีจีคเตอร์	93
7.2.2 ศึกษาผลผลกระทบจากพารามิเตอร์ของอีจีคเตอร์	94
7.3 ผลการศึกษาและการวิเคราะห์	95
7.3.1 อิทธิพลของภาระทำงานเย็น	95
7.3.2 อิทธิพลของสภาพอุปกรณ์ที่มีต่ออีจีคเตอร์และระบบ	97
7.3.3 ผลกระทบของหัวฉีดต่อสมรรถนะอีจีคเตอร์	103
7.3.4 เปรียบเทียบผลการศึกษาจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	103
7.4 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์	104
8 สรุปผลการศึกษา	108
เอกสารอ้างอิง	111
ภาคผนวก	116
ประวัติผู้วิจัย	155

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่	
4.1 เงื่อนไขการคำนวณของ CFD	45
4.2 คุณสมบัติของสารในการคำนวณ	45
4.3 ขนาดของอีจีเคเตอร์	53
4.4 ผลของเงื่อนไขการทำงานและรูปร่างลักษณะที่มีต่อสมรรถนะของอีจีเคเตอร์	63
5.1 เงื่อนไขการออกแบบอีจีเคเตอร์	67
7.1 ยืนยันผลของแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ของระบบทำความเย็นแบบอีจีเคเตอร์	104
8.1 เงื่อนไขการคำนวณของ CFD	108
8.2 สรุปอิทธิพลและผลของพารามิเตอร์ที่มีต่ออีจีเคเตอร์	109

สารบัญภาพ

ภาพที่	หน้า
1.1 แผนผังแสดงระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์อย่างง่าย	2
2.1 แผนผังแสดงระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์	7
2.2 คุณลักษณะการไหลในอีจีคเตอร์	7
2.3 Effective area ที่เกิดขึ้นในอีจีคเตอร์	8
2.4 Mollier's chart ของอีจีคเตอร์	10
2.5 อิทธิพลของสภาวะเงื่อนไขการทำงานที่มีต่อสมรรถนะทำความเย็น	11
2.6 คุณลักษณะโดยทั่วไปของอีจีคเตอร์	11
2.7 ประเภทของอีจีคเตอร์	12
3.1 รูปแบบของมวลผ่านกรอบขนาดเล็ก	16
3.2 รูปแบบของแรงที่กระทำกับมวลของไหลขนาดเล็ก	17
3.3 พิจารณาและพลังงานที่เกิดขึ้นกับก้อนมวลขนาด dx และ dy	19
3.4 การเปลี่ยนแปลงอย่างไม่เป็นระเบียบของการไหลแบบบันบวน	20
3.5 ปริมาตรควบคุมเมื่อของไหลผ่านท่อ	26
3.6 การเคลื่อนที่ของถูกสูบ	27
3.7 ผลของ Mach number ที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนพื้นที่หน้าตัดของท่อ	31
3.8 การไหลผ่านท่อของอากาศด้วยปั๊มลดความดัน	33
3.9 การไหลผ่านท่อสูตรเข้า-สูตรออก ของอากาศด้วยปั๊มลดความดัน	35
3.10 ปริมาตรควบคุมของ shock	36
3.11 Mollier's chart	37
3.12 ปริมาตรส่วนเนื้องใน 1 มิติ	39
3.13 ลำดับการคำนวณของระเบียบขั้นแบบ segregated solver	41
3.14 ลำดับการคำนวณของระเบียบขั้นแบบ coupled solver	42

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
4.1 รูปร่างแบบจำลองอีเจ็คเตอร์ใน 3 มิติ	46
4.2 รูปร่างและการแบ่งกริดภายในอีเจ็คเตอร์	47
4.3 สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์จากผลของอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไฟ	48
4.4 สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์จากผลของอุณหภูมิเครื่องระเหย	49
4.5 ผลการทดลอง และ ผล CFD ของความดันสถิตที่ผนังอีเจ็คเตอร์	50
4.6 ความดันสถิตตามแนวแกนของอีเจ็คเตอร์	51
4.7 Mach number บนระนาบของอีเจ็คเตอร์	51
4.8 Mach number ของอีเจ็คเตอร์ในระบบแกน 3 มิติ	52
4.9 รูปร่างของอีเจ็คเตอร์	53
4.10 สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์จากอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟ	54
4.11 รูปร่าง jet- core ที่ปากทางออกของหัวฉีด เมื่ออุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟ	55
4.12 สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์แบบจากอิทธิพลของอุณหภูมิของเครื่องระเหย	56
4.13 รูปร่าง jet- core ที่ปากทางออกของหัวฉีดที่อุณหภูมิของเครื่องระเหย	57
4.14 รูปร่าง jet core ที่ปากทางออกของหัวฉีดที่ความดันของเครื่องควบแน่น	58
4.15 ปรากฏการการไหลข้อนกลับในอีเจ็คเตอร์	58
4.16 ค่า R_m สูงสุด ที่ตำแหน่งหัวฉีด	59
4.17 ถ่ายเส้นการไหลที่ตำแหน่งหัวฉีด	60
4.18 ผลของความยาวที่มีต่อสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์	61
4.19 ค่า R_m สูงสุดที่ความยาวพื้นที่หน้าตัดคง	62
5.1 CRMC ejector	65
5.2 พื้นที่หน้าตัดตลอดความยาวของช่วงท่อกระจายตัวแบบ CRMC	67
5.3 Mach number ตามแนวแกนของท่อกระจายตัว	68
5.4 สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC	68
5.5 แบบของอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC ที่ปรับปรุงแล้ว	70
5.6 สมรรถนะอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC จากอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟ	71
5.7 สมรรถนะอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC จากอุณหภูมิของเครื่องระเหย	71

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
5.8 แบบสีของ Mach number ของอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC	72
6.1 เครื่องทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์	73
6.2 ระบบชุดทดลองเครื่องทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์	74
6.3 คอมพิวเตอร์และชุดควบคุม	77
6.4 อีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งพร้อมสำหรับการทดลอง	78
6.5 อิทธิพลของเครื่องกำเนิดไอที่มีต่ออีเจ็คเตอร์แบบ CRMC	81
6.6 อิทธิพลของเครื่องระเหยที่มีต่ออีเจ็คเตอร์แบบ CRMC	81
6.7 ผลความดันสถิตบนผนังของอีเจ็คเตอร์จากความดันเครื่องควบแน่น	82
6.8 ผลความดันสถิตบนผนังของอีเจ็คเตอร์จากอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ	83
6.9 ผลความดันสถิตบนผนังของอีเจ็คเตอร์จากความดันเครื่องระเหย	84
7.2 แผนภูมิ T-s ของวัฏจักรทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์	88
7.3 ลักษณะการไหลภายในอีเจ็คเตอร์	90
7.4 ໄດ້ແກຣມแสดงการคำนวนหาค่า	94
7.5 อิทธิพลของการทางความร้อนที่มีต่อพลังงาน	96
7.6 อิทธิพลของการทางความร้อนที่มีต่ออัตราการไหลของสารจากเครื่องกำเนิดไอ	97
7.7 อิทธิพลของอุณหภูมิของอุปกรณ์ที่มีต่อขนาดของอีเจ็คเตอร์	98
7.8 ผลของอุณหภูมิของอุปกรณ์ที่มีต่อประสิทธิภาพทำความเย็น	99
7.9 ความดันของเครื่องควบแน่นที่มีต่อน้ำดของอีเจ็คเตอร์และ COP ของระบบ	100
7.10 อิทธิพลของ R_m ที่มีต่อค่า area ratio ของอีเจ็คเตอร์	101
7.11 ผลของอุณหภูมิอุปกรณ์ที่มีต่อความดันปากทางออกที่ของอีเจ็คเตอร์	102
7.12 ผลกระทบของขนาดหัวฉีดต่อค่า R_m และ ความดันที่ทางออกของอีเจ็คเตอร์	103
7.13 ค่าใช้จ่ายเปรียบเทียบต่อปีของระบบปรับอากาศแบบอีเจ็คเตอร์และแบบทั่วไป	107

บทที่ 1

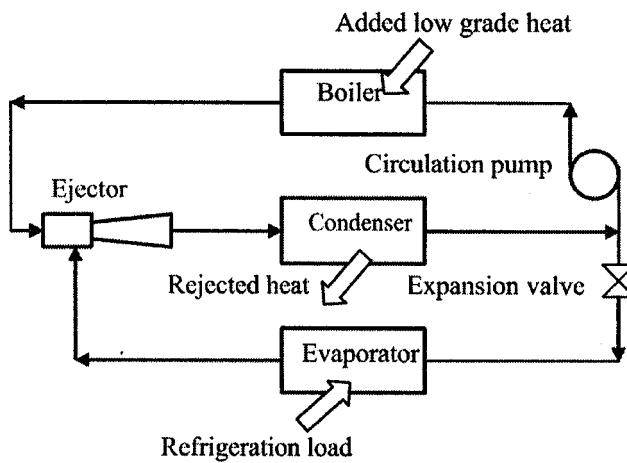
บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปั๊มห่า

ระบบทำความเย็นแบบอีจีเตอร์ เป็นระบบที่เอาความร้อนทิ้งราคาถูกที่ได้จากโรงงานอุตสาหกรรมหรือพลังงานความร้อนตามธรรมชาติ เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ เพื่อการขับเคลื่อนระบบทำความเย็น สามารถใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นได้ ไม่ก่อให้เกิดปั๊มห่าลิ่งแ Welch ล้อ อิกทั้งมีอายุการใช้งานยาวนาน และเสียค่าซ่อมบำรุงรักษาต่ำกว่าระบบทั่วไป เนื่องจากไม่ใช้เครื่องอัดไอ

Maurice Leblanc คือ คนแรกที่คิดค้นและประดิษฐ์ระบบทำความเย็นแบบอีจีเตอร์ ปี ก.ศ. 1910 (Chunnanond and Aphornratana, 2004: 129-155) เป็นระบบทำความเย็นสำหรับการปรับอากาศในอาคารสำนักงานค่าไฟถูก แต่การศึกษาและพัฒนาระบบได้หยุดชะงักลง เนื่องจากสมรรถนะการทำความเย็นต่ำกว่าระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ต่อมาในปัจจุบันระบบทำความเย็นแบบอีจีเตอร์ เริ่มเป็นที่สนใจและได้รับการศึกษาพัฒนาอย่างกว้างขวาง ซึ่งระบบมีข้อดี คือ โครงสร้างของระบบที่ไม่ซับซ้อน มีชิ้นส่วนเคลื่อนที่น้อย ไม่เกิดการผุกร่อน อิกทั้งยังสามารถใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นซึ่งไม่ทำลายสิ่งแวดล้อม แต่ระบบทำความเย็นแบบอีจีเตอร์ก็มีข้อด้อย คือ มีประสิทธิภาพการทำความเย็นต่ำ (Sun and Eames, 1995: 65-79) กว่าระบบที่ใช้ในปัจจุบัน ดังนั้นหากสามารถแก้ปั๊มหานี้ได้ ระบบทำความเย็นแบบอีจีเตอร์จะมีความเหมาะสมสนับสนุนการใช้งานสำหรับสภาวะในปัจจุบันเป็นอย่างยิ่ง ภาพที่ 1.1 แสดงระบบทำความเย็นแบบอีจีเตอร์อย่างง่าย

ภาพที่ 1.1 จะสังเกตได้ว่า อีจีเตอร์ (ejector), เครื่องกำเนิดไอ (boiler) และ ปั๊มหมุนวน (circulating pump) เป็นส่วนที่ติดตั้งแทนเครื่องอัดไอ (compressor) ในระบบทำความเย็นแบบทั่วไป สารทำงานความดันสูงที่ได้จากการเดือดภายในเครื่องกำเนิดไอ ถูกใช้เป็นก้าชปั๊มภูมิของอีจีเตอร์ ก้าชความดันสูงจะไหหละขยายตัวผ่านหัวฉีด (nozzle) ด้วยความเร็วสูงทำให้บริเวณปากทางออกของหัวฉีด และเครื่องระเหยมีความดันต่ำ ดังนั้น สารทำงานในเครื่องระเหย จึงสามารถเดือดได้ในอุณหภูมิต่ำ ซึ่งสารทำงานในเครื่องระเหยหรือก้าชทุติยภูมิของอีจีเตอร์จะถูกเหนี่ยวนำพร้อมกับเพิ่มความดันสูงขึ้นในห้องผสมและทางออกของอีจีเตอร์ตามลำดับ จากนั้นสารทำงานจะกลับตัวกลับเป็นสถานะของเหลวในเครื่องควบแน่น (condenser) และถูกหมุนเวียนกลับไปเครื่องกำเนิดไอ โดยปั๊มหมุนวน สารทำงานบางส่วนจะถูกลดความดันผ่านวาล์วลดความดัน (expansion valve)



ภาพที่ 1.1 แผนผังแสดงระบบทำความเย็นแบบอีจิคเตอร์ย่างง่าย

สมรรถนะของอีจิคเตอร์จะส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพระบบโดยตรง ดังนั้นงานวิจัยส่วนใหญ่ที่ผ่านมาจึงเน้นการศึกษาคุณลักษณะของอีจิคเตอร์เป็นหลัก โดยการทำทดลองควบคู่กับใช้ทฤษฎีเชิงกายภาพและคาดคะเนประภากลางที่เกิดขึ้นภายในอีจิคเตอร์

ปัจจุบันได้มีการนำเอาความรู้ด้านการคำนวณของไอลพลาสต์ร์ (Computational Fluid Dynamics, CFD) มาแก้ปัญหา และอธิบายลักษณะการไหลของ流体 ใหม่ๆ เนื่องจาก สมรรถนะและประสิทธิภาพที่ใช้จ่าย ดังนั้น หากนำ CFD มาช่วยคาดคะเนสมรรถนะและศึกษาคุณลักษณะของอีจิคเตอร์ การออกแบบอีจิคเตอร์จะสะดวกและลดต้นทุนในการสร้างจริงได้ (Rusly, Aye, Charters, Ooi, and Pianthong, 2002: 121-131) ซึ่งอาจเป็นไปได้ว่า เราอาจมีอีจิคเตอร์รูปร่างใหม่ ที่มีประสิทธิภาพที่ดีกว่าตัวเดิม

งานวิจัยนี้มีแนวคิดที่จะนำเอา CFD มาช่วยศึกษาและออกแบบรูปร่าง อีจิคเตอร์ใหม่ ตามแนวคิด “การเท่ากันของอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมภายในอีจิคเตอร์คงที่ (constant rate of momentum change, CRMC)” (Eames, 2002: 121-131) ควบคู่กับการใช้หลักพื้นฐานของการไหลของ流体 แบบอัดตัว (compressible flow) ก่อนที่จะนำความรู้และทฤษฎีเหล่านี้ มาใช้สำหรับ การออกแบบ ซึ่ง CFD จะช่วยคาดคะเนประสิทธิภาพ และศึกษาคุณลักษณะการไหลที่เกิดขึ้น หาก อีจิคเตอร์ให้ประสิทธิภาพที่น่าพอใจจริงจะทำการสร้างและทดสอบจริง เมื่ออีจิคเตอร์มีสมรรถนะ ที่สูงขึ้น โอกาสที่จะนำระบบทำความเย็นแบบอีจิคเตอร์มาใช้ในงานจริงจะมีความเป็นไปได้มากขึ้น

นอกจากนี้ การศึกษาความเป็นไปได้สำหรับการนำเอาระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์มาใช้ในงานจริง ซึ่งจะได้นำเอาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบและอีจีคเตอร์มาสร้างสมการและความสัมพันธ์ เพื่อการออกแบบระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน ก่อนจะประเมินต้นทุนมูลค่าก่อสร้าง และเปรียบเทียบกับระบบทั่วไป

1.2 วัตถุประสงค์ของการทดลอง

1.2.1 ศึกษาการทำงานและการออกแบบของอีจีคเตอร์ในระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ที่ใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น

1.2.2 เปรียบเทียบผลของ CFD กับการทดลองใน กรณีศึกษารูป่างอีจีคเตอร์อย่างง่าย

1.2.3 ออกแบบรูป่างอีจีคเตอร์แบบใหม่และใช้ CFD ใน การทดสอบสมรรถนะและปรับเปลี่ยนรูป่างจนได้ลักษณะของอีจีคเตอร์ที่เหมาะสม

1.2.4 ขึ้นยังการทำงานของอีจีคเตอร์ตัวใหม่ โดยเปรียบเทียบผล CFD กับการทดลอง

1.2.5 สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน เพื่อการออกแบบระบบและประเมินต้นทุน

1.3 ขั้นตอนของงานวิจัย

1.3.1 ใช้ Commercial CFD code (Fluent) ทั้ง 2 มิติ และ 3 มิติ (ในบางกรณี)

1.3.2 ออกแบบและสร้างอีจีคเตอร์แบบใหม่ที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ที่มีน้ำเป็นสารทำความเย็น

1.3.3 อีจีคเตอร์ที่ออกแบบจะนำไปทดสอบกับระบบที่มีสมรรถนะการทำความเย็น 3 kW และใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น

1.3.4 พารามิเตอร์ที่ใช้ศึกษาเปรียบเทียบได้แก่ entrainment ratio, lift ratio และ critical back pressure

1.3.5 ใช้โปรแกรม Engineering Equation Solver (EES) สำหรับคำนวณแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน

1.4 ระเบี่ยนวิธีวิจัย

1.4.1 ศึกษาและรวบรวมงานวิจัยที่เกี่ยวข้องจากหนังสือหรือวารสาร

1.4.2 กำหนดคุณลักษณะที่ใช้ในการบ่งชี้สมรรถนะของอีจีคเตอร์ที่ใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น ได้แก่

1.4.2.1 ค่า Entrainment ratio ซึ่งผันตระกับสมรรถนะการทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์

1.4.2.2 ค่า Pressure lift ratio ซึ่งผันตระกับความสามารถในการนำเอาความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อม ของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์

1.4.2.3 Critical back pressure ซึ่งผันตระกับความยืดหยุ่นในการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์

1.4.3 ศึกษาทฤษฎีการออกแบบอีจีคเตอร์ ที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ และทำการออกแบบรูปร่าง ลักษณะของอีจีคเตอร์แบบใหม่ โดยออกแบบตามเงื่อนไขของชุดทดลอง ตามการศึกษาของ Chunnanond and Aphornratana (2004: 311-322)

1.4.4 สร้างแบบจำลองสำหรับอีจีคเตอร์ที่ออกแบบไว้ ใน GAMBIT ซึ่งเป็นโปรแกรมที่ใช้สร้างกริด (mesh) ทั้ง 2 มิติ และ 3 มิติ

1.4.5 ใช้ CFD code (FLUENT) ศึกษาสมรรถนะของอีจีคเตอร์

1.4.5.1 เปรียบเทียบผลของ CFD กับ ผลการทดลองของผู้ที่ได้ทำการก่อสำหรับแบบจำลองอย่างง่าย

1.4.5.2 ทดสอบสมรรถนะอีจีคเตอร์แบบใหม่ที่ได้ทำการออกแบบไว้ โดยศึกษาผลกระทบของเงื่อนไขสภาพการทำงานของระบบที่มีต่ออีจีคเตอร์ อันได้แก่ อุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ เครื่องระเหย และ ความคันของเครื่องควบแน่น

1.4.5.3 แก้ไขปรับปรุงแบบ เมื่อพบว่าอีจีคเตอร์ให้ประสิทธิภาพไม่น่าพอใจ

1.4.6 สร้างอีจีคเตอร์ที่ได้จากการคำนวณ โดย CFD สำหรับใช้ในการทดลองจริง

1.4.7 ทดสอบคุณลักษณะของอีจีคเตอร์ที่สร้างโดยการทำการทดลอง กับชุดการทดลองที่ใช้ในเอกสารข้างต้น (Chunnanond and Aphornratana, 2004: 311-322) ซึ่งตั้งอยู่ที่ ศูนย์วิจัยนานาชาติสิริธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ เป็นชุดทดลองระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ที่ใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น และสามารถทำความเย็นได้ ประมาณที่ 3 kW

1.4.8 วิเคราะห์และสรุปผลการศึกษาเปรียบเทียบ

1.4.8.1 เปรียบเทียบสมรรถนะ อีจีคเตอร์แบบใหม่และทั่วไป

1.4.8.1 ศึกษาพัฒนาระบบและปรากฏการไหลที่เกิดภายในอีจีคเตอร์รูป่างใหม่จากแบบจำลอง CFD

1.4.9 สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน ออกแบบระบบ ประเมินต้นทุนการสร้างและเบริญเทบกับระบบปรับอากาศในปัจจุบัน

1.4.10 เทียนรายงานการวิจัยฉบับสมบูรณ์

1.5 อุปกรณ์ที่ใช้ในการวิจัย

1.5.1 โปรแกรมสำเร็จรูปการคำนวณของไอลพลศาสตร์ (CFD) ชื่อ FLUENT และโปรแกรมสร้างรูป่างแบบจำลอง GAMBIT

1.5.2 คอมพิวเตอร์ความเร็วสูงสำหรับทำการคำนวณของ CFD

1.5.3 ชุดทดลองของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ ที่ใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นและมีสมรรถนะทำความเย็นที่ 3 kW (ชุดทดลอง ตามเอกสารอ้างอิงของ Chunnanond and Aphornratana (2004: 311-322))

1.5.4 โปรแกรม Engineering Equation Solver (EES)

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.6.1 ศึกษาการทำงานและออกแบบอีจีคเตอร์แบบใหม่ โดยใช้ความรู้ด้านของไอลพลศาสตร์และการคำนวณของไอลพลศาสตร์ (CFD)

1.6.2 การศึกษานี้อาจสามารถนำไปประยุกต์ใช้กับ อีจีคเตอร์ในงานอื่นได้

1.6.3 สร้างอีจีคเตอร์รูป่างใหม่ที่ให้ประสิทธิภาพสูงกว่าที่มีอยู่ในปัจจุบันซึ่งจะทำให้ระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์มีประสิทธิภาพสูงขึ้นด้วย

1.6.4 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ที่ใช้สำหรับออกแบบระบบ และประเมินราคาต้นทุนของระบบจริง

1.6.5 เสนอแนะถึงความเป็นไปได้ในการนำระบบไปใช้ในงานจริง

บทที่ 2

ทบทวนวรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

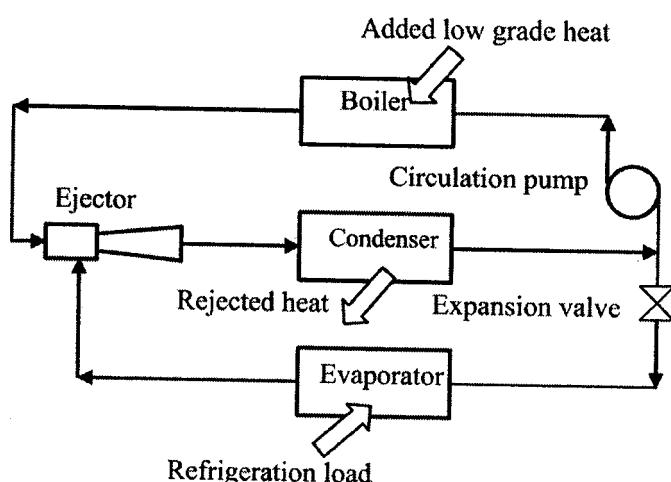
การศึกษางานวิจัยเกี่ยวกับระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ที่นักวิจัยท่านอื่นได้ทำมา ถือเป็นองค์ความรู้สำคัญ ก่อนการวิจัยและพัฒนาในขั้นสูงต่อไป ดังนั้น สำหรับที่จะได้นำเสนอ การศึกษาวิจัยที่ผ่านมา ซึ่งประกอบด้วย ทฤษฎี หลักการทำงาน ปัจจัยที่มีผลผลกระทบต่อสมรรถนะ ของอีจีคเตอร์ และระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ นอกจากนี้ยังได้กล่าว ถึงงานวิจัยที่นำเอา CFD มาช่วยศึกษาการไหลในอีจีคเตอร์

2.1 หลักการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์

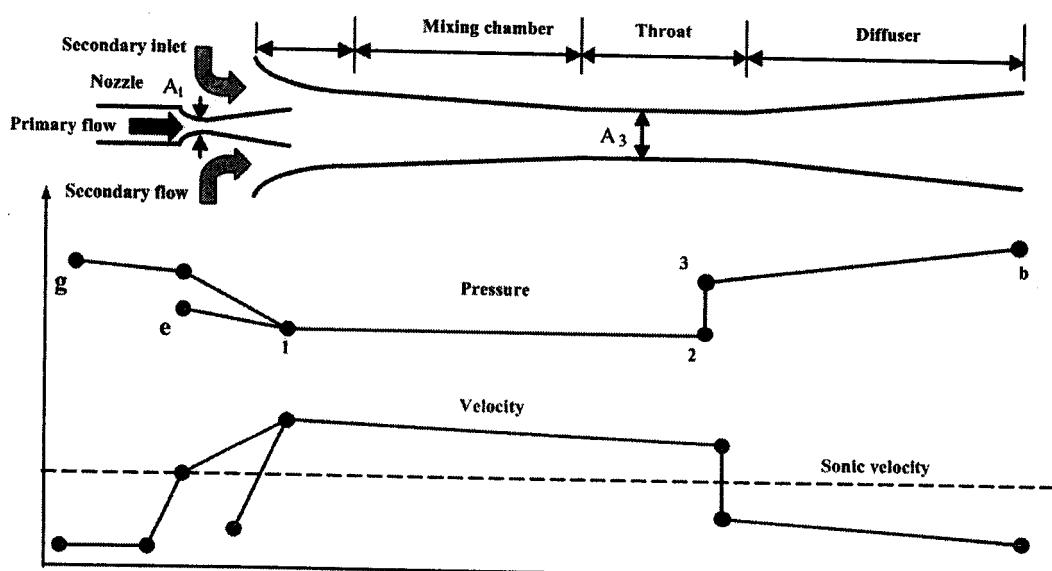
เป็นที่ทราบกันดีว่าอีจีคเตอร์ คืออุปกรณ์สำหรับการถ่ายเทนวัสดาร โดยอาศัยหลักการ เหนี่ยวนำของของไหลความเร็วสูงดูดรความเร็วต่ำให้เคลื่อนที่ตาม การศึกษาและวิจัยอีจีคเตอร์ ในอุดสาหกรรม ดำเนินการมามากกว่า 50 ปี แต่การพัฒนาอีจีคเตอร์เพื่อใช้ในระบบทำความเย็นนั้น เพิ่งมีนักวิจัยให้ความสนใจและศึกษาเมื่อไม่นานมานี้ โดยเฉพาะแนวความคิดของระบบทำความเย็น แบบอีจีคเตอร์ยังใหม่และมีการศึกษาและวิจัยน้อยอยู่

ระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์แสดงดังภาพที่ 2.1 จะเห็นว่า อีจีคเตอร์เป็นอุปกรณ์ ที่ใช้แทนเครื่องอัดไอ (compressor) ประภากลารณ์การไหลที่เกิดขึ้นในอีจีคเตอร์ แสดงดังภาพที่ 2.2 ของไหลปฐมภูมิ (primary fluid) จาก boiler ที่ความดันสูง ไหลเข้าสู่หัวฉีด (nozzle) ผ่านคอของ (throat) และขยายตัวผ่านออบริเวณปากทางออกหัวฉีด ที่ตำแหน่ง 1 ความดันสถิตของก๊าซปฐมภูมิ จะเปลี่ยนเป็นความเร็ว ทำให้ความดันที่ตำแหน่งดังกล่าว หรือ ที่ห้องผสม (mixing chamber) ต่ำลง และเหนี่ยวนำของไหลทุติยภูมิ (secondary fluid) มาจากเครื่องระเหย (evaporator) ขณะที่สาร ทึ้งสองผสมกันความดันจะคงที่ (Stocker, 1985) จนกระทั่งเกิด shock ช่วง (2-3 ในภาพที่ 2.2) ประภากลารณ์นี้เกิดขึ้นจากความดันบริเวณปากทางออกของอีจีคเตอร์มีค่าสูงแต่ความดันบริเวณ ห้องผสมมีค่าต่ำจึงทำให้ความเร็วของของผสมลดลงจาก supersonic เป็น subsonic อย่างรวดเร็ว หลังจาก shock ความดันบริเวณ diffuser จะเพิ่มขึ้น (ช่วง 3 – b) จนถึงปากทางออกของอีจีคเตอร์ ซึ่งจากการศึกษาของ Chunnanond and Aphornratana (2004: 311-322), Huang, Jiang, and Hu, (1985: 792-802), Eames, Aphornratana and Haider (1999: 351-361), Chen and Sun (1997: 384-394) และ Aidoun and Ouzzane (2004: 974-984) ให้การสนับสนุนข้อมูลฐานนี้ได้เป็นอย่างดี

Keenan and Neumann (1942: 75-81) และ Keenan, Neumann and Lustwerk (1950: 299-309) เป็นนักวิจัยคุณแรกที่เสนอทฤษฎีการไอลainอีเจ็คเตอร์ โดยวิเคราะห์การไอลain 1 มิติ ควบคู่กับการใช้ความสัมพันธ์ทางพลศาสตร์การไอลของก๊าซในอุตสาหกรรม ซึ่งมีความสัมพันธ์พื้นฐานจากกฎการอนุรักษ์ คือ สมการอนุรักษ์มวล (conservation of mass) สมการอนุรักษ์พลังงาน (conservation of energy) และ สมการอนุรักษ์โมเมนตัม (conservation of momentum) ซึ่งให้ผลเป็นที่ยอมรับได้ ทฤษฎีนี้เป็นหลักการพื้นฐานสำหรับการออกแบบ สามารถคาดคะเน คุณลักษณะของอีเจ็คเตอร์ได้และใช้กันอย่างกว้างขวางจนถึงปัจจุบัน

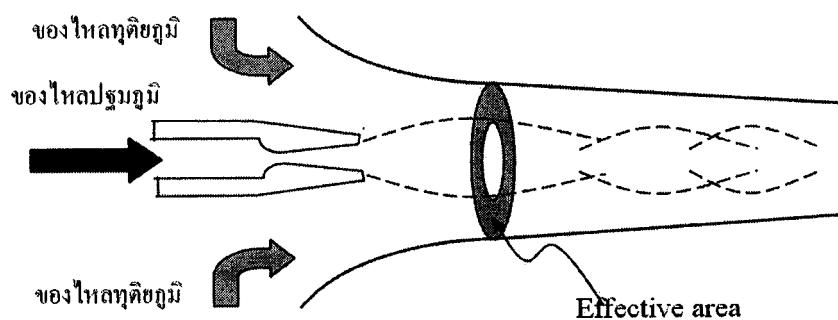


ภาพที่ 2.1 แผนผังแสดงระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์



ภาพที่ 2.2 คุณลักษณะการไอลainอีเจ็คเตอร์

เพื่อทำให้ทฤษฎีของ Kenann *et al.* (1950: 299-309) ถูกต้องมากยิ่งขึ้น Aphornratana (1996: 61-74) นำประสิทธิภาพไอเซนทรอบิกของอีเจ็คเตอร์แต่ละช่วงคำนวณเพิ่มในสมการ ทำให้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ใกล้เคียงความเป็นจริงมากยิ่งขึ้น แต่อย่างไรก็ตาม ทฤษฎีของ Keenann ที่ไม่สามารถอธิบายปรากฏการณ์ของอีเจ็คเตอร์ได้ทั้งหมด โดยเฉพาะอย่างยิ่ง กรณีที่สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์มีค่าคงที่ เมื่อความดันที่ปากทางออกอีเจ็คเตอร์ลดลง (constant capacity effect) ดังนั้น Munday and Bagster (1997: 442-449) จึงได้ศึกษากรณีคุณลักษณะดังกล่าวและอธิบายว่า ของไอล ทั้งสองจะยังไม่สมกันก่อนจนกว่าสารทุติยภูมิจะมีความเร็วเท่ากับเสียง (sonic condition) โดยมันติดให้การไหลของสารทุติยภูมิเสมือนกับการไหลผ่านคอของไอล (การ choking ของสารทุติยภูมิ) พร้อมนิยามพื้นที่หน้าตัดที่สารทุติยภูมิมีความเร็วเท่ากับเสียงว่า “effective area” (แสดงภาพที่ 2.3) ซึ่งต่อมา Haung *et al.* (1999: 379-388) พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จากทฤษฎีของ Munday and Bagster โดยพิจารณาขนาดของ effective area ร่วมกับสมการความสัมพันธ์ของของไอลควบคู่กับผลการทดลอง ซึ่งจากการศึกษาพบว่า ตำแหน่งและขนาดของ effective area จะขึ้นอยู่กับเงื่อนไขการทำงานของอีเจ็คเตอร์



ภาพที่ 2.3 effective area ที่เกิดขึ้นในอีเจ็คเตอร์

นอกจากทฤษฎีที่กล่าวไว้ข้างต้นแล้ว ยังมีแนวคิดและวิธีการรูปแบบอื่นๆ ที่สามารถช่วยอธิบายและศึกษาคุณลักษณะของอีเจ็คเตอร์ให้มีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น

Rogdakis and Alexis (2000: 1841-1849) ได้ใช้ความสัมพันธ์เชิงอุณหพลศาสตร์ (thermodynamics) และการเปลี่ยนสถานะของสารทำงานในอีเจ็คเตอร์ ทำการเปรียบเทียบกับทฤษฎีของ Munday and Bagster (1997: 442-449) แต่อย่างไรก็ตามสมมติฐานและสมการความสัมพันธ์นี้ มีข้อจำกัด เนื่องจากสามารถใช้อธิบายได้เฉพาะกรณีที่ สารทำความเย็นในอีเจ็คเตอร์มีองค์ประกอบ

ของของเหลวอยู่ด้วย (สภาพของผสม) ซึ่งโดยทั่วไปแล้วสารทำงานที่ไหลเข้าอีจีคเตอร์จะมีสถานะเป็นไอดองมาก เพราะบางระบบมีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนယุดยิ่ง (super heater) ด้วย

Aidoun and Ouzzane (2004: 974-984) ใช้แนวคิดและหลักการวิเคราะห์ทางคณิตศาสตร์สำหรับการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติใน 1 มิติ ของการไหลแบบขุ่นตัวได้ (compressible fluid) โดยพิจารณาต่อผลของการไหลผ่านอีจีคเตอร์และใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ทำการคำนวณการไหลที่เกิดขึ้นแต่เนื่องจากความสัมพันธ์นี้ พิจารณาเพียง 1 มิติ จึงแตกต่างจากคุณลักษณะการไหลในอีจีคเตอร์ที่เกิดขึ้นจริง เพราะความเสียดทาน จะมีโดยรอบผนังของอีจีคเตอร์นอกจากนี้ความดันตรงแกนกลางของอีจีคเตอร์ มิได้คงที่ตามสมมติฐานของ Aidoun and Ouzzane แต่จะกว้างตัว เนื่องจากสารมีความเร็วสูงมากและอิทธิพลของ shear layer

ปัจจุบัน นักวิจัยได้นำเอาความรู้ด้าน การคำนวณของไหลพลศาสตร์หรือ Computational Fluid Dynamics (CFD) มาเป็นเครื่องมือช่วยเก็บปัญหาพลศาสตร์การไหล อย่างกว้างขวาง สำหรับกรณีการไหลที่เกิดขึ้นกับอีจีคเตอร์กีเซ่นเดียวกัน มีนักวิจัยหลายท่านพยายามนำผลของ CFD ช่วยศึกษาและอธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในอีจีคเตอร์ เนื่องจากผลงานอย่างการทดลองไม่สามารถทำอีกทั้งยังจำกัดเวลาและค่าใช้จ่าย

2.2 ปัจจัยที่ส่งผลกระทบของอีจีคเตอร์

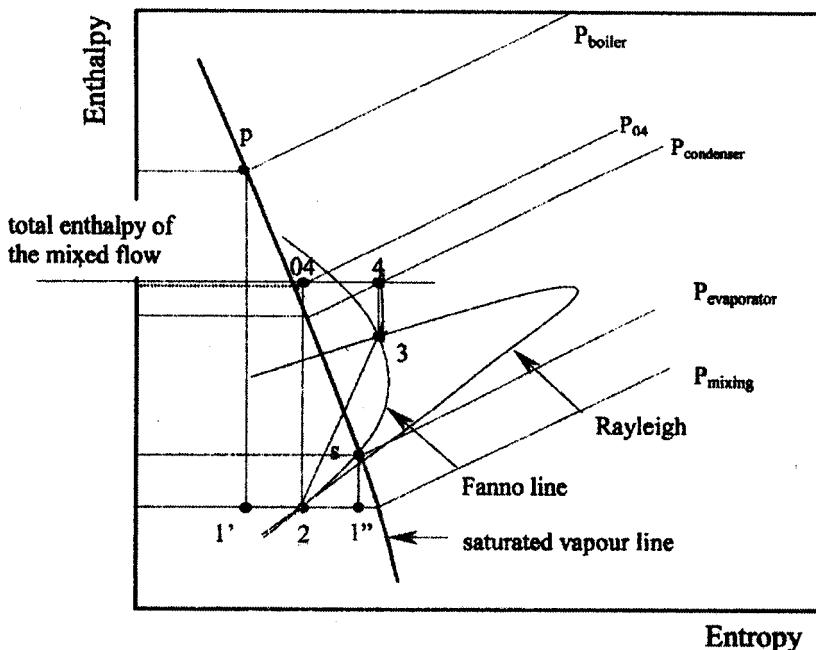
2.2.1 ประสิทธิภาพของอีจีคเตอร์

คุณลักษณะบ่งบอกประสิทธิภาพของอีจีคเตอร์มี 2 อย่างด้วยกัน คือ Entrainment ratio (R_m) และ Pressure lift ratio (PLR) โดยมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$\text{Entrainment ratio} \quad R_m = \frac{\text{mass of secondary flow}}{\text{mass of primary flow}} \quad (2.48)$$

$$\text{Pressure lift ratio} \quad PLR = \frac{\text{static pressure at diffuser exit}}{\text{static pressure of secondary flow}} \quad (2.49)$$

ทั้งนี้ค่า R_m ของอีจีคเตอร์จะส่งผลกระทบต่อสมรรถนะทำความเย็นของระบบโดยตรง และ PLR จะบ่งชี้ข้อจำกัดในการทำความดันระหว่างห้องทำความเย็นกับสิ่งแวดล้อม โดยค่าทั้งสองจะแปรผูกพันกัน กล่าวคือหากอีจีคเตอร์มี R_m สูงจะทำให้ PLR มีค่าต่ำ และสิ่งนี้เป็นอุปสรรคต่อการพัฒนาอีจีคเตอร์สำหรับระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ให้มีประสิทธิภาพสูง



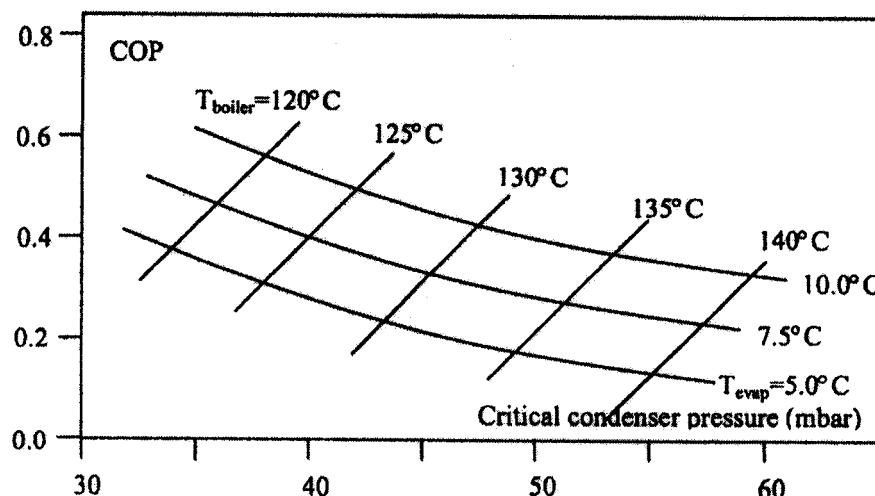
ภาพที่ 2.4 Mollier's chart ของอีเจ็คเตอร์ (Chunnanond and Aphornratana, 2004: 129-155)

การสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการไหลดผ่านอีเจ็คเตอร์ ส่วนหนึ่งเกิดขึ้นจากปรากฏารณ์ “shock” เพราะความเร็วที่แตกต่างกันของสารที่ไหลดเข้ากับออกอีเจ็คเตอร์ การเกิด shock คือสาเหตุหลักที่ทำให้เกิดพลังสูญเสียของการไหลด สำหรับจาก Mollier's chart ของการไหลดภายในอีเจ็คเตอร์ (ภาพที่ 2.4) ถ้ากระบวนการในอีเจ็คเตอร์ไม่เกิด shock (2 ไป 3) ขึ้น ความดันที่อีเจ็คเตอร์ทำได้จะสูงสุดที่ P_{04} ซึ่งอีเจ็คเตอร์ที่สามารถทำได้เช่นนี้เป็นเพียงอีเจ็คเตอร์ในอุดมคติ (ideal ejector) เท่านั้น นอกจานี้แล้ว จากรูปที่ 2.4 จะเห็นว่าการสูญเสียอีกประการเกิดขึ้นจากการพสมะระหว่างสารทำงานของอีเจ็คเตอร์ (จาก 1' ไป 2 และ 1'' ไป 2) ดังนั้น โดยทั่วไปแล้วกระบวนการที่เกิดขึ้นผ่านอีเจ็คเตอร์จะเป็นกระบวนการผันกลับไม่ได้ (irreversible process)

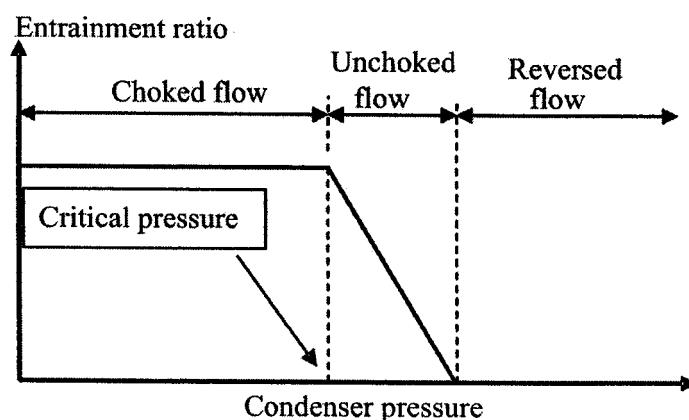
2.2.2 ปัจจัยที่มีผลกระทบต่อสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์

2.2.2.1 ผลกระทบจากเงื่อนไขการทำงาน ดังที่กล่าวไว้ข้างต้นว่า ค่า R_m ถูกจำกัดด้วยความดันปากทางออกของอีเจ็คเตอร์ หรือ ค่า critical back pressure (CBP) ซึ่งเป็นความดันสูดท้ายของ condenser ที่อีเจ็คเตอร์สามารถทำงานได้โดยสมรรถนะการเหนี่ยวนำ (R_m) ไม่ลดลงนักวิจัยพยามทำการศึกษาอิทธิพลจากสภาพการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ที่มีต่อคุณลักษณะของอีเจ็คเตอร์อย่างกว้างขวาง โดยทำการทดลองเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิหรือความดันของอุปกรณ์ เครื่องควบแน่น เครื่องกำเนิดไอ และเครื่องระบาย

จากผลการศึกษาที่ผ่านมาของ Rogdakis and Alexis (2000: 1841-1849), Aidoun and Ouzzane (2004: 974-984), Aphornratana, Chungpaibulpatana and Srikhirim (2001: 397-411), Eames, *et al.* (1997: 378-386), Sun (1996: 919-929), Al-Khalidy (1997: 56-64) และ Alexis (2004: 2657-2663) พบว่าเมื่อลดอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไฟและเพิ่มอุณหภูมิเครื่องระเหย อีจีคเตอร์ มีค่า R_m สูงขึ้น และค่า ϵ ของคงที่หากเพิ่มความดันของเครื่องควบแน่น ให้สูงขึ้นโดยไม่เลยจุด CBP ดังแสดง พฤติกรรมตามภาพที่ 2.5 และ 2.6



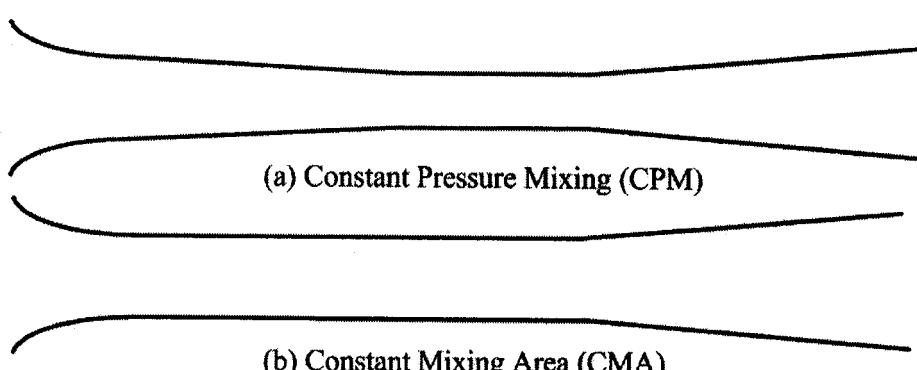
ภาพที่ 2.5 อิทธิพลของสภาพแวดล้อมในการทำงานที่มีต่อสมรรถนะทำงานเย็น (Chunnanond and Aphornratana, 2004: 129-155)



ภาพที่ 2.6 คุณลักษณะโดยทั่วไปของอีจีคเตอร์

คุณลักษณะทั่วไปของอีเจ็คเตอร์ แสดงไว้ดังภาพที่ 2.6 จากภาพเราสามารถแบ่งคุณลักษณะการไหลตามความดันที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์หรือเครื่องควบแน่นได้เป็น 3 ช่วง คือ 1) Choked flow 2) Unchoked flow และ 3) Reversed flow กรณีความดันที่ปากทางออกต่ำกว่าจุด CBP การไหลจะอยู่ในช่วง choked flow โดย R_m จะมีค่าคงที่ ทำให้สมรรถนะการทำความเย็นของระบบทำความเย็น แบบอีเจ็คเตอร์ (COP) มีค่าคงที่ Munday and Bagster (1997: 442-449) ระบุว่า พฤติกรรมของอีเจ็คเตอร์ ดังกล่าวว่ามีสาเหตุจากการ choking ของสารทำงานที่มาจากการเครื่องระเหยภายในบริเวณห้องผสมของอีเจ็คเตอร์ สังเกตได้จากอัตราการไหลของของไหหุติยกมิจะไม่เข้ากับความดันปากทางออกของอีเจ็คเตอร์

2.2.2.2 ผลกระทบจากปริมาณรูปร่างของอีเจ็คเตอร์ โดยทั่วไป อีเจ็คเตอร์แบ่งตามรูปร่างออกเป็น 2 ประเภท ได้แก่ อีเจ็คเตอร์แบบ constant pressure mixing (CPM) และ constant mixing area (CMA) แสดงดังภาพที่ 2.7 อีเจ็คเตอร์ทั้งสองประเภทมีคุณสมบัติต่างกัน โดยอีเจ็คเตอร์แบบ CMA สามารถเหนี่ยวนำสารทุติกนิได้มากหรือมีค่า R_m สูง แต่มีจุด CBP ต่ำ ขณะที่อีเจ็คเตอร์แบบ CPM มีค่า R_m ต่ำ แต่จุด CBP สูง Aphornratana *et al.* (2001: 397-411) การเลือกใช้อีเจ็คเตอร์ทั้งสองประเภทนั้นจะขึ้นอยู่กับช่วงความดันและอัตราการเหนี่ยวนำสารที่ต้องการสำหรับงานนั้นๆ ซึ่งในระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ความดันระหว่างเครื่องระเหยกับเครื่องควบแน่นมีค่าต่างกันค่อนข้างมาก ดังนั้ออีเจ็คเตอร์แบบ CPM จึงได้รับความนิยมมากกว่าแบบ CMA



ภาพที่ 2.7 ประเภทของอีเจ็คเตอร์ (a) อีเจ็คเตอร์แบบ CPM (b) อีเจ็คเตอร์แบบ CMA

โดยทั่วไปอีเจ็คเตอร์มีองค์ประกอบตามภาพที่ 2.2 ซึ่ง แบ่งออกเป็น 2 ส่วนสำคัญ คือ 1) หัวฉีดสารปฐมภูมิ (primary nozzle) ซึ่งภายในมีข้อดัดทำหน้าที่เปลี่ยนความดันสกิดเป็นความเร็ว และ 2) อีเจ็คเตอร์ แบ่งออกเป็น 4 ส่วน คือ ทางเข้าสารทุติกนิ (secondary inlet), ห้องผสม (mixing chamber), บริเวณพื้นที่หน้าตัดคงที่ (throat) และ ท่อกระจายตัว (diffuser)

ESDU (Engineering Sience Design Unit) แนะนำการออกแบบอีจีเคเตอร์และกล่าวถึงอิทธิพลจากปร่างส่วนประกอบของอีจีเคเตอร์ (ESDU International Ltd, 1985) ไว้ดังนี้

หัวฉีดสารปฐมภูมิ (Primary nozzle) และตำแหน่งของหัวฉีด (position of nozzle) : ภายในมีท่อของอดชนิด convergent-divergent ทำหน้าที่เปลี่ยนความดันสถิตของของไหลให้เป็นความเร็ว พื้นที่หน้าตัดของคอกอดและตำแหน่งหัวฉีด (NXP) จะส่งผลต่อสมรรถนะของอีจีเคเตอร์ โดยตรงและกล่าวรายละเอียดต่อไปในบทที่ 3 การศึกษาอิทธิพลของตำแหน่งหัวฉีดยังมีทฤษฎีและข้อมูลน้อยมาก ดังนั้นการระบุตำแหน่งหัวฉีดที่เหมาะสมซึ่งทำให้อีจีเคเตอร์มีสมรรถนะสูงสุด จึงทำได้ยาก แต่โดยทั่วไปแล้ว เมื่อเคลื่อนหัวฉีดเข้าหาห้องผสม อีจีเคเตอร์จะเหนี่ยวนำสารได้คล่อง (Chunnanond, 1994) เนื่องจากขนาดช่องทางเข้าของสารทุติยภูมิจะมีขนาดเล็กลง การสร้างพื้นผิวของหัวฉีดก็มีความสำคัญต่อประสิทธิภาพของอีจีเคเตอร์เช่นกัน เพราะโดยส่วนใหญ่ การสูญเสียในหัวฉีดเกิดขึ้นจากการระเหยของไหลความเร็วสูงกับพื้นที่ผิวของอีจีเคเตอร์

ทางเข้าสารทุติยภูมิ (Secondary inlet) : เป็นส่วนที่กำหนดหรือบังคับนุ่มนวลของสารทุติยภูมิก่อนจะเข้าห้องผสม เนื่องจากความเร็วที่ทางเข้าของสารทุติยภูมิค่าต่ำ การสูญเสียพลังงานการไหลจึงมีน้อยกว่าที่เกิดขึ้นกับหัวฉีด โดยทั่วไปท่อทางเข้าของสารทุติยภูมิจะไม่ว่างท่อให้ไหลเข้าส่วนกับทิศทางการไหลของสารปฐมภูมิจากหัวฉีด เพราะมีผลเสียต่อประสิทธิภาพของอีจีเคเตอร์ได้เช่นกัน

ห้องผสม (Mixing chamber) และ ส่วนพื้นที่หน้าตัดคงที่ (throat) : เป็นบริเวณที่ของไหลทึ่งสองเข้ามาพสมกันและแยกเปลี่ยนพลังงานระหว่างกัน ก่อนถูกส่งไปยังบริเวณ diffuser ดังนั้นรูปร่างลักษณะของห้องผสมจึงส่งผลต่อประสิทธิภาพของการผสมกันในอีจีเคเตอร์โดยตรง หากอีจีเคเตอร์สามารถผสมสารทุติยภูมิกับปฐมภูมิได้อย่างมีประสิทธิภาพ อีจีเคเตอร์จะสามารถทำความดันได้สูง ในอีจีเคเตอร์แบบ CPM ห้องผสมจะมี 2 ส่วน คือ บริเวณท่อ convergent และบริเวณพื้นที่หน้าตัดคงที่ จากการวิจัยและศึกษาของ Chunnanond พบว่าความยาวของห้องผสมจะไม่ส่งผลกระทบต่อการเหนี่ยวนำมวลสารของอีจีเคเตอร์แต่มีผลกับความดันสูงสุดที่อีจีเคเตอร์ทำได้

ท่อกระจายตัว (Diffuser) : เป็นช่วงปรับความดันของของไหลภายในอีจีเคเตอร์ ให้เท่ากับความดันของอุปกรณ์ที่ต่อพวงกับปากทางออกของอีจีเคเตอร์ ส่วนมากจะปร่างท่อกระจายตัวของอีจีเคเตอร์จะมีลักษณะเป็นท่อ divergent นุ่มและความยาวของท่อกระจายตัวจะส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพของอีจีเคเตอร์ด้วย เนื่องจากส่งผลต่อการสูญเสียที่เกิดขึ้นในท่อกระจายตัว

Area ratio (Ar) : เป็นอัตราส่วนระหว่างพื้นที่หน้าตัดที่เล็กที่สุดของห้องผสม หรือบริเวณพื้นที่หน้าตัดคงที่ (A_3) ต่อ พื้นที่หน้าตัดที่เล็กที่สุดของคอกอดในหัวฉีด (A_1) ดังสมการ

$$Ar = \frac{A_3}{A_t} \quad (2.24)$$

ค่า Ar คือพารามิเตอร์ที่มีผลกระบวนการต่อประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์อย่างมาก มีนักวิจัยหลายคนได้พยายามศึกษาและเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อหาค่าที่เหมาะสมที่สุด สำหรับประบุกต์ใช้งานอีเจ็คเตอร์ในอุตสาหกรรม จากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่า เมื่อ Ar มีค่าสูง อีเจ็คเตอร์จะเหนี่ยวนำสารได้มากแต่ความดันที่อีเจ็คเตอร์ทำได้จะต่ำ ทั้งนี้จะขึ้นอยู่กับเงื่อนไขการทำงานของอีเจ็คเตอร์ด้วย

2.3 การออกแบบอีเจ็คเตอร์

ESDU ซึ่งเป็นมาตรฐานการออกแบบด้านวิศวกรรมของไอล ได้แนะนำวิธีการออกแบบ อีเจ็คเตอร์ โดยใช้ทฤษฎีร่วมกับผลการทดลองเพื่อหาขนาดของอีเจ็คเตอร์แบบ 1 มิติในแนวหน้าตัด สามารถคำนวณหา เส้นผ่านศูนย์กลางของอีเจ็คเตอร์ 3 ตำแหน่ง คือหน้าตัดที่เล็กที่สุดของห้องผสม ปากทางออกและ出口ของหัวฉีด ขณะที่ความยาวและรูปร่างส่วนอื่นของอีเจ็คเตอร์ สามารถนำ ข้อมูลน้ำของ ESDU มาใช้ได้ แต่สังเกตเห็น ได้ว่าอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบได้ อาจจะไม่ใช้อีเจ็คเตอร์ที่ มีรูปร่างและขนาดเหมาะสมที่สุด ดังนั้นกาวิจัยหลายท่านได้พยายามคิดค้นทฤษฎีและวิธีการใหม่ๆ เพื่อการออกแบบอีเจ็คเตอร์ให้มีประสิทธิผลดีที่สุด

Eames (2002: 121-131) เสนอหลักการออกแบบของหัวฉีดในอีเจ็คเตอร์ใหม่ โดยใช้แนวคิด “การเท่ากันของอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมภายในหัวฉีด (constant rate of momentum change, CRMC)” โดยมีจุดประสงค์เพื่อลดการสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการณ์ shock ภายในอีเจ็คเตอร์ พนวนาอีเจ็คเตอร์รูปร่างใหม่นี้ สามารถทำความดัน(CBP)ได้สูงกว่าอีเจ็คเตอร์ทั่วไป ประมาณ 40% โดยค่า Rm หรือการเหนี่ยวนำสารของอีเจ็คเตอร์ไม่ลดลง

Garris (1997) และ Mavriplis and Garris (2004) พยายามเพิ่มประสิทธิภาพอีเจ็คเตอร์ ด้วยการลดความเร็วในการขยายตัวของก๊าซปูนภูมิที่ปากหัวฉีด โดยให้สารไอลผ่าน self-rotating skew ส่งผลให้การไอลเป็นแบบหมุนเกลียวเพื่อช่วยลดการสูญเสียพลังงานเนื่องจากการผสมกันของสารปูนภูมิกับทุติยภูมิ จากแนวความคิดนี้ ต่อมาก Chang and Chen (2000: 203-211) สร้างหัวฉีดแบบ petal nozzle และทำการศึกษาทดลองพบว่า อีเจ็คเตอร์สามารถทำความดันได้สูงขึ้นมาก และ Rm มีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย แต่ย่างไรก็ตามอีเจ็คเตอร์ทั้งสองรูปร่างมีอุปสรรคสำคัญที่ต้องแก้ไข คือการสร้างระดับสูง จริงอยู่มาก เนื่องจากมีรูปร่างซับซ้อนและบางชิ้นส่วนต้องใช้โทกโน โลยีการสร้างระดับสูง

2.4 แบบจำลอง CFD ของอีเจ็คเตอร์

การนำ CFD เข้ามาเป็นเครื่องมือสำหรับการศึกษาการไหลในอีเจ็คเตอร์จะช่วยลดต้นทุน และประหยัดเวลา อีกทั้งสามารถแสดงผลบางอย่างที่การทดลองจริงทำไม่ได้ ซึ่งที่ผ่านมา มีการนำ CFD มาใช้กับกรณีของอีเจ็คเตอร์บ้างแล้ว ดังนี้

Riffat and Omer (2001: 115-128) ทำการจำลองการไหลที่เกิดขึ้นภายในอีเจ็คเตอร์ กับระบบทำความเย็นที่ใช้ methanol เป็นสารทำงาน โดยสร้างรูปร่างของอีเจ็คเตอร์ใน 3 มิติ จำลอง ความปั่นป่วนด้วย $k - \varepsilon$ model แบบ Renormalization (RNG) และกำหนดเงื่อนไขขอบเขต ทางเข้า และออก เป็น flow inlet และ flow outlet ตามลำดับ โดยทำการศึกษาผลกระทบจากคุณลักษณะของ อีเจ็คเตอร์ เมื่อเปลี่ยนแปลงตำแหน่งปากทางออกของ nozzle (nozzle exit position, NXP) เมื่อ เปรียบเทียบระหว่างผลของ CFD และ การทดลองพบว่าให้ผลใกล้เคียงกัน

Rusly *et al.* (2002: 115-128, 2005: 1091-1101) ทำการจำลองอีเจ็คเตอร์เป็นแบบ 2 มิติ และใช้แบบจำลองการปั่นป่วนของ $k - \varepsilon$ model แบบ realisable ซึ่งสามารถจำลองการไหลที่ เกิดขึ้นในอีเจ็คเตอร์ได้ดีกว่าแบบ Renormalization (RNG) นอกจากนี้แล้วยังกำหนดการคำนวณ คุณสมบัติสารทำความเย็นเป็นแก๊สจริง (real gas model) ซึ่งทำให้แบบจำลองนี้ใกล้เคียงกับความ เป็นจริงมากขึ้น ต่อมา Chunnanond (1994), และ Pianthong, Seehanam, Chunnanond, Aphornratana and Behnia (2004) นำแบบจำลองของ Rusly *et al.* ศึกษาผลกระทบจากการ เปลี่ยนแปลงรูปร่างที่มีต่อสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์และตรวจสอบผลของ CFD กับผลการทดลอง

Bartosiewicz, Aidoun, Desveaux and Mercadier (2004: 56-70) ศึกษาและทดสอบ แบบจำลองความปั่นป่วนที่ใช้สำหรับคำนวณใน CFD ในปัจจุบัน โดยนำมาเปรียบเทียบกับผลการ ทดลองพบว่า แบบจำลองความปั่นป่วน $k - \omega$ ให้ผลใกล้เคียงกับการทดลองมากที่สุด นอกจากนี้ แล้ว Bartosiewicz, Aidoun and Mercadier (2005: 604-612) ยังได้เปรียบเทียบผลของ CFD กับ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Aidoun *et al.* (2004: 974-984) โดย วิเคราะห์การไหลใน 1 มิติ ปรากฏว่า CFD ให้ผลติดกัน ทั้งยังสามารถศึกษาพฤติกรรมการไหลในอีเจ็คเตอร์ในช่วงเกิดการไหล ขึ้นกลับ (reverse flow) ได้ด้วย

จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาทำให้ทราบ ลำดับขั้นงานวิจัย ของระบบทำความเย็น แบบอีเจ็คเตอร์ จำกัดถึงปัจจุบัน ซึ่งพบว่า การศึกษาแบ่งออกเป็น 2 ลักษณะ คือการใช้การทดลอง และการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ แต่ก็มีบางงานวิจัย ซึ่งส่วนใหญ่จะอยู่ในช่วงปัจจุบัน ที่ได้นำ CFD มาช่วยศึกษาปรากฏการณ์ของอีเจ็คเตอร์

บทที่ 3 ทฤษฎีเกี่ยวข้อง

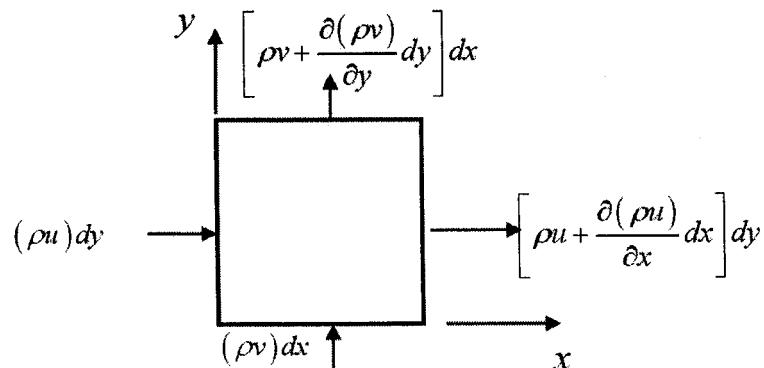
จากการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่า เรายสามารถนำทฤษฎีด้านพลศาสตร์ของไอลเพื่อใช้มาอธิบายปรากฏการณ์การไอลในอีเจ็คเตอร์ได้ ดังนั้นในบทนี้จึงจะนำเสนอพื้นฐานความรู้ของ การไอลแบบอัดตัวได้ และการแก้ปัญหาด้วยการคำนวณของไอลพลศาสตร์ (Computational Fluid Dynamics, CFD) ซึ่งเกี่ยวข้องกับสมการอนุรักษ์ ทฤษฎีความปั่นป่วนและระเบียนวิธีคำนวณแบบ ปริมาตรสี่เหลี่ยม (finite volume method) เพื่อให้เป็นองค์ความรู้พื้นฐานสำหรับการศึกษาวิจัยของ อีเจ็คเตอร์ในขั้นสูงต่อไป

3.1 สมการอนุรักษ์การไอลของไอล

สมการอนุรักษ์เป็นสมการแสดงความสัมพันธ์ของของไอลที่เกิดขึ้นจริงในการไอล (ปราโมทย์ เศษชาญไพบูลย์, 2545) ซึ่งแสดงในรูปของสมการเชิงอนุพันธ์ ตามการเปลี่ยนแปลงสมบัติที่เกิดขึ้น สมการการเหล่านี้ได้มาจากกฎการอนุรักษ์ 3 ข้อ ได้แก่ อนุรักษ์มวล อนุรักษ์พลังงานและ อนุรักษ์โมเมนตัม ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

3.1.1 สมการอนุรักษ์มวล

พิจารณาเมื่อของไอลเดินทางผ่านกรอบเล็กๆ ขนาด dx และ dy ดังภาพที่ 3.1 จากหลักความเป็นจริงที่ว่า มวลไม่สามารถสูญหายไปไหน ดังนั้นปริมาณมวลที่ไอลเข้าและออก บริเวณควบคุมนี้จะเท่ากัน นั่นคือ



ภาพที่ 3.1 รูปแบบของมวลผ่านกรอบขนาดเล็ก

$$\text{ในทิศแกน } x ; \quad \left[\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right] dy - [\rho u] dy = \frac{\partial(\rho u)}{\partial(x)} dxdy \quad (3.1)$$

$$\text{ในทิศแกน } y ; \quad \left[\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dy \right] dx - [\rho v] dx = \frac{\partial(\rho v)}{\partial(y)} dxdy \quad (3.2)$$

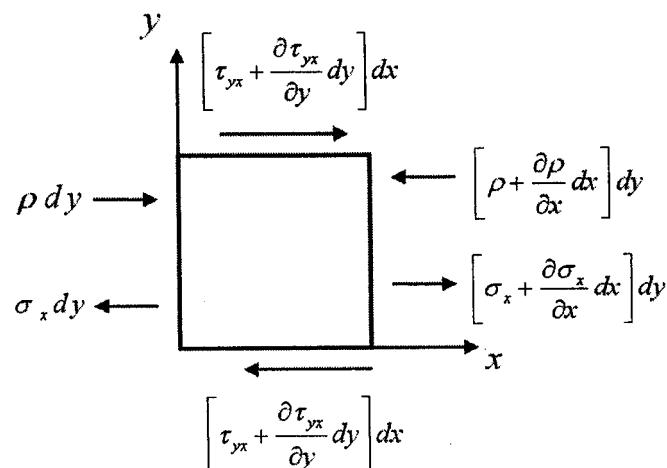
โดย u และ v เป็นความเร็วของ流ในแนวแกน x และ y ตามลำดับ ซึ่งความเร็วอยู่ใน x ค่าขึ้นอยู่กับพิกัด x, y นั่นคือ $u = u(x, y, t)$ และ $v = v(x, y, t)$ และเนื่องจากปริมาณมวลในกรอบเล็กๆ เป็น $\rho dxdy$ ดังนั้นอัตราการเปลี่ยนแปลงของมวลที่ลดลงไป คือ $-\frac{\partial \rho}{\partial t} dxdy$ หมายความว่า ปริมาณที่เพิ่มขึ้นของมวลจะเท่ากับปริมาณที่ลดลงภายในการอบเล็กๆ จะได้สมการที่ (3.4) ซึ่งเป็นสมการเชิงอนุรักษ์มวล ซึ่งเป็นสมการอธินายการไหลสมการแรก

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \right] = 0 \quad (3.3)$$

$$\text{หรือ} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.4)$$

3.1.2 สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

พิจารณามวลของไหลเล็กๆ ขนาด dx และ dy ดังภาพที่ 3.2



ภาพที่ 3.2 รูปแบบของแรงที่กระทำกับมวลของไหลขนาดเล็ก

จากกฎข้อที่สองของนิวตัน $F = ma$ เมื่อพิจารณาแรงร่วมในทิศแกน x จะได้

$$F_x = \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \sigma}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \right] dx dy + \rho f_x dx dy \quad (3.5)$$

มวลของก้อนของไอลนีคือ $m = \rho(dx dy)$ และความเร่งตามแนวแกน x คือ $a_x = \frac{Du}{Dt}$ แทนค่า m, a_x ลงในกฎข้อที่สองของนิวตัน สมการที่ (2.5) จะได้

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \rho f_x \quad (3.6a)$$

ทำนองเดียวกันตามแนวแกน y จะได้

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \rho f_y \quad (3.6b)$$

จากสมการที่ (3.7a และ 3.7b) เป็นสมการอนุพันธ์สัมบูรณ์ซึ่งสามารถจัดให้อยู่ในสมการเชิงอนุพันธ์ธรรมชาติ เช่นสมการที่ (3.4) จะได้

ในทิศแกน x

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \operatorname{div}(\vec{V}) + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[u \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \rho f_x \quad (3.7a)$$

ในทิศแกน y

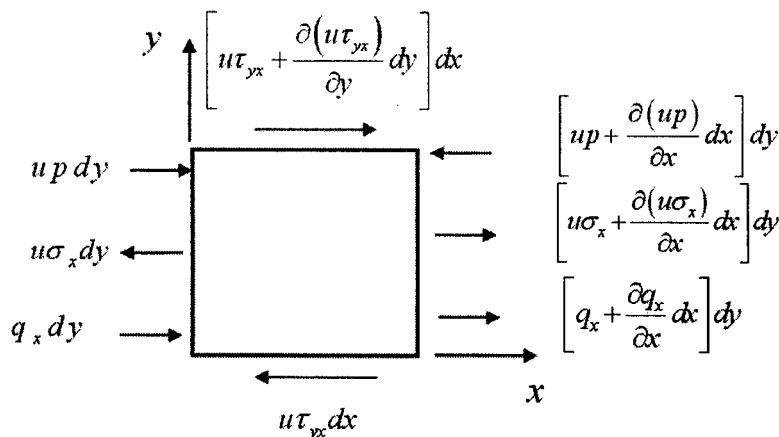
$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \operatorname{div}(\vec{V}) + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[u \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \rho f_y \quad (3.7b)$$

สมการ (3.7a - 3.7b) นี้แสดงถึงสมการเชิงอนุรักษ์โนเมนตัมของมวลของไอล

3.1.3 สมการอนุรักษ์พลังงาน

พิจารณางานและพลังงานที่เกิดขึ้นกับก้อนมวลขนาด dx และ dy ดังภาพที่ 3.3 จากหลักการอนุรักษ์พลังงานของของไหลดและกฎข้อที่สองของเทอร์โนไคนาติก จะได้ว่า “อัตราการเปลี่ยนแปลงของพลังงานในก้อนมวลจะเท่ากับปริมาณความร้อนที่ให้แก่ก้อนมวลน้ำกับอัตราของงานที่เกิดขึ้นเนื่องจากแรงต่างๆที่กระทำบนก้อนมวลนั้น” (ปราโมทย์ เศษช่อฟ้า, 2545) ซึ่งสามารถสร้างความสัมพันธ์ในรูปของสมการเชิงอนุพันธ์ได้เป็น

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{V^2}{2} \right) = \rho \bar{Q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial y} + \frac{\partial (u\sigma_x)}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} \\ + \frac{\partial (v\sigma_y)}{\partial y} + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \rho \vec{f} \cdot \vec{V} \quad (3.8)$$



ภาพที่ 3.3 พิจารณางานและพลังงานที่เกิดขึ้นกับก้อนมวลขนาด dx และ dy

จากสมการ (3.8) สามารถเปลี่ยนให้อยู่ในรูปของสมการเชิงอนุพันธ์ธรรมชาติได้เป็น

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \right] + \operatorname{div} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \right] = \rho \bar{Q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial y} \\ + \frac{\partial (u\sigma_x)}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (v\sigma_y)}{\partial y} + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \rho \vec{f} \cdot \vec{V} \quad (3.9)$$

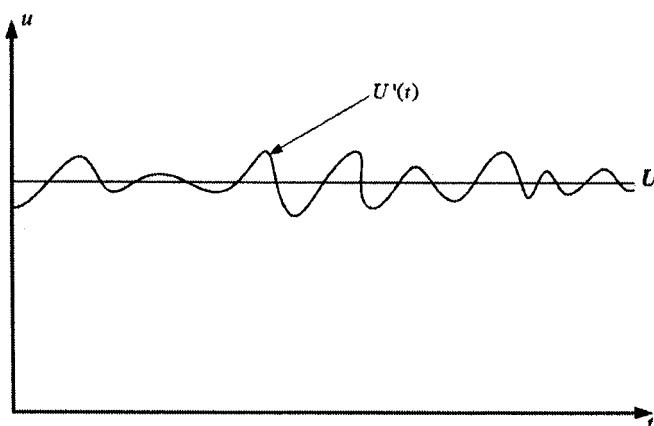
เราเรียกกลุ่มสมการที่เกิดขึ้นจากสมการที่ (3.4, 3.7) และ (3.9) ว่าระบบสมการ navier-stokes equations เป็นระบบสมการตัวแทนการไหลของของไอลที่เกิดขึ้นจริง จะเห็นได้ว่า สมการเหล่านี้ อยู่ในรูปของสมการเชิงอนุพันธ์ การแก้สมการ navier-stokes ด้วยวิธีทางคณิตศาสตร์ โดยตรงนั้นเป็นเรื่องทำได้ยาก แต่เราสามารถนำเอารูปแบบ numerical method ช่วยในการหาคำตอบของระบบสมการนี้ได้ ซึ่งเป็นที่มาของ Computational Fluid Dynamics (CFD) หรือ การคำนวณของไอลพลศาสตร์และลำดับต่อไปจะอธิบายแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้สำหรับ ประยุกต์การไอลแบบต่างๆ ใน CFD โปรแกรม FLUENT (FLUENT User's Guide, 2001)

3.2 แบบจำลองความปั่นป่วนของการไอล

การไอลที่ค่า Reynolds's number ต่ำ สภาพการไอลจะเป็นแบบปั่นป่วน ต้องการไอลจะเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของของไอลอย่างไม่เป็นระเบียบ ดังนั้นการแก้ปัญหาทางคณิตศาสตร์ด้วยวิธีเชิงตัวเลขจึงเป็นเรื่องยากและใช้เวลาสำหรับในการคำนวณนาน ดังนั้นนักวิจัยจึงพยายามจำลองความไม่เป็นระเบียบของการไอลแบบปั่นป่วนที่ใช้กับวิธีการคำนวณเชิงตัวเลข แต่ก่อนที่จะกล่าวถึงแบบจำลองเหล่านี้จำเป็นต้องทราบพฤติกรรมและคุณสมบัติพื้นฐานของความปั่นป่วนในการไอลของของไอลและสมการค่าเฉลี่ยของ Reynolds ก่อนอธิบายแบบจำลองการไอลแบบปั่นป่วน (Fox, McDonald and Pritchard, 2003)

3.2.1 สมการค่าเฉลี่ยของ Reynolds

ความเร็วและคุณสมบัติต่างๆ ของการไอลแบบปั่นป่วนจะเปลี่ยนแปลงตามเวลา อย่างไม่เป็นระเบียบ ดังภาพที่ 3.4 โดย $u(x, y, z, t)$ เป็นคุณสมบัติของของไอล เป็นฟังก์ชันของตำแหน่ง และเวลา



ภาพที่ 3.4 การเปลี่ยนแปลงอย่างไม่เป็นระเบียบของการไอลแบบปั่นป่วน

เพื่อให้ง่ายขึ้นในการแก้ปัญหาของระบบสมการนาวีร์สโตกส์ Osborne Reynolds กำหนดค่าเฉลี่ย \bar{u} จาก

$$\bar{u} = \frac{1}{\Delta t} = \int_0^{\Delta t} u dt \quad (3.10)$$

ทั้งนี้ Δt เป็นช่วงเวลาเฉลี่ย ยิ่งมีช่วงกว้างยิ่งได้ค่าที่ถูกต้อง โดยมากจะกำหนดให้ $\Delta t \rightarrow \infty$ โดยกำหนดคุณสมบัติของการไหลเป็น $u_i = \bar{u}_i + u'_i$ ในรูปของเวกเตอร์เป็น $U = \bar{U} + U'$ และเมื่อนำสมการนี้ไปแทนในระบบสมการนาวีร์สโตกส์ จะได้

สมการการอนุรักษ์มวล

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \bar{U}) = 0 \quad (3.11)$$

สมการการอนุรักษ์โมเมนตัมใน 3 มิติ

$$\frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \bar{u} \bar{U}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} \bar{u}) + \left[-\frac{\partial(\rho \bar{u}^2)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \bar{u} \bar{v})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \bar{u} \bar{w})}{\partial z} \right] + \rho f_x \quad (3.12a)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{v})}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \bar{v} \bar{U}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} \bar{v}) + \left[-\frac{\partial(\rho \bar{u} \bar{v})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \bar{v}^2)}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \bar{v} \bar{w})}{\partial z} \right] + \rho f_y \quad (3.12b)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{w})}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \bar{w} \bar{U}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} \bar{w}) + \left[-\frac{\partial(\rho \bar{u} \bar{w})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \bar{v} \bar{w})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \bar{w}^2)}{\partial z} \right] + \rho f_z \quad (3.12c)$$

สมการข้างต้นนี้เรียกว่า สมการของ Reynolds หรือ Reynolds-Average Navier-Stokes equation (RANS) จะเห็นว่ารูปสมการนี้คล้ายกับสมการนาวีร์สโตกส์เดิมแต่มีเพิ่มความเค็ม (ในวงเล็บทางขวา) เพิ่มเข้ามา โดยสมการใน 3 มิติ จะมีทั้งหมดหกเทอมด้วยกันเราเรียกความเค็มนี้ว่า Reynolds stresses

จากการทดลองและศึกษาของ Boussineq ทำให้ได้ความสัมพันธ์ของเทอมความเคลื่อนที่ ที่มีกับความเร็วเฉลี่ยของการไหลกับอัตราการเปลี่ยนรูปอิฐเมนต์ของไหล (Versteeg and Malalasekera, 1995) ไว้ดังนี้

$$\text{Renolds stresses}, -\rho \overline{\dot{u}_i \dot{u}_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial z_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (3.13)$$

โดย μ_t คือ turbulent viscosity เป็นตัวแปรที่จำเป็นจะต้องสร้างสมการเข้ามาเพิ่มเติมเพื่อให้ระบบสมการสามารถหาค่าตอบได้ สมการเหล่านี้ คือ แบบจำลองของการไหลแบบปั่นป่วน

3.2.2 แบบจำลองความปั่นป่วน แบบ Standard $k-\varepsilon$

แบบจำลองความปั่นป่วนแบบ standard $k-\varepsilon$ เป็นแบบจำลองที่ turbulent viscosity เป็นพัจกร์ชันของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (turbulence kinetic energy, k) และ อัตราการกระหายพลังงาน (dissipation of turbulence kinetic energy, ε) โดยมีสมการส่งถ่าย 2 ชุด เป็นสมการของ k และ ε (FLUENT User's Guide, 2001) อย่างละเอียด ดังนี้

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho k \bar{U}) = \operatorname{div} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \operatorname{grad} k \right] + G_k + G_b - \rho_\varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \varepsilon \bar{U}) = \operatorname{div} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \operatorname{grad} \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.15)$$

โดย G_k คือพลังงานจลน์ที่เกิดขึ้นจากความเร็วเฉลี่ย, G_b คือพลังงานจลน์ที่เกิดขึ้นจากการลอยตัว (buoyancy), Y_M คือค่าการกดอัดได้ ซึ่งมีผลต่อความปั่นป่วนในการไหล $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ เป็นค่าคงที่, σ_k และ σ_ε คือค่า Prandtl number ของ k และ ε ตามลำดับ แบบจำลองของค่า turbulent viscosity, μ_t คือ

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.16)$$

ซึ่ง C_μ เป็นค่าคงที่ โดยทั่วไปค่าคงที่ในสมการถ่ายเที่ยงตันจะมีค่าเป็น

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

3.2.3 แบบจำลองความปั่นป่วนแบบ RNG $k - \varepsilon$

RNG $k - \varepsilon$ เป็นแบบจำลองความปั่นป่วนที่ประดิษฐ์จากสมการนาเวียร์สโตกส์ที่ใช้ระเบียบวิธีที่เรียกว่า Renormalization Group (RNG) แบบจำลองนี้จะมีค่าคงที่แตกต่างจากจากแบบจำลอง standard $k - \varepsilon$ และเพิ่มบางท่อนในสมการได้เป็น

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho k \bar{U}) = \operatorname{div}[\alpha_k \mu_{\text{eff}} \operatorname{grad} k] + G_k + G_b - \rho_\varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \varepsilon \bar{U}) = \operatorname{div}[\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \operatorname{grad} \varepsilon] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (3.18)$$

ค่า G_k, G_b , และ Y_M มีความหมายเช่นเดียวกับสมการส่งถ่ายของแบบจำลอง Standard $k - \varepsilon$ ขณะที่ α_k และ α_ε คือ inverse effective Prandtl numbers สำหรับ k และ ε ตามลำดับ แบบจำลองของค่า turbulent viscosity ในรูปสมการเชิงอนุพันธ์สำหรับแบบจำลอง RNG $k - \varepsilon$ คือ

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}}\right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} \quad (3.19)$$

โดย

$$\hat{v} = \mu_{\text{eff}} / \mu \text{ และ } C_v \approx 100$$

สมการ (3.19) จะใช้ได้เมื่อการไหلنั้นมีค่า Reynolds number ต่ำ แต่ถ้าการไหلنั้นมีค่า Reynolds number สูงจะต้องใช้สมการ (3.17) แทน โดยกำหนดให้ค่า $C_\mu = 0.0845$ การคำนวณเพื่อหาค่า α_k และ α_ε นั้นใช้สมการ

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha - 2.3929}{\alpha_0 - 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{\text{mol}}}{\mu_{\text{eff}}} \quad (3.20)$$

ถ้าหากเป็นกรณีค่า Reynolds number สูง α_k และ $\alpha_\varepsilon \approx 1.393$ ค่า R_ε ในสมการ (3.18) สามารถหาได้จากการความสัมพันธ์

$$\operatorname{Re} = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \cdot \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \cdot \frac{k}{\mu_{\text{eff}}} \quad (3.21)$$

ค่าคงที่สำหรับสมการ (3.17) และ (3.18) จะมีค่าเป็น $C_{1\varepsilon} = 1.42$, $C_{2\varepsilon} = 1.68$

3.2.4 แบบจำลองความปั่นป่วนแบบ Realizable $k - \varepsilon$

แบบจำลอง realizable $k - \varepsilon$ ถูกคิดขึ้นโดยกลุ่มนักวิจัยของ Shih (FLUENT User's Guide, 2001) เป็นแบบจำลองที่แตกต่างจาก 2 แบบข้างต้น คือ การประดิษฐ์ความสัมพันธ์ eddy-viscosity สมการที่ (3.16) โดยหาค่า C_μ จากข้อเสนอของ Reynolds และสร้างสมการของ ε ด้วยสมการพลศาสตร์ แบบจำลองความปั่นป่วนแบบ Realizable $k - \varepsilon$ มีสมการส่งต่ำย คือ

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho k \bar{U}) = \operatorname{div} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \operatorname{grad} k \right] + G_k + G_b - \rho_\varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \varepsilon \bar{U}) = \operatorname{div} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \operatorname{grad} \varepsilon \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (3.23)$$

ซึ่ง

$$C_1 = \max \left[0.43 \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (3.24)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (3.25)$$

ความสัมพันธ์ที่ใช้สำหรับหา turbulent viscosity นั้นสามารถใช้สมการ (3.16) เช่นเดียวกับแบบจำลอง $k - \varepsilon$ มาตรฐาน แต่ในการหาค่า C_μ จะใช้ความสัมพันธ์ของ

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k U^*}{\varepsilon}} \quad (3.26)$$

ณ ที่นี่ U^* หาได้จาก

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \overline{\Omega}_{ij} \overline{\Omega}_{ij}}$$

และ

$$\begin{aligned} \overline{\Omega_{ij}} &= \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk} \omega_k \\ \Omega_{ij} &= \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk} \omega_k \end{aligned}$$

ซึ่ง $\overline{\Omega_{ij}}$ คือ mean rate-of-rotation tensor โดยค่าคงที่ $A_0 = 4.04$, $A_s = \sqrt{6} \cos \phi$ ทั้งนี้

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6W}), W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\bar{S}}, \bar{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$

ค่าคงที่ สำหรับสมการส่งถ่ายน้ำจะมีค่าดังนี้ $C_{1e} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_e = 1.3$

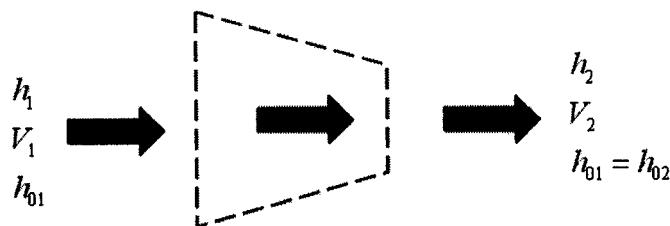
หัวข้อนี้ผู้เขียนได้เสนอสมการรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นจริงพร้อมค่าวิญญาณอ แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหล ที่ค่อนข้างครอบคลุมทุกกรณีการไหลของของไหล และเพื่อ ลดความยุ่งยากสำหรับแก้ความสัมพันธ์เหล่านี้ ดังนั้นเทอนบานงา疼ในสมการอนุรักษ์จะถูกตัดออก ออกตามข้อสมมติและเงื่อนไขต่างๆของ การไหล กรณีการไหลที่เกิดขึ้นในอีจีคเตอร์กีเซ่นเดียวกัน เราสมมติให้เป็นการไหลเป็นแบบอัดตัวได้ ของก๊าซอุดมคติ และการไหลเป็นแบบสภาวะคงที่

3.3 การไหลแบบอัดตัว (Compressible flow)

การไหลแบบอัดตัวได้ คือการไหลที่ความหนาแน่นเปลี่ยนแปลงและส่งผลต่อคุณสมบัติ อื่นของของไหล โดยทั่วไปแล้ว มักพิจารณา กับของของไหลสถานะก้าชที่เคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง เช่น การเหวากอากาศของเครื่องบินที่บินด้วยความเร็วเหนือเสียง การไหลของอากาศบริเวณปาก ทางออกท่อ出口 ของสารความดันสูง และปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในอีจีคเตอร์ การไหลแบบอุบัติ สองผลให้เกิดปรากฏการณ์ shock wave และการไหลแบบ choking โดยปรากฏการณ์ดังกล่าวจะ ขึ้นอยู่กับ ความเร็วของ การไหล และการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดของท่อ ซึ่งจะกล่าวรายละเอียดใน ลำดับต่อไป

3.3.1 คุณสมบัติรวมของของไหล (Stagnation properties)

โดยทั่วไปกระบวนการอุณหพลศาสตร์จะไม่พิจารณาพัลส์งานจากความเร็วของ ของไหล เพราะอิทธิพลของความเร็วที่มีต่อคุณสมบัติของสารมีน้อยมาก แต่สำหรับการไหลแบบ อุบัติ จำเป็นต้องพิจารณาเหตุความเร็วด้วยเนื่องจาก การเปลี่ยนแปลงความเร็วทำให้ความหนาแน่น และคุณสมบัติอื่นของการไหลเปลี่ยนแปลง เราเรียกคุณสมบัติที่พิจารณาอิทธิพลของความเร็วด้วยว่า “คุณสมบัติรวมของของไหล (stagnation properties)” (Cengel and Boles, 2002)



ภาพที่ 3.5 ปริมาตรควบคุมเมื่อของไหลผ่านท่อ

พิจารณาปริมาตรควบคุมตามภาพที่ 3.5 กำหนดให้ พลังงานภายในและพลังงานการไหลอยู่ในเทอมเดียว เรียกว่า enthalpy (h) จากสมการอนุรักษ์พลังงาน เมื่อพิจารณาพลังงานภายนอกที่ระบบกระทำ และการเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์ของการไหลจะได้

$$\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) = \left(h_2 - \frac{V_2^2}{2} \right) \quad (3.27)$$

โดย $h_0 = h + \frac{V^2}{2}$ ดังนั้นสมการ (3.27) จะเป็น

$$h_{01} = h_{02} \quad (3.28)$$

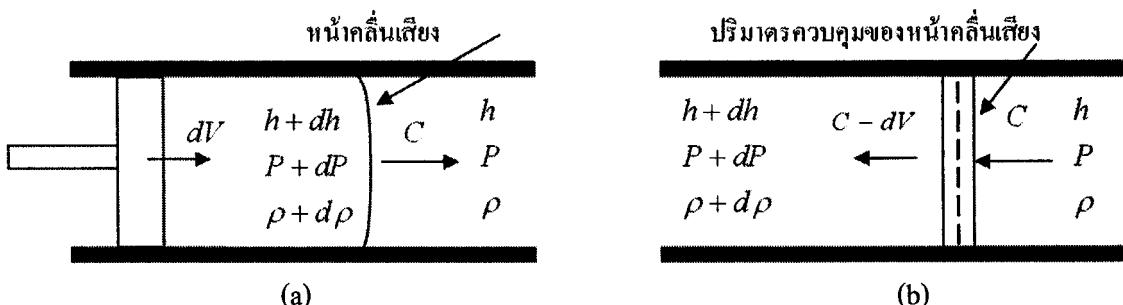
จะเห็นได้ว่า h_0 เป็น enthalpy รวมของกระบวนการที่เกิดขึ้น กรณีที่ h เท่ากับ h_0 เกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อของไหลอยู่กับที่ นอกจากค่า enthalpy คุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของของไหล เช่น อุณหภูมิ ความดัน ความหนาแน่น ยังเปลี่ยนตามความเร็วของการไหลด้วย ดังสมการ (3.29-3.31) ตามลำดับ

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2C_p} \quad (3.29)$$

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{k/(k-1)} \quad (3.30)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{1/(k-1)} \quad (3.31)$$

โดย k คือ อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ และ C_p คือ ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ (constant-pressure specific heat) ทั้งนี้อิทธิพลของความเร็วที่มีต่อคุณสมบัติของไอลจะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับความเร็วของของไอลนั้นถ้าหากความเร็วไม่นานักสามารถตัดเทอนี้ออกໄປแต่หากความเร็วสูงกว่าความเร็วของเสียงจะเป็นต้องนำผลการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติสารเหล่านี้มาพิจารณาด้วย



ภาพที่ 3.6 การเคลื่อนที่ของลูกสูบ (a) เท่ากับความเร็วเสียง (b) คุณสมบัติสารผ่านคลื่นเสียง

3.3.2 ความเร็วเสียง (Speed of sound or Sonic velocity)

ความเร็วเสียงเป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญสำหรับศึกษาพฤติกรรมการไอลแบบอัดตัวโดยเราใช้ความเร็วเสียงแบ่งช่วงประเภทของการไอล เนื่องจากความเร็วเสียงเป็น ความเร็วของคลื่นความดันที่กระจายตัวได้เท่ากับการกระจายพลังงานระหว่างอนุภาคของไอล ความเร็วเสียงเป็นคุณสมบัติเฉพาะของสารแต่ละชนิด พิจารณาภาพที่ 3.6 (a) เมื่อลูกสูบด้วยความเร็ว dV ภายในระบบอัดสูบ ที่บรรจุก้า๊ซที่ไม่มีการเคลื่อนที่ จะทำให้เกิดคลื่นเสียงความเร็วค่า C ซึ่งแบ่งของไอลออกเป็นสองส่วน คือ ด้านซ้ายมือเป็นของไอลที่เคลื่อนที่ และด้านขวา มือเป็นของไอลที่อยู่นิ่งกับที่ คุณสมบัติของไอลด้านซ้ายมือจะเปลี่ยนแปลงเนื่องจากความเร็วของการไอล ขณะที่ด้านขวา มือมีค่าคงที่ เพื่อให้ง่ายขึ้น พิจารณาให้หน้าคลื่นเป็นปริมาตรควบคุมดังภาพที่ 3.6 (b) และให้สารที่อยู่นิ่งเคลื่อนที่ผ่าน จากความมือไปซ้ายมือ ดังนั้นคุณสมบัติของไอลด้านซ้ายมือเปลี่ยนแปลง เมื่อกระบวนการเป็นแบบไม่เข้มกับเวลา จากกฎทรงมวลจะได้ความสัมพันธ์เป็น

$$m^*_{right} = m^*_{left} \quad (3.32)$$

$$\rho A C = (\rho + d\rho) A (C - dV) \quad (3.33)$$

เมื่อพื้นที่หน้าตัด A คงที่ตลอดความยาว

$$Cd\rho - \rho dV = 0 \quad (3.34)$$

จากกฎอนุรักษ์พลังงานเมื่อไม่พิจารณางานของกระบวนการ พลังงานศักย์ และกระบวนการ ไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา

$$h + \frac{C^2}{2} = h + dh + \frac{(C - dV)^2}{2} \quad (3.35)$$

หรือ

$$dh - CdV = 0 \quad (3.36)$$

จากความสัมพันธ์ของการเปลี่ยน entropy, s ในกระบวนการซึ่งกำหนดให้เป็นแบบ isentropic ($ds = 0$) จะได้

$$dh = \frac{dP}{\rho} \quad (3.37)$$

จากสมการ (3.34), (3.36) และ (3.37) จะได้ความสัมพันธ์ของความเร็วเสียง เป็น $C^2 = dP / d\rho$ เมื่อ s คงที่ หรือ

$$C^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s \quad (3.38)$$

ซึ่งสามารถเขียนความสัมพันธ์ได้ว่า

$$C^2 = k \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_T \quad (3.39)$$

จากสมการ (3.39) จะเห็นได้ว่า ความเร็วเสียงเป็นคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดและสภาพของของ ไอลนั้นๆ เมื่อพิจารณาสมบัติของของ ไอลเป็นกําชในอุณหคติ (ideal gas, $P = \rho RT$) สมการ (3.39) สามารถสร้างความสัมพันธ์ได้เป็น

$$C^2 = k \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_T = k \left(\frac{\partial (\rho RT)}{\partial \rho} \right)_T = kRT \quad (3.40)$$

หรือสามารถเขียนได้เป็น

$$C = \sqrt{kRT} \quad (3.41)$$

จากสมการ (3.41) พบร่วมกับความเร็วของคลื่นเสียงที่กระจายผ่านของ ไอล ของกําช อุณหคติจะเป็นพึ่งกันกับอุณหภูมิด้วย

นอกจากความเร็วเสียงแล้ว ยังมีพารามิเตอร์ที่สำคัญอีกประการ คือ Mach number (M) ซึ่งตั้งชื่อตามนักวิทยาศาสตร์ชาวออสเตรเลีย เป็นอัตราส่วนความเร็วของวัตถุในของ ไอล (V) ต่อความเร็วเสียงในของ ไอล (C) ดังความสัมพันธ์

$$M = \frac{V}{C} \quad (3.42)$$

M เป็นคุณสมบัติที่ขึ้นอยู่กับความเร็วเสียงของของ ไอล ดังนั้น M จึงเป็นคุณสมบัติที่ขึ้นอยู่กับ สภาวะของของ ไอลด้วย ซึ่งสามารถแบ่งสภาวะการ ไอลออกเป็น 3 ช่วงตามค่า M ดังนี้

การ ไอลแบบ Subsonic	เมื่อ $M < 1$
การ ไอลแบบ Sonic	เมื่อ $M = 1$
การ ไอลแบบ Supersonic	เมื่อ $M > 1$
การ ไอลแบบ Hypersonic	เมื่อ $M \gg 1$

3.3.3 การ ไอลแบบไฮเซนทรอปิกผ่านท่อสู่เข้าและสู่ออก

ขณะกระบวนการ ไอลผ่านท่อหน้าตัดเปลี่ยนแปลงของกําชเกิดขึ้น ความเร็วและ ความดันของการ ไอลจะเปลี่ยนแปลง ต่างผลให้คุณสมบัติของสาร เช่น ความหนาแน่น และ อุณหภูมิ มีการเปลี่ยนแปลงเกิดขึ้น ในหัวข้อนี้ เราจะได้กล่าวถึง กระบวนการ ไอลผ่านหน้าตัดลักษณะต่างๆ

ของก๊าซในอุตุนิสัย (ideal gas) แบบไม่ส่งถ่ายเทความร้อน (adiabatic process) และเป็นกระบวนการไอเซนทรอปิก (isentropic process) จากกฎทรงมวล

$$m^* = \rho A V = constant \quad (3.43)$$

หรือเขียนในรูปของสมการอนุพันธ์

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} = 0 \quad (3.44)$$

จากสมการอนุรักษ์พลังงาน ไม่พิจารณาพลังงานศักย์ การถ่ายเทความร้อนและงานภายนอกกระทำ จะได้

$$\frac{dP}{\rho} + V dV = 0 \quad (3.45)$$

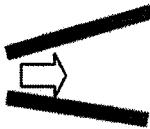
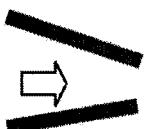
นำสมการที่ (3.44) กับ (3.45) มารวมกัน และ แทนค่าจากสมการ (3.21)

$$\frac{dV}{V} = \frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho V^2} (1 - M^2) \quad (3.46)$$

ความสัมพันธ์ของสมการ (3.46) มีความสำคัญกับการศึกษาพฤติกรรมการไหลของก๊าซผ่านท่อหน้าตัดอย่างมาก พนว่าหาก การไหลเข้าท่อเป็นแบบ subsonic, $M < 1$ เทอมของ $1 - M^2$ จะเป็นบวก ทำให้ dA และ dP เปลี่ยนแปลงค่าตามกัน ความดันของของไหลจะเพิ่มขึ้นเมื่อท่อมีขนาดโตขึ้นเรื่อยๆ หรือความดันจะลดลงเมื่อท่อมีขนาดเล็กลง สำหรับกรณีการไหลเข้าท่อเป็นแบบ supersonic, $M > 1$ เทอมของ $1 - M^2$ จะมีค่าเป็นลบ จะทำให้ dA และ dP เปลี่ยนแปลงค่าแบบผกผันกัน หมายความว่าความดันจะลดลงเรื่อยๆ หากขนาดของห้องเพิ่มขึ้น ซึ่งทั้งหมดนี้การเปลี่ยนแปลงความเร็ว dV จะผกผันกลับความดันเสมอ ความสัมพันธ์ของ dA , dV และ dP สำหรับการไหลเป็นแบบต่างๆ แสดงไว้ดังภาพที่ 3.7

กรณีการไหลเป็นแบบ sonic, $M = 1$ เทอมของ $1 - M^2$ จะเป็นศูนย์ ทำให้สมการ (3.46) ประกอบด้วยเทอมที่หารด้วยศูนย์ ซึ่งไม่มีค่าในจำนวนจริง แต่เราสามารถพิจารณาศึกษาโดย

กำหนด $M \rightarrow 1$ พฤติกรรมนี้สามารถเกิดขึ้นได้เมื่อ $dA \rightarrow 0$ หรือ $dA \rightarrow \infty$ หมายความว่า การไหลแบบ subsonic M จะเข้าสู่ 1 ได้นั่น dA ต้องเปลี่ยนแปลงเข้าสู่ค่าที่น้อยที่สุด ($dA \rightarrow 0$) หรือพื้นที่หน้าตัดที่น้อยที่สุดของท่อ และ การไหลแบบ supersonic dA ต้องถูกเข้าสู่ค่าอนันต์ ($dA \rightarrow \infty$) หรือพื้นที่หน้าตัดของท่อที่โตสุด เราเรียกสภาวะที่ความเร็วของ airflow ในท่อเท่ากับ ความเร็วเสียง ($M = 1$) ว่า “สภาวะวิกฤต (critical condition)” ซึ่งเป็นสภาวะอ้างอิง (reference condition) ในการศึกษาการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของการไหลแบบอัดตัวได้

รูป่างท่อ	Subsonic, $M < 1$	Supersonic, $M < 1$
	$dA > 0$ $dV < 0$ $dp > 0$	$dV < 0$ $dp > 0$
	$dA < 0$ $dV < 0$ $dp > 0$	$dV < 0$ $dp > 0$

ภาพที่ 3.7 ผลของ Mach number ที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนพื้นที่หน้าตัดของท่อ

3.3.4 ความสัมพันธ์ของคุณสมบัติแก๊สอุดมคติ

ในหัวข้อนี้จะได้นำเสนอความสัมพันธ์ของคุณสมบัติ เมื่อพิจารณาความเร็ว หรือ คุณสมบัติรวมของของไหลที่เป็นแก๊สอุดมคติ ในเทอมของอัตราส่วนความร้อนจำเพาะ, k และ Mach number ภายใต้สมมติฐาน กระบวนการเป็นแบบไอเซนทรอปิก และอัตราส่วนความร้อนจำเพาะมีค่าคงที่ คุณสมบัติของของไหลสามารถเปลี่ยนให้อยู่ในรูปของคุณสมบัติรวมได้ โดยแทนค่า $M = V/C$ และ $C_p = kR/(k-1)$, $C^2 = kRT$, จะได้

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2} \right) M^2 \quad (3.47)$$

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2} \right) M^2 \right]^{k/(k-1)} \quad (3.48)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2} \right) M^2 \right]^{1/(k-1)} \quad (3.49)$$

คุณสมบัติที่ $M = 1$ เราเรียกว่า “คุณสมบัติที่สภาวะวิกฤต” (แทนด้วย * อู้ฟ์เนื้อ อักษรอังกฤษตัวใหญ่) จากสมการ (3.47) (3.48) และ (3.49) จะได้ความสัมพันธ์ระหว่างคุณสมบัติร่วมกับคุณสมบัติที่สภาวะวิกฤต ดังนี้

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \quad (3.50)$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} \quad (3.51)$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} \quad (3.52)$$

ความสัมพันธ์ของความเร็วของของไหลและเสียงที่สภาวะวิกฤต เขียนได้เป็น

$$V^* = C^* = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0} \quad (3.53)$$

3.3.5 การไหลผ่านท่อคอดชีง (Isentropic flow through nozzles)

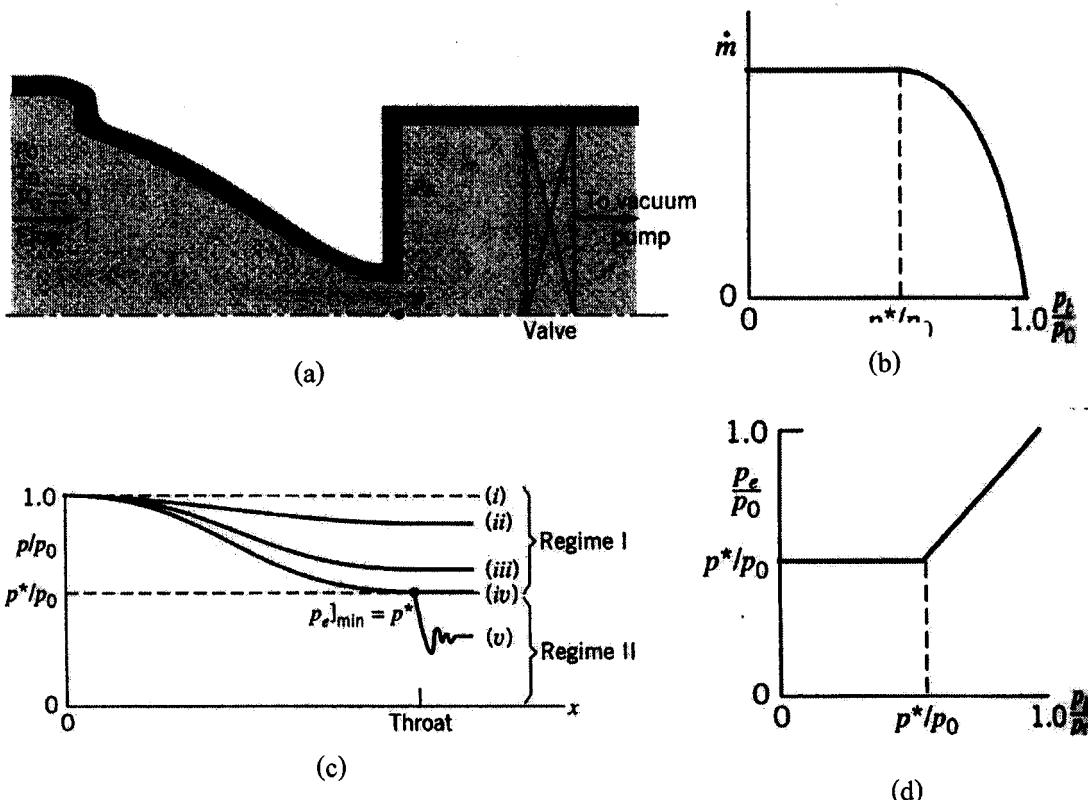
ในหัวข้อนี้จะได้กล่าวถึงการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติจากปราภูภารณ์การไหลผ่านท่อคอดชีงมี 2 ชนิด คือ ท่อหน้าตัดสูตรเข้า (converging nozzle) และ ท่อหน้าตัดสูตรเข้า-สูตรออก (converging – diverging) ในหัวข้อนี้เราจะกล่าวถึงผลกระบวนการดันที่ปากทางออก (back pressure) อัตราการไหล และการกระจายความดันตลอดท่อคอดชีง

3.3.5.1 ท่อหน้าตัดสูตรเข้า (Converging nozzle) พิจารณาการไหลแบบ subsonic ผ่านท่อหน้าตัดสูตรเข้าดังภาพที่ 3.8 จากภาพ สมมติให้ของไหลจากท่อญี่ปุ่น $V_0 = 0$ สูกเห็นใจ ไหลผ่านท่อหน้าตัดสูตรเข้า ด้วยปั๊มลดความดัน (vacuum pump) เมื่อลดความดันที่ปากทางออก (back pressure, P_b) จะได้กราฟความสัมพันธ์ของอัตราส่วนความดันต่อความดันรวม (P / P_0) ตลอดท่อความยาวท่อ ภาพที่ 3.8 (a) ในช่วงแรก (regime 1) ความดันที่ปากทางออกจะเท่ากับความดันของปั๊มลดความดัน $P_e = P_b$ สังเกตจากภาพที่ 3.8 (d) เมื่อลดความดันของปั๊มลดความดัน ถึงสภาวะ

ที่ iv ซึ่ง $P_e = P^*$ หากลดความดันลงอีก (สภาวะ v) ความดันที่ปากทางออกจะไม่เท่ากับความดันของปั๊มลดความดัน $P_e \neq P_b$ (regime 2)

การเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลที่เกิดขึ้นจากการลดความดันที่ปากทางออกของอิเย็คเตอร์ สังเกตได้จากภาพที่ 3.7(b) หากเราลดความดันของปั๊มลดความดันจนมีค่าน้อยกว่าความดันวิกฤติที่ กองของ $P_b < P^*$ อัตราการไหลผ่านกองของจะมีค่าคง แต่จะลดลงทันทีหากค่า $P_b > P^*$ เราเรียก การไหลผ่านท่อกองของที่รูปแบบการไหลที่หน้าตัดกองของเป็น sonic flow และมีอัตราการไหลสูงสุดว่า “การไหลแบบ choke (choking flow)” หรือท่ออยู่ในสภาวะ choked โดยหากความสัมพันธ์ของอัตราการไหลผ่านภายนอกได้เงื่อนไขสภาวะคงที่ของก๊าซอุดมคติ จาก

$$\dot{m}^* = \rho A V = \left(\frac{P}{RT} \right) A \left(M \sqrt{kRT} \right) = P A M \sqrt{\frac{k}{RT}} \quad (3.54)$$



ภาพที่ 3.8 การไหลผ่านท่อกองของอากาศด้วยปั๊มลดความดัน (Fox *et al.*, 2003)

เพียงอยู่ในรูปสมบัติรวมได้โดยแทนสมการ (3.43) และ (3.44) ในสมการ (3.54)

$$m^* = \frac{AMP_0 \sqrt{k/(RT_0)}}{\left[1+(k-1)M^2/2\right]^{(k+1)/[2(k-1)]}} \quad (3.55)$$

จากสมการ (3.42) สามารถหาข้อต่อไปนี้ได้

$$m_{\max}^* = A^* P_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/[(k-1)]} \quad (3.56)$$

โดยค่า A^* คือ ค่าพื้นที่หน้าตัดที่เล็กที่สุดหรือพื้นที่หน้าตัดวิกฤต ที่ทำให้อัตราการไหลมีค่าสูงที่สุดของคงของ จากการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัด สามารถเขียนให้อยู่ในเทอมไรมิติของอัตราส่วนระหว่าง พื้นที่หน้าตัด แต่ละช่วงของห้องต่อพื้นที่หน้าตัดวิกฤต A^* จากสมการ (3.42) และ (3.43) ได้

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right) \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \right]^{(k+1)/[2(k-1)]} \quad (3.57)$$

พารามิเตอร์ที่ความสำคัญต่อการศึกษาการไหลผ่านห้องของแบบไอเซนทรอปิกของกําชลุคคติ นั้นคือค่า Mach number วิกฤต (M^*) ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างความเร็วของของไหล(V) ต่อความเร็วเสียงที่คือของ C^* นั้นคือ

$$M^* = \frac{V}{C^*} \quad (3.58)$$

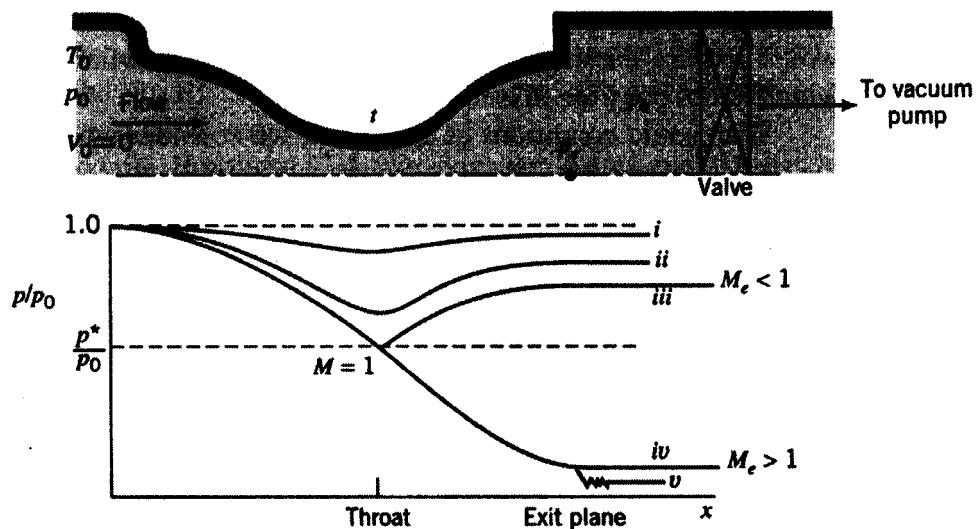
ซึ่งกระจาบสมการจะได้

$$M^* = M \sqrt{\frac{k+1}{2+(k-1)M^2}} \quad (3.59)$$

ทั้งนี้ค่า M เป็นอัตราส่วนระหว่าง ความเร็วของของไหลต่อความเร็วเสียงของของไหลที่สภาวะนั้น ซึ่งแตกต่างจาก M^* ที่เป็นอัตราส่วนของความเร็วของของไหลต่อความเร็วเสียงที่สภาวะนั้นกับความเร็วของเสียงที่คือของ

3.3.5.2 ท่อหน้าตัดคู่เข้า-สู่ออก (Converging –divergent nozzle) การไหลดจาก subsonic ผ่านท่อหน้าตัดคู่เข้า-สู่ออก สมมติให้ของไหลดจากที่อยู่นี่ $V_0 = 0$ ถูกเหนี่ยวนำผ่านท่อที่หน้าตัดคู่เข้า-สู่ออก ด้วยปั๊มลดความดัน (vacuum pump) และเมื่อลดความดันของปั๊มความดัน (back pressure, P_b) ลงเรื่อยๆ เมื่อนำมาคำอัตราส่วนความดันต่อความดันรวม (P / P_0) ลงจุดลดความเร็วของท่อจะได้กราฟดังภาพที่ 3.9

จากภาพที่ 3.9 เมื่อวาร์ล์ของปั๊มลดความดันถูกเปิดความดันที่ปากทางออก P_e จะลดลงเรื่อยๆ และจะเพิ่มขึ้นหลังจากไหลดผ่านคอของแล้ว (เส้น *i* และ *ii*) การไหลดในตลอดช่วงนี้จะเป็นแบบ Subsonic แม้ความเร็วที่คอของจะเพิ่มขึ้นแล้ว แต่ก็ยังมีค่าไม่น่าพอใจ และเมื่อลดความดัน P_e ลงอีกความเร็วที่คอของจะสูงขึ้นจนทำให้การไหลดเป็นแบบ sonic ซึ่งทำให้ท่อหน้าตัดคู่เข้า-สู่ออก อยู่ในสภาพการไหลดแบบ choked ทั้งนี้สมการความสัมพันธ์ของอัตราการไหลดสูงสุดสามารถหาได้จากสมการ (3.44) โดย $A_t = A^*$, โดย A_t เป็นพื้นที่หน้าตัดของคอของของท่อ

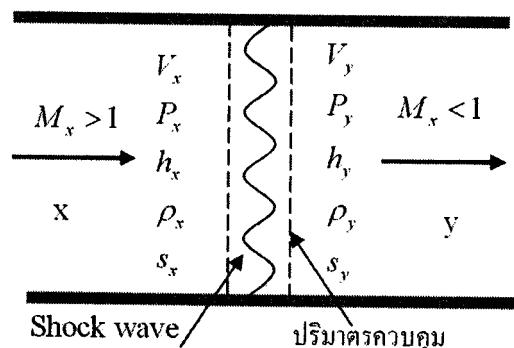


ภาพที่ 3.9 การไหลดผ่านท่อคู่เข้า-สู่ออก ของอากาศด้วยปั๊มลดความดัน (Fox *et al.*, 2003)

จากเส้นสภาวะที่ *i*, *ii* และ *iii* ที่ปากทางออกจะมีความดันเท่ากับของปั๊มลดความดัน ($P_e = P_b$) หากลดความดันลงอีก (เส้น *iv* และ *v*) การไหลดที่ปากทางออกจะเป็น supersonic ($M_e > 1$) ทำให้ความดันที่ปากทางออก P_e มีค่าน้อยกว่าความดันของปั๊ม การเปลี่ยนแปลงลักษณะการไหลดจากบริเวณความดันต่ำเป็นความดันสูงจะเกิดขึ้นทันทีทันใด ทำให้เกิดปรากฏการณ์ “shock wave”

3.3.6 Shock wave ของไหลในท่อ

ดังที่กล่าวไว้ข้างต้น shock wave เป็นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงความดันทันทีทันใดของสนามการไหล จากความเร็วสูงต่ำเป็นความเร็วต่ำ ทำให้การไหลในท่อเป็นกระบวนการย้อนกลับไม่ได้ เมื่อจากการเปลี่ยนแปลงความดันหรือความเร็วทันทีทันใด เป็นการเพิ่มเรอนโทรปีในกระบวนการ พิจารณาได้ดังนี้ จากภาพที่ 3.10 ของไหลที่มีความเร็วสูง, $M_x > 1$ (สภาวะ x) ไหลผ่านปริมาตรควบคุมของ shock wave ถ้ายเป็นสภาวะการไหลความเร็วต่ำ, $M_y < 1$ (สภาวะ y) สามารถสร้างความสัมพันธ์ของคุณสมบัติของไหลระหว่างก่อนและหลังการเกิดของ Shock wave ได้ดังนี้



ภาพที่ 3.10 ปริมาตรควบคุมของ shock

จากสมการกฎทรงมวล

$$\rho_x V_x = \rho_y V_y \quad (3.60)$$

กฎอนุรักษ์พลังงาน

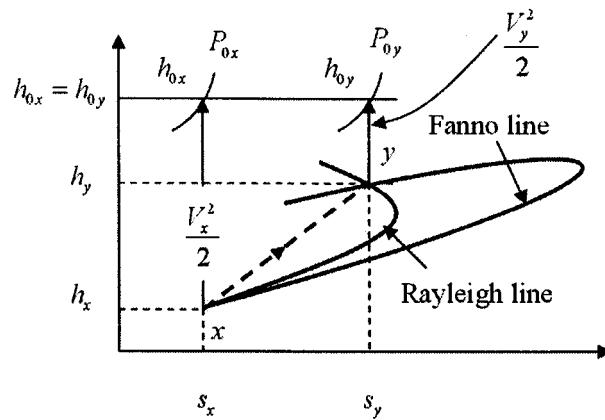
$$h_{0x} = h_{0y} \quad (3.61)$$

กฎอนุรักษ์โมเมนตัม

$$A(P_x - P_y) = m \cdot (V_y - V_x) \quad (3.62)$$

จากความสัมพันธ์ของคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ สมการกฎทรงมวล (3.60) และ สมการอนุรักษ์พลังงาน (3.61) หากค่าลงจุดบนกราฟ $h - s$ จะได้เส้นความสัมพันธ์ที่ เรียกว่า “เส้นแฟนโน (Fanno line)” ต่อมาเลย์เดชจึงถูกเหมือนแฟนโน แต่ใช้สมการกฎอนุรักษ์โมเมนตัม (3.62) แทนความสัมพันธ์อนุรักษ์พลังงานได้ “เส้นเลย์เดช” (Reyleigh line)” แสดงดังภาพที่ 3.11

จะเห็นได้ว่าการเกิด shock ทำให้กระบวนการที่เกิดขึ้นมีค่า เอนโทรปีเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นปัจจัยทำให้เกิด การสูญเสียและกระบวนการเป็นกระบวนการผันกลับไม่ได้



ภาพที่ 3.11 Mollier's chart

จากสมการอนุรักษ์พลังงาน (3.61) และสมการสภาวะของก๊าซอุณหภูมิจะได้ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิร่วมที่ตำแหน่ง x และ y เป็น $T_{0x} = T_{0y}$ ซึ่งทำให้เราได้ความสัมพันธ์ของคุณสมบัติก๊าซก่อนและหลังการเกิด shock เมื่ออัตราส่วนความร้อนจำเพาะคงที่ ได้ดังนี้

อัตราส่วนอุณหภูมิ

$$\frac{T_x}{T_y} = \frac{1 + M_x^2 (k-1)/2}{1 + M_y^2 (k-1)/2} \quad (3.63)$$

อัตราส่วนความดัน

$$\frac{P_y}{P_x} = \frac{M_x \sqrt{1 + M_x^2 (k-1)/2}}{M_y \sqrt{1 + M_y^2 (k-1)/2}} \quad (3.64)$$

อัตราส่วน Mach number

$$M_y^2 = \frac{M_x^2 + 2/(k-1)}{2M_x^2 k / (k-1) - 1} \quad (3.65)$$

จากหัวข้อที่ผ่านเราได้เสนอทฤษฎีพื้นฐานที่เกี่ยวของกับงานวิจัยนี้ที่เป็นการศึกษาการทำงานและพฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นภายในอีเจ็คเตอร์ โดยกำหนดการไหลในอีเจ็คเตอร์ให้เป็นแบบการไหลแบบอัดตัวได้ของกําชอุคุณคติ

3.4 Computational Fluid Dynamics (CFD)

CFD (Computational Fluid Dynamics) หรือ การคำนวณของไอลพลศาสตร์ คือ การวิเคราะห์ระบบที่เกี่ยวข้องกับการไหลของของไหล โดยใช้คอมพิวเตอร์ช่วยคำนวณหาผลเฉลย เชิงตัวเลข และจำลองลักษณะการไหลที่เกิดขึ้นในปัญหาที่สนใจ ซึ่ง CFD มีระเบียบขั้นตอนการทำงานอยู่ 3 ขั้นตอนใหญ่ ๆ คือ

(1) ขั้นตอนการประมาณผล (pre-processor) เป็นขั้นตอนของการกำหนดครูป่างลักษณะ และเงื่อนไขขอบเขตของปัญหา รวมทั้งการแบ่งปัญหาออกเป็นเซลล์เล็กๆ

(2) ขั้นตอนการคำนวณ ทำการแก้ปัญหาจากขั้นตอนที่ 1 โดยใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข เพื่อหาผลเฉลยของปัญหา ทั้งนี้ระเบียบวิธีที่นิยมใช้ในปัจจุบันมีอยู่ 3 วิธีได้แก่ 1) วิธีผลต่างสืบเนื่อง (finite difference method) 2) วิธีไฟ奈ต์เอลิเมนต์ (finite element method) 3) วิธีปริมาตรสืบเนื่อง (finite volume method) ซึ่งรายละเอียดจะกล่าวในหัวข้อต่อไป

(3) ขั้นตอนการแสดงผล (post-processor) เป็นขั้นตอนแสดงผลเฉลยหรือแสดงการจำลองปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นของปัญหา อาจอยู่ในรูปของ ระดับແบนซี (contour) กราฟ หรือแสดงในลักษณะของ เวคเตอร์

การวิเคราะห์ปัญหาทางพลศาสตร์ของไอลนี้ จะเกี่ยวข้องกับสมการเชิงอนุพันธ์ย่ออย่าง อธิบายถึงความเป็นจริงของการไหลที่เกิดขึ้นซึ่งเกิดจากสมการอนุรักษ์มวล โนเมนตัม และพลังงาน ซึ่งได้กล่าวของรายละเอียดไว้ในหัวข้อที่ผ่านมา การคำนวณหรือแก้ปัญหาระบบสมการเชิงอนุพันธ์ เหล่านี้มีหลายวิธี ซึ่งงานวิจัยนี้ใช้วิธีปริมาตรสืบเนื่อง (finite volume) กับโปรแกรม FLUENT 6.1 แก้ปัญหาและวิเคราะห์การไหลในอีเจ็คเตอร์

3.4.1 ระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง (finite volume method)

เทคนิคการคำนวณของไอลพลศาสตร์ (CFD) ในปัจจุบันพบว่าส่วนใหญ่แล้วมักใช้ ระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง สร้างโปรแกรมคำนวณแก้ปัญหา เนื่องจากเป็นระเบียบวิธีที่ประดิษฐ์ ขึ้นมาใช้สำหรับการคำนวณพุติกรรมการไหลในของไอล โดยเฉพาะ ซึ่งระเบียบวิธีนี้จะทำอินติเกต สมการของปัญหาตลอดปริมาตรควบคุมที่กำหนด ตัวอย่างเช่น กำหนดสมการการนำความร้อนใน 1 มิติแบบสภาวะคงดังสมการ ดังแสดงดังภาพที่ 3.12

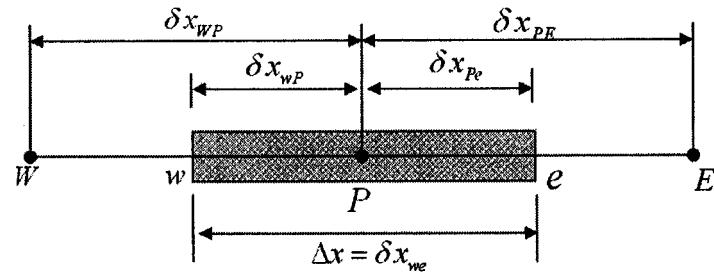
$$\frac{df}{dx} \left(K \frac{dT}{dx} \right) + S_x = 0 \quad (3.66)$$

เมื่อทำการอินติเกรตสมการ (3.66) ตลอดปริมาตรควบคุมในภาพที่ 3.12 จะได้

$$\int_{\Delta V} \frac{df}{dx} \left(K \frac{dT}{dx} \right) dV + \int_{\Delta V} S_x dV = \left(KA \frac{dT}{dx} \right)_e + \left(KA \frac{dT}{dx} \right)_w + \bar{S} \Delta V = 0 \quad (3.67)$$

ประมาณการเปลี่ยนแปลง K เป็นแบบเชิงเส้นตลอดความยาวจะได้

$$K_w = \frac{K_w + K_p}{2} \quad \text{และ} \quad K_e = \frac{K_w + K_p}{2} \quad (3.68)$$



ภาพที่ 3.12 ปริมาตรสีบเนื้องใน 1 มิติ

ในเทอมของการนำความร้อนจะได้

$$\left(KA \frac{dT}{dx} \right)_e = K_e A_e \left(\frac{T_E - T_p}{\delta x_{PE}} \right) \quad \text{และ} \quad \left(KA \frac{dT}{dx} \right)_w = K_w A_w \left(\frac{T_p - T_w}{\delta x_{WP}} \right) \quad (3.77)$$

แทนค่าในสมการ (3.66) จะได้

$$\left(\frac{K_e}{\delta x_{PE}} A_e + \frac{K_w}{\delta x_{WP}} A_w - S_p \right) T_p = \left(\frac{K_w}{\delta x_{WP}} A_w \right) T_w + \left(\frac{K_e}{\delta x_{PE}} A_e \right) T_E + S_u \quad (3.78)$$

สมการ (3.78) คือ สมการประมาณการสำหรับแก้ปัญหาการถ่ายเทความร้อนของสมการ (3.66) ด้วยวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม โดยลำดับต่อไปจะคำนวณหาผลเฉลยทางคณิตศาสตร์ของชุดอื่นรอบๆ และคำนวณข่ายจุดออกไปเรื่อยๆ และเมื่อถึงขอบเขตของปัญหาแล้ว นำค่าเศษเหลือ (residual) ของรอบคำนวณมาเทียบกับค่าพิสูจน์ใจ หากเศษเหลือมีค่าเกินอยู่ก็ทำการคำนวณซ้ำอีก และคำนวณจนกว่าจะได้ค่าเศษเหลือน้อยหรือเท่ากับที่กำหนดไว้

จากตัวอย่างข้างต้นจะเห็นว่าหากปัญหามีความซับซ้อนมาก สมการเชิงอนุพันธ์จะประกอบด้วยหลายเท่อน ทำให้การแก้สมการจึงยุ่งยากและต้องใช้ความเมื่นยำในการคำนวณสูง ด้วยเหตุนี้การแก้ปัญหาด้วยวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมนั้นจึงต้องมีลำดับการแก้สมการ เพื่อจัดลำดับของชุดสมการ ก่อนจะนำมาเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์

3.4.2 ระเบียบขั้นการแก้ปัญหา

การคำนวณของไอลเพลสตาเตอร์ ประกอบด้วยการคำนวณหาผลเฉลยของสมการ เชิงอนุรักษ์ทั้งสามสมการและสมการอื่น เช่น แบบจำลองความปั่นป่วน สมการชนิดของไอล (กรณีของไอลมีหลักชนิด) และสมการสเกลาร์อื่นๆ ซึ่งลำดับการหาคำตอบของสมการแต่ละอย่าง มีผลต่อการถูกต้องของคำตอบและค่าผลเฉลย โดยทั่วไประเบียบวิธีเชิงตัวเลขจะมีระเบียบทองบลำดับขั้นการแก้ปัญหาอยู่ 2 อย่างตามแต่ลักษณะของปัญหา (FLUENT User's Guide, 2001) ดังนี้

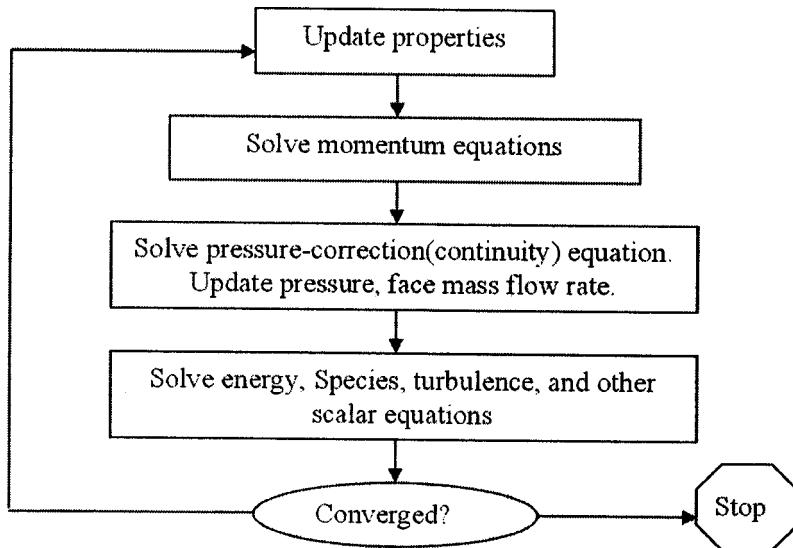
3.4.2.1 ระเบียบขั้น Segregated solver เป็นระเบียบขั้นที่จะแก้สมการอนุรักษ์ โนเมนตัมก่อนสมการอื่น ทั้งนี้การแก้ปัญหาชุดสมการจะกระทำเป็นรอบและแก้ซ้ำ เนื่องจากสมการอนุรักษ์จะอยู่ในรูปไม่เชิงเส้น ขั้นตอนการแก้ปัญหาตามระเบียบขั้น segregated solver แสดงดังภาพที่ 3.13 ซึ่งมีขั้นตอนดังนี้

1) สมบัติของสารจะถูกป้อนเข้าสู่ขั้นตอนการแก้สมการ หากเป็นการเริ่มการคำนวณค่าคุณสมบัติที่ใช้ คือ ค่ากำหนดเริ่มต้นของปัญหา และจะมีการปรับปรุงค่าทุกๆ รอบของ การคำนวณ

2) คำนวณสมการอนุรักษ์โนเมนตัมทั้งสามสมการ เพื่อคำนวณหาค่าความดันและอัตราการไอล ซึ่งจะได้ความเร็วของการไอล

3) เนื่องจากค่าความเร็วที่ได้จากขั้นตอนที่ 2 อาจเป็นค่าที่ไม่เหมาะสม กับสมการอนุรักษ์มวล ดังนั้นจึงต้องมีการปรับปรุงค่าที่ได้ ด้วยสมการปรับแก้ความดัน (pressure-correction equation) ประดิษฐ์จากสมการอนุรักษ์มวลกับโนเมนตัม โดยค่าความดัน อัตราการไอล และความเร็วที่ได้จะมีค่าเหมาะสมมากขึ้น

- 4) ขั้นตอนนี้เป็นการแก้สมการอื่นที่เพิ่มเติมเข้ามา สำหรับแต่ละปัญหา เช่น สมการพลังงาน แบบจำลองความปั่นป่วน และสมการสเกลาร์อื่น โดยใช้ค่าจากขั้นตอนที่ 3
 5) การยอมรับค่าที่ได้จากการคำนวณ จะถูกกำหนดคืน จากผลต่างของ เศษเหลือในแต่ละรอบของการคำนวณ หากมีค่าสูงกว่าที่ยอมรับได้ต้องทำการคำนวณซ้ำ (กลับไปที่ ขั้นตอนที่ 1) จนกว่าจะได้ค่าเท่ากับหรือน้อยกว่าที่ยอมรับได้

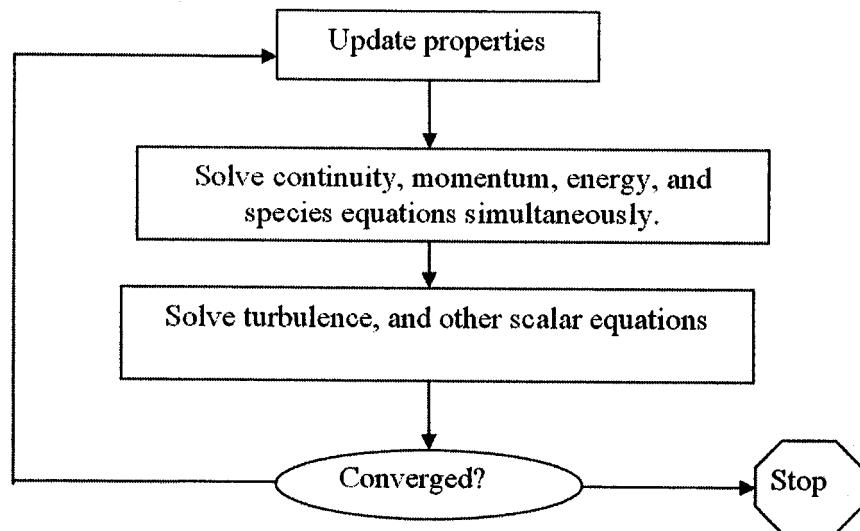


ภาพที่ 3.13 ลำดับการคำนวณของระเบียบขั้นแบบ segregated solver

3.4.2.2 ระเบียบขั้น Coupled solver เป็นระเบียบขั้นที่ค่อนข้างใหม่สำหรับ การคำนวณเชิงตัวเลข เป็นวิธีที่เอาสมการอนุรักษ์ทั้งสามสมการ และสมการชนิดขององไหล (เมื่อ กรณีของไหลมีหลายชนิด) แก้สมการพร้อมกันก่อนจะแก้สมการสเกลาร์อื่นๆ การคำนวณสมการเหล่านี้ยังต้องทำเป็นรอบ เช่นเดียวกับระเบียบขั้นตอนแรก ซึ่งมีขั้นตอนแสดงดังภาพที่ 3.14

- 1) ระเบียบขั้นตอนแรก สมบัติของสารถูกป้อนเข้าสู่ขั้นตอนการแก้ สมการ หากเป็นการเริ่มการคำนวณค่าคุณสมบัติที่ใช้ คือ ค่ากำหนดเริ่มต้นของปัญหา และจะมีการ ปรับปรุงค่าทุกๆรอบของการคำนวณ
- 2) ขั้นตอนต่อมา คำนวณสมการอนุรักษ์ทั้งสามสมการ และ สมการชนิด ขององไหล (กรณีของไหลมีหลายชนิด)
- 3) คำนวณสมการแบบจำลองความปั่นป่วน และ สมการสเกลาร์อื่นๆ โดยค่าที่ได้จากขั้นตอนที่ 2

4) ประเมินผลต่างๆ เช่น เหลือของรอบว่า ยอมรับได้ หรือไม่ หากมีค่าสูงกว่าที่ยอมรับได้ จะต้องทำการคำนวณกลับไปที่ขั้นตอนที่ 1 และวนซ้ำจนกว่าจะได้ค่าเท่ากันหรือน้อยกว่าที่ยอมรับได้



ภาพที่ 3.14 ลำดับการคำนวณของระเบี่ยบขั้นแบบ coupled solver

3.4.3 ระเบี่ยบวิธีคำนวณ

การคำนวณสมการเชิงอนุพันธ์ในรูปแบบของวิธีการใช้ตัวเลขนั้นมี 2 ระเบี่ยบวิธีคือ ระเบี่ยบวิธีแบบชัดแจ้ง (explicit method) และระเบี่ยบวิธีแบบปริယาย (implicit method) ความแตกต่างของระเบี่ยบวิธีทั้งสองคือ การสร้างสมการใช้ตัวเลขที่เป็นเชิงเส้นของความสัมพันธ์ระหว่างโนดหรืออelistment เพื่อแทนความสัมพันธ์ของสมการเชิงอนุพันธ์ กล่าวคือ ระเบี่ยบวิธีแบบชัดแจ้ง ตัวรู้ค่าถูกสร้างเป็นความสัมพันธ์เพื่อหาตัวไมรู้ค่าหนึ่งตัวของอelistment ต่อไป แต่ระเบี่ยบวิธีแบบปริယาย สมการหนึ่งสมการจะประกอบด้วยตัวไมรู้ค่าอelistment ต่อไปมากว่าหนึ่งตัว ระเบี่ยบวิธีแบบปริယายจะใช้กับการคำนวณแบบ segregated solver เพราะการคำนวณแบบ segregated solver จะคำนวณหาค่าตัวแปรเดียวของทุกอelistment พร้อมกันที่เวลาเดียวกัน ก่อนคำนวณตัวแปรอื่นๆ ทีละตัวแปร ทั้งนี้ระเบี่ยบขั้น coupled solver สามารถเลือกใช้ทั้งสองระเบี่ยบวิธีเพื่อการแก้ปัญหาได้

3.4.4 ระเบียบวิธีแก้ปัญหาการไหลของบริเวณใกล้ผนัง

พฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นบริเวณใกล้กับผนังเป็นปัญหาและอุปสรรคสำคัญกับการจำลองการไหลเชิงตัวเลข เนื่องจาก ที่ผนังความเร็วของของไหลจะมีค่าเข้าใกล้ศูนย์หรือเป็นศูนย์ เนื่องจากการหน่วงของความหนืดบริเวณมีผลกับการไหลมาก นอกจ้านี้แล้วความเสียดทานที่ผนังยังเป็นปัจจัยหลักที่ทำให้เกิดการหมุนวนและความปั่นป่วนของของไหล ดังนั้นระเบียบวิธีเชิงตัวเลข จำเป็นต้องมีวิธีที่ใช้สำหรับแก้ปัญหานี้

ในโปรแกรม FLUENT มีระเบียบวิธี 2 อย่างที่ใช้แก้ปัญหาที่เกิดขึ้นของการไหลบริเวณใกล้ผนัง อันได้แก่ near wall function และ near-wall model ทั้งสองวิธีแตกต่างกันที่วิธีการคำนวณปัญหา โดย near-wall model มีเป็นเทอมของฟังก์ชันในแบบจำลองความปั่นป่วน เพื่อการแก้ปัญหาการไหลบริเวณใกล้ผนัง โดยทำอิลิเมนต์บริเวณใกล้ผนังให้เล็กและคำนวณแต่ละอิลิเมนต์ไปเรื่อยๆจนติดผนัง ขณะที่ near wall function ทำการสร้างฟังก์ชันแยกจากแบบจำลองความปั่นป่วน เพื่อคำนวณค่าคุณสมบัติการไหลต่างๆที่ อิลิเมนต์ติดกับผนัง ฟังก์ชันที่ว่านี้ในโปรแกรม FLUENT มี 2 อย่าง ได้แก่ standard near wall function และ non-equilibrium near wall function ซึ่งข้อจำกัดของฟังก์ชันทั้งสอง คือ คำนวณการไหลที่ค่า Re ต่ำ ได้ไม่คืนก และมีข้อสมมตฐานที่ไม่ครอบคลุมทุกปัญหา ด้วยเหตุนี้ จึงมีการประดิษฐ์แบบจำลองที่สามารถใช้ได้กับปัญหาความปั่นป่วนในบริเวณค่า Re ต่ำ ซึ่ง แบบจำลองที่ว่านี้ คือ enhanced near-wall model โดยใช้หลักการของการสร้างฟังก์ชันนำไปปรับปรุงแบบจำลองความปั่นป่วนซึ่งทำให้การแก้ปัญหาการไหลที่เกิดใกล้ผนังมีประสิทธิภาพ และยังสามารถใช้งานได้ครอบคลุมปัญหามากขึ้น

บทที่ 4

การจำลองและศึกษาคุณลักษณะของอีจีคเตอร์

อุปกรณ์หลักของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ คือ อีจีคเตอร์ ซึ่งมีสมรรถนะสูง ประการที่เกี่ยวข้อง ได้แก่ ประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำสารหรือ ค่า entrainment ratio (Rm) และ ความสามารถทำความดันหรือจุด critical back pressure (CBP) คุณลักษณะและสมรรถนะของ อีจีคเตอร์สามารถทดสอบหาได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์หรือการทดลอง แต่วิธีเหล่านี้ต้อง ใช้เวลาและงบประมาณค่อนข้างสูง ดังนั้นการศึกษานี้จึงได้นำเอาความรู้ด้านการคำนวณของไอล พลศาสตร์ (Computational Fluid Dynamics, CFD) มาประกอบเป็นเครื่องมือช่วยศึกษาคุณลักษณะ ต่างๆ และหาสมรรถนะของอีจีคเตอร์ ในบทนี้จะได้นำเสนอแบบจำลองเชิงตัวเลขที่ใช้สำหรับศึกษา สมรรถนะของอีจีคเตอร์ โดยพารามิเตอร์ที่ทำการศึกษาได้แก่ ผลกระทบจากเงื่อนไขการทำงานของ เครื่องกำเนิดไอ เครื่องระบาย และเครื่องควบคุม พร้อมนำผล CFD เข้ามาช่วยอธิบายปรากฏการณ์ ที่เกิดขึ้นภายในอีจีคเตอร์ ซึ่งเชื่อมโยงกับสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์โดยตรง

4.1 การคำนวณของไอลพลศาสตร์ของอีจีคเตอร์

4.1.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

จากทฤษฎีของ CFD ที่กล่าวไว้ในบทที่ 3 และงานวิจัยที่ผ่านมา ทำให้ทราบข้อมูล ของแบบจำลอง CFD ที่ใช้สำหรับการแก้ปัญหาการไอลภายในอีจีคเตอร์ ซึ่งแสดงไว้ในตารางที่ 4.1 โดยใช้โปรแกรม FLUENT 6.0 ซึ่งเป็นระบบที่ปริมาตรสี่เหลี่ยม (finite volume method)

จากตาราง 4.1 แบบจำลองความปั่นป่วนที่ใช้เป็น realizable $k - \epsilon$ รูปแบบของ การแก้ปัญหาใช้ couple-implicit ระบบที่ปริมาตรสี่เหลี่ยม การไอลบริเวณใกล้ผนัง (near-wall treatment) กำหนดเป็น standard near wall function เนื่องจากขอบเขตทางเข้าและทางออกเป็น pressure inlet และ pressure outlet ตามลำดับ อีกทั้งเพิ่มการคำนวณในส่วนของสมการพลังงาน (energy equation) โดยค่าเหล่านี้สามารถกำหนดได้ในตัวโปรแกรม FLUENT

ตารางที่ 4.1 เงื่อนไขการคำนวณของ CFD

ขอบเขตทางเข้า(inlet boundary condition)	Pressure inlet
ขอบเขตทางออก(outlet boundary condition)	Pressure out
ระเบียบขั้นการแก้ปัญหา(Solver)	Coupled solver
ระเบียบวิธีคำนวณ(Linearization)	Explicit method
แบบจำลองความปั่นป่วน(Turbulence model)	Standard $k - \varepsilon$ model
ระเบียบวิธีแก้ปัญหาการไหลของบริเวณใกล้ผนัง(Near-wall treatment method)	Standard near wall function

4.1.2 คุณสมบัติของสารทำงาน

ระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์โดยมีน้ำเป็นสารทำงาน สถานะเป็นไอ (water vapor) ซึ่งคุณสมบัติในแบบจำลองเชิงตัวเลข กำหนดสารเป็น ก๊าซในอุดมคติ (ideal gases) เนื่องจาก ความดันภายในอีจีคเตอร์มีค่าต่ำ การไหลเป็นแบบยุบตัวได้ เนื่องจากของไหลไหลด้วยความเร็วสูง อิกทั้งสารทำงานจากเครื่องกำเนิดไอน้ำสถานะเป็นไอคงสูงมาก ซึ่งคุณสมบัติโดยสรุปของสารทำงาน ในแบบจำลองแสดงดังตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 คุณสมบัติของสารในการคำนวณ

สมบัติสาร	ค่า
ความหนืด, $\mu (kg / m^3)$	1.34×10^{-5}
ค่าน้ำความร้อน, $k (W / mK)$	0.0261
ความร้อนจำเพาะ, $C_p (J / kgK)$	2014.00
น้ำโมลิกูล, $M (kg / kmol)$	18.01534

กำหนดเงื่อนไขของก๊าซอุดมคติที่แบบจำลองขัดตัวได้จะใช้ความสัมพันธ์ของความหนาแน่นเป็น (ρ) ที่ความดันต่างๆ เป็น

$$\rho = \frac{P_{op} + P}{RT} \quad (4.1)$$

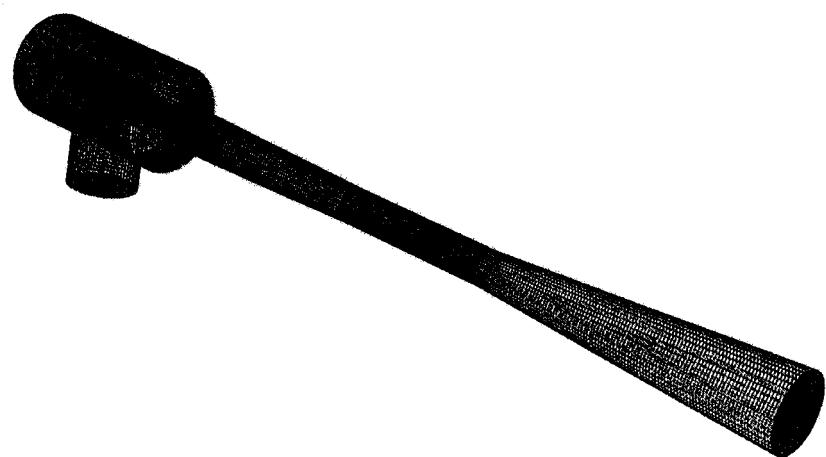
โดย P_{op} คือความดันที่ทำงานซึ่งเป็นความดันอ้างอิง ทั้งนี้ในการจะกำหนดเป็น 0 สำหรับการจำลองการไหลในอีจีคเตอร์

4.1.3 ขอบเขตของปัญหาและรูปร่างของกริด

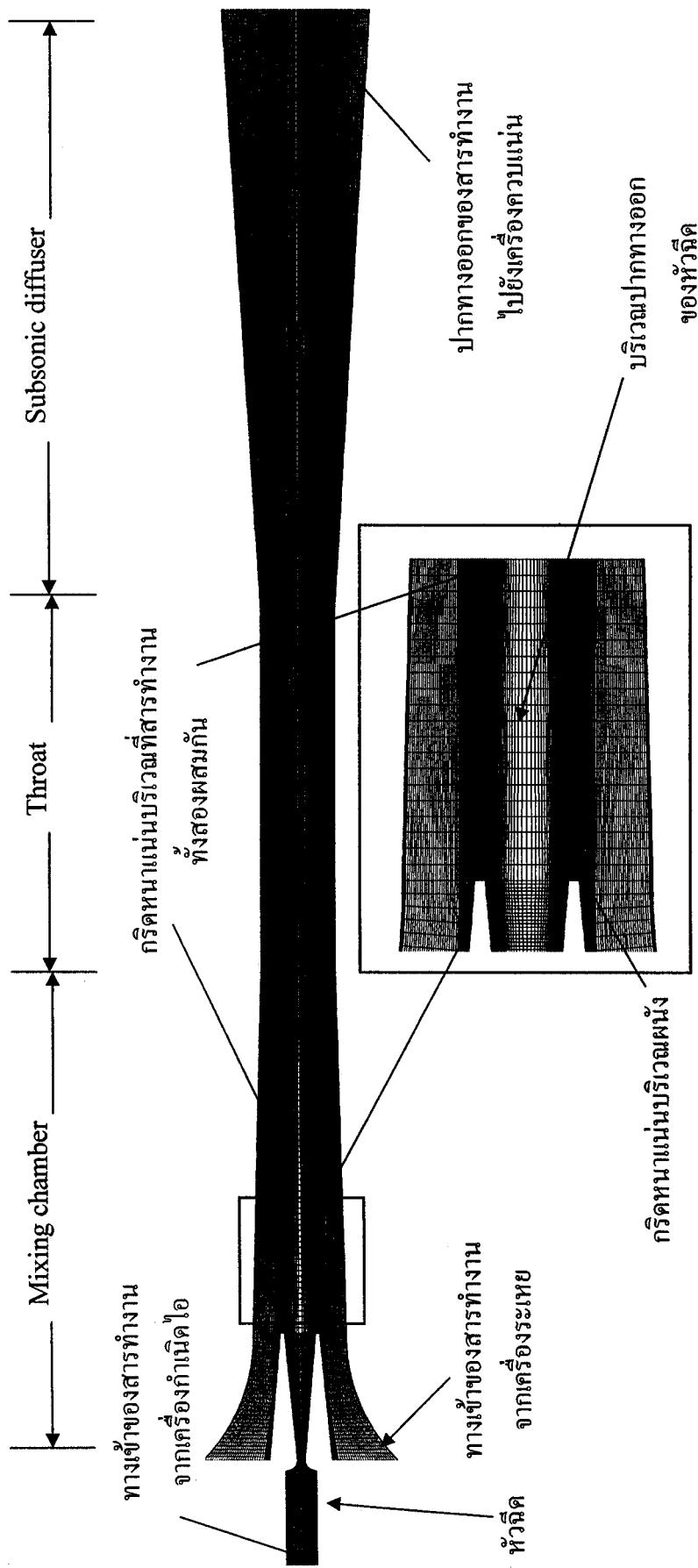
ขอบเขตปัญหาของอีเจ็คเตอร์ประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก 2 อย่าง คือ หัวฉีด และ อีเจ็คเตอร์ โดยครอบคลุมบริเวณที่ข้องไอลайлผ่านเริ่มตั้งแต่ปากทางเข้าอีเจ็คเตอร์และหัวฉีดจนถึง ทางออกของอีเจ็คเตอร์ (ต่อ กับ เครื่องควบคุม) ขนาด รูปร่าง และกริด ของอีเจ็คเตอร์ถูกกำหนด และสร้างในโปรแกรม GAMBIT ซึ่งรูปร่างแบบจำลองถูกสร้างเป็น axis-symmetry และ 3 มิติ หลังจากนั้นจึงนำไปคำนวณในโปรแกรม FLUENT รูปร่างของและขอบเขตของอีเจ็คเตอร์ แสดงในภาพที่ 4.1 และ 4.2

ภาพที่ 4.1 แสดงรูปร่างของอีเจ็คเตอร์แบบ 3 มิติ โดยพิจารณาหัวฉีด และส่วน ของท่อคู่ด้วย จากภาพจะเห็นว่าขอบเขตของปัญหาถูกแบ่งออกด้วยกริดทรงปริมาตร ซึ่งมีประมาณ 850,000 โนด คุณสมบัติของสารทำงานและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กำหนดไว้ตามตารางที่ 4.1-4.2 ทำการคำนวณด้วยคอมพิวเตอร์สำนักงานความเร็ว 3.5 GHz มี memory capacity (LAM) 2 GHz โดยใช้เวลาประมาณ 15 วันสำหรับแต่ละกรณี

ภาพที่ 4.2 แสดงรูปร่างอีเจ็คเตอร์แบบ axis-symmetry ซึ่งขอบเขตของปัญหา ถูกแบ่งออกด้วยกริดรูปร่างสี่เหลี่ยม จำนวนประมาณ 40,000 โนด จากรูปจะเห็นว่า จำนวนกริดจะ หนาแน่นสูงที่บริเวณใกล้ผนังและลดลงบริเวณที่ของไอลайлทั้งสองฝั่งกัน เนื่องจากการเปลี่ยนแปลง ของตัวแปรที่บริเวณดังกล่าวมีค่าสูงมาก แต่ละกรณีใช้เวลาคำนวณประมาณ 12 ชั่วโมงที่สมรรถนะ ของเครื่องคอมพิวเตอร์ข้างต้น จะเห็นได้ว่าน้อยกว่าแบบจำลองรูปร่าง 3 มิตินอก



ภาพที่ 4.3 รูปร่างแบบจำลองอีเจ็คเตอร์ใน 3 มิติ

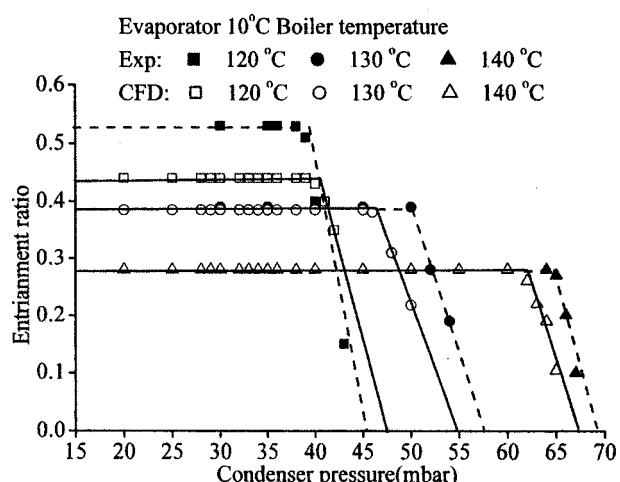


ภาพที่ 4.2 รูปร่างและการแบ่งกริดภายในอุปกรณ์ทดลอง

4.2 ผลยืนยันแบบจำลอง CFD ของอีจีคเตอร์

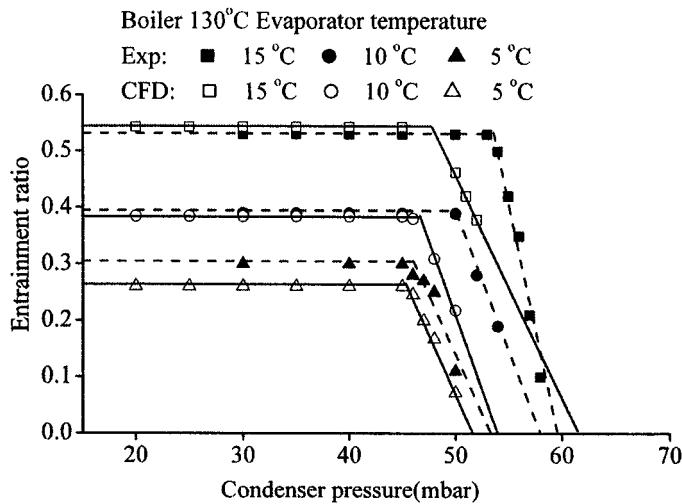
4.2.1 ผลกระทบจากเงื่อนไขการทำงานที่มีต่ออีจีคเตอร์

แบบจำลอง CFD ของอีจีคเตอร์ ที่ได้จากการศึกษาทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ซึ่งกล่าวไว้อย่างละเอียดในหัวข้อที่ผ่านมา เมื่อนำมาทดสอบหาสมรรถนะของอีจีคเตอร์ โดยใช้ค่าตัวบ่งชี้สมรรถนะ 2 ค่า คือ Critical Back Pressure (CBP) และ Entrainment ratio (Rm) ทำการเปรียบเทียบกับผลการทดลองของ Chunnanond (1994) ในระบบทำความเย็นที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน ซึ่ง ทดสอบอิทธิพลของเงื่อนไขการทำงานของแต่ละอุปกรณ์ อันได้แก่ เครื่องกำเนิดไอ เครื่องระบาย และเครื่องควบคุม ผลการทดลองเปรียบเทียบแบบจำลองในการคำนวณของไอลพลศาสตร์ (CFD) แสดงดังภาพที่ 4.3-4.4



ภาพที่ 4.3 สมรรถนะของอีจีคเตอร์จากผลของอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ

เมื่อเปรียบเทียบผลการคำนวณของ CFD กับการทดลอง โดยเปลี่ยนแปลงเงื่อนไขการทำงานของอีจีคเตอร์พบว่า ค่า CBP ของ CFD มีค่าน้อยกว่าที่ได้จากการทดลอง เนื่องจาก CFD ไม่สามารถคำนวณค่าการสูญเสียของความดันที่เกิดขึ้นภายในอีจีคเตอร์ เช่น การสูญเสียจากการไอลสัมผัสผนังและการสูญเสียจากการผสานกันของไอลทั้งสองได้ทั้งหมด แต่ยังไร้กีตาน ค่า Rm ให้ผลค่อนข้างใกล้เคียงกัน จากข้อมูลข้างต้นสนับสนุนผลการวิจัยของ Rustly *et al.* (2002), Chunnanod (1994) และ Riffat *et al.* (2001: 115-128) ซึ่งยืนยันความมั่นใจว่า แบบจำลองของ CFD สามารถให้ค่าหรือผลที่ยอมรับได้



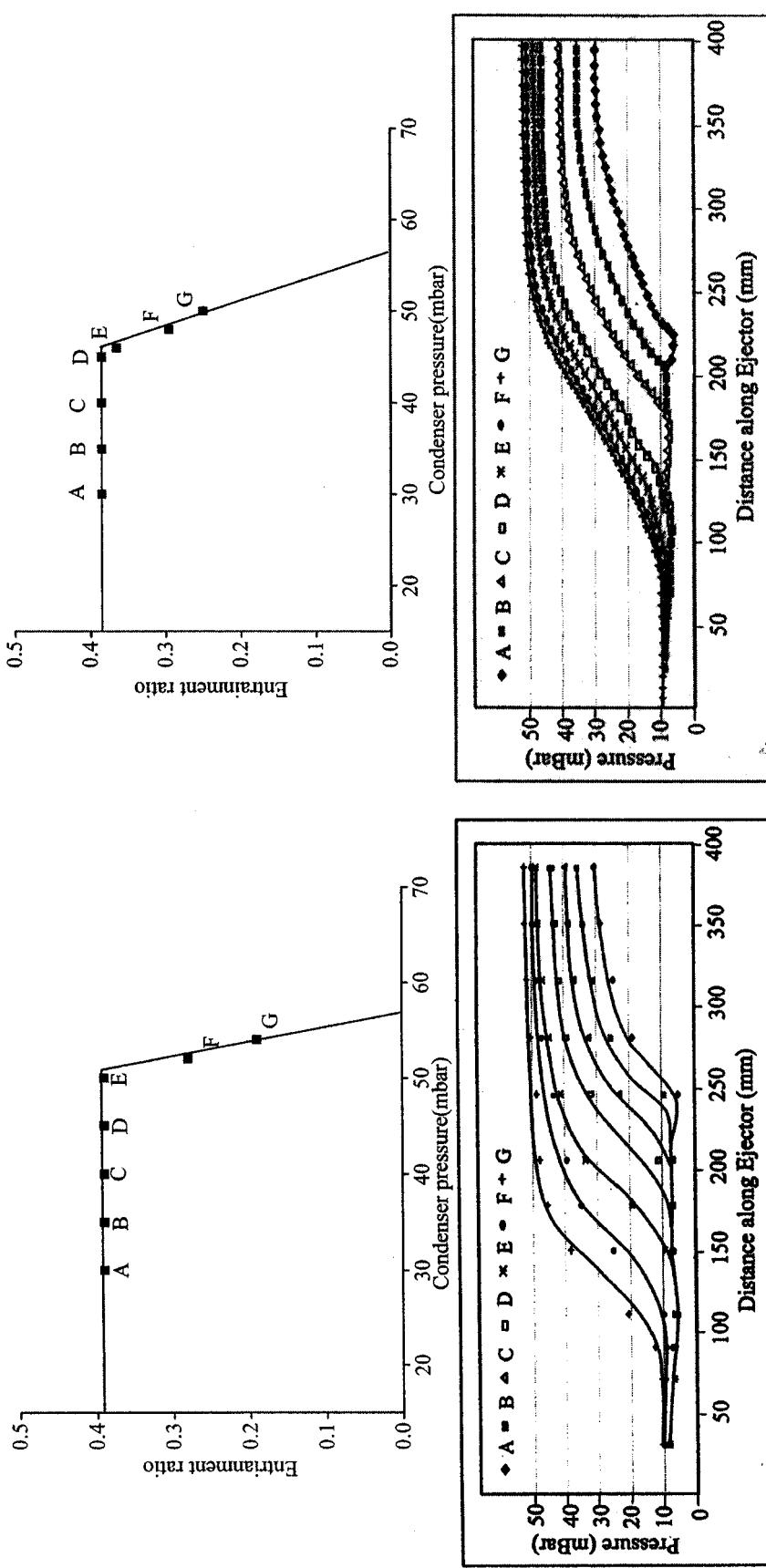
ภาพที่ 4.4 สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์จากผลของอุณหภูมิเครื่องระเหย

4.2.2 กราฟความดันตามแนวแกนของอีเจ็คเตอร์

Chunnanod en al. (2004: 311-322) ทำการศึกษาพฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นภายใต้อีเจ็คเตอร์ โดยวัดความดันสถิตตามแนวแกนของอีเจ็คเตอร์ ทำให้ทราบตำแหน่งการเกิด chocking และ shock ดังภาพที่ 4.5 มีข้อสังเกตว่า เมื่อความดันเครื่องความแหน่น้อยลง ตำแหน่งของปรากฏการทั้งสอง สามารถระบุตำแหน่งได้ชัดเจน แต่เมื่อความดันเครื่องความแหน่นสูงขึ้น การระบุตำแหน่งของ chocking และ shock ทำได้ยาก เนื่องจาก ความดันสถิตบริเวณผนังเปลี่ยนแปลงอย่างรวดเร็ว เห็นได้ว่าปรากฏการณ์ทั้งสองจะขึ้นอยู่กับเงื่อนไขการทำงานของอีเจ็คเตอร์

เมื่อนำ CFD เข้ามาช่วยศึกษาและตรวจสอบความดันสถิตบริเวณของอีเจ็คเตอร์ พบว่าให้ผลแนวโน้มเช่นเดียวกับการทดลอง แสดงดังภาพที่ 4.5 ซึ่งเป็นค่าความดันสถิตตามผนังของอีเจ็คเตอร์ เมื่อเปลี่ยนแปลงความดันของเครื่องความแหน่น (ความดันที่ปากทางออก) เห็นได้ว่าผลที่ได้จากการคำนวณเชิงตัวเลขให้ค่าความดันที่สูงกว่าค่าจากการทดลอง เนื่องจากว่า การสูญเสียในการทดลองจริงมีมากกว่าที่สามารถคำนวณได้ใน CFD

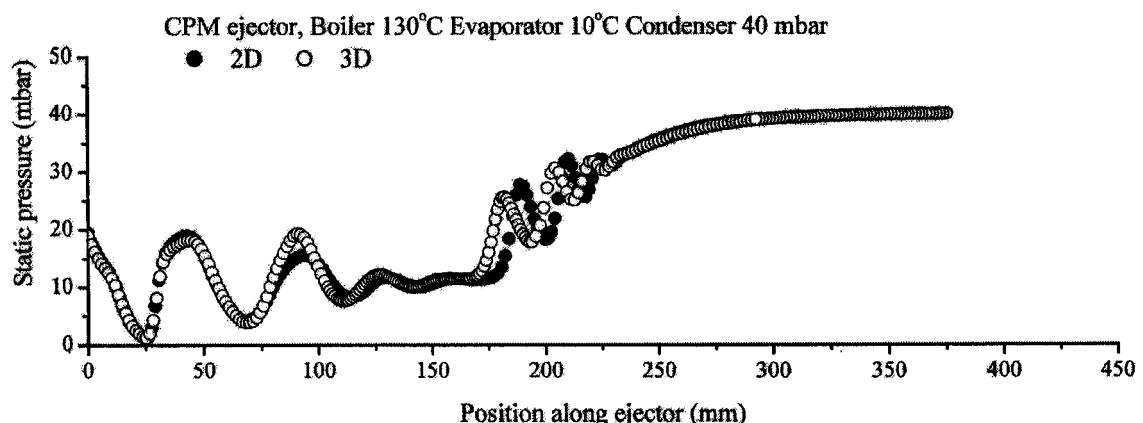
จากหัวข้อ 2.1 และ 2.2 สามารถยืนยันได้ว่าการคำนวณการไหลพลศาสตร์ของอีเจ็คเตอร์สามารถทำนายพฤติกรรม และสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ได้แทนการทดลองจริง แต่ทั้งนี้ แบบจำลองที่ใช้น้ำมันอยู่ในลักษณะของ 2 มิติ และตัวมาจากการส่วนของอีเจ็คเตอร์เท่านั้น ซึ่งความเป็นจริงแล้วอีเจ็คเตอร์มีลักษณะเป็น 3 มิติ และมีส่วนประกอบของห้องคูลท์ที่ทางเข้า ด้วยเหตุนี้อาจทำให้ผลที่ได้จาก CFD มีค่าผิดจากความเป็นจริง ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้ทำการจำลองรูปปั้ร่างอีเจ็คเตอร์ในสามมิติซึ่งพิจารณาท่อคูลด้วย



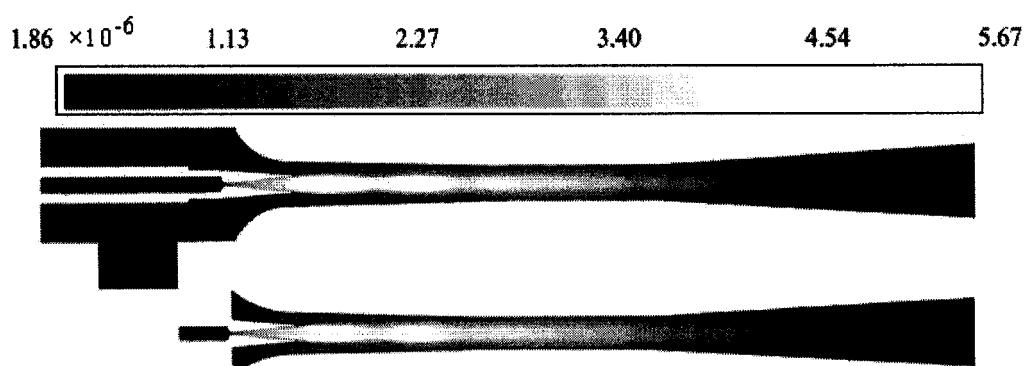
ภาพที่ 4.5 ผลการทดลอง และ ผล CFD ของความตันสูบที่ผ่านอุปกรณ์ (Chummanod, 1994)

4.3 แบบจำลองของอีเจ็คเตอร์ใน 2 มิติ และ 3 มิติ

จำลองปัญหาการไอลain CFD จำเป็นต้องกำหนดค่าให้ใกล้เคียงกับเป็นจริงมากที่สุดแต่ที่ผ่านมาสำหรับกรณีของอีเจ็คเตอร์ นักวิจัยจะจำลองในรูปร่าง 2 มิติ เนื่องจากการคำนวณแบบ 3 มิติ ต้องใช้เครื่องคำนวณที่ราคาแพง อีกทั้งในสมัยนั้นเครื่องคำนวณยังด้อยประสิทธิภาพอยู่ แต่ปัจจุบัน เครื่องคอมพิวเตอร์มีสมรรถนะและประสิทธิภาพสูงขึ้น ทำให้สามารถคำนวณแก้ระบบสมการของแบบจำลองเชิงตัวเลขที่ слับซับซ้อน อีกทั้ง CFD ถูกพัฒนาให้สามารถคำนวณการไอลainที่ใกล้เคียง ความจริงได้มากยิ่งขึ้น ด้วยเหตุนี้งานวิจัยนี้ จึงได้ทำการคำนวณแบบจำลองของอีเจ็คเตอร์ใน 3 มิติ (แสดงดังภาพที่ 4.1) เพื่อศึกษาผลกระบวนการท่อคูลและมิติที่สามต่อรูปแบบการไอลainและสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์พร้อมเปรียบเทียบผลกับแบบจำลอง 2 มิติ

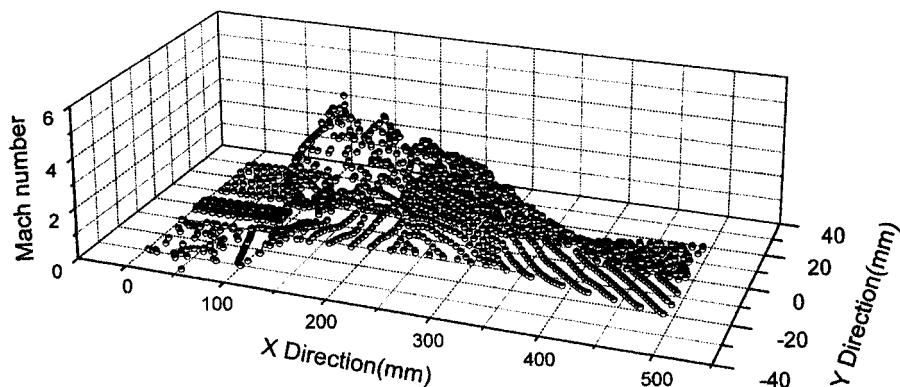


ภาพที่ 4.6 ความดันสตاتิกตามแนวแกนของอีเจ็คเตอร์



ภาพที่ 4.7 Mach number บนรูปแบบของอีเจ็คเตอร์ (a) Axis symmetry (b) 3D

เมื่อพิจารณาผลเปรียบเทียบจากแบบจำลอง 2 และ 3 มิติดังภาพที่ 4.6 และ 4.7 ซึ่งเป็นกราฟความดันสถิตที่เส้นตามแนวแกน และแบบตี Mach number ของอีเจ็คเตอร์ตามลำดับที่สภาวะของอุณหภูมิเครื่องกำเนิด ไอ 130°C , เครื่องระเหย 10°C และความดันของเครื่องควบแน่น 40 mbar พบว่าเส้นกราฟความดันและแบบสีความดันสถิตให้ค่าไกล์คียงกัน สังเกตได้ว่าค่าความดันสถิตของอีเจ็คเตอร์เปลี่ยนแปลงกลับไปกลับมา เมื่อนำจากแรงเฉือนบริเวณผนังและชั้นของไอลของทั้งสองสาร นักวิจัยบางท่านนิยม shock ที่มีรูปแบบการไอลชั้นนี้ว่า “Pseudo shock” (Matsuo, Miyazato and Kim, 1999: 33-100)



ภาพที่ 4.8 Mach number ของอีเจ็คเตอร์ในระบบแกน 3 มิติ

ข้อได้เปรียบของการจำลองการไอลใน 3 มิติ คือสามารถแสดงค่าต่างๆในรูปแบบ 3 มิติ ทำให้สามารถมองเห็นปัญหาได้รอบคุณ และมีมุมมองที่ชัดเจนมากยิ่งขึ้นซึ่งรูปร่างแบบจำลองใน 2 มิติ ทำไม่ได้ กราฟ 3 มิติของ Mach number ตำแหน่งแกน X และ Y ของอีเจ็คเตอร์แสดงดังภาพที่ 4.8 ที่อุณหภูมิเครื่องกำเนิด ไอ 130°C , เครื่องระเหย 10°C และความดันของเครื่องควบแน่น 30 mbar จากกราฟพบว่า ความดันบนเส้นแนวแกนกลางของอีเจ็คเตอร์จะสลับสูงกับด้านสังเกตเห็น ได้ชัดเจน โดยเฉพาะบริเวณปากทางออกของหัวฉีดหรือห้องผสมของอีเจ็คเตอร์ และจะลดลงเรื่อยๆ เมื่อยื่นไอกลับบริเวณผนังและปากทางออก ความเร็วที่บีบริเวณท่อคุณมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับที่บริเวณภายในอีเจ็คเตอร์ จนอาจถือได้ว่าความเร็วของสารทำงานเกือบหยุดนิ่ง ความเสียดทานบริเวณผนังท่อคุณจึงมีค่าน้อยมากและส่งผลให้รูปแบบการไอลไม่ต่างจากการณ์ไม่ได้พิจารณาท่อคุณ ดังนั้นผลของ CFD ใน 2 และ 3 มิติของอีเจ็คเตอร์จึงมีค่าไกล์คียงกัน แต่เนื่องจากการคำนวณรูปร่าง 3 มิติ ต้องใช้ระยะเวลานานมากกว่า 2 มิติมาก ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงเลือกใช้แบบจำลองใน 2 มิติ เพื่อคำนวณการไอลและทดสอบสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์เป็นหลัก

4.4 ผลกระทบจากพารามิเตอร์บางตัวที่มีต่อสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์

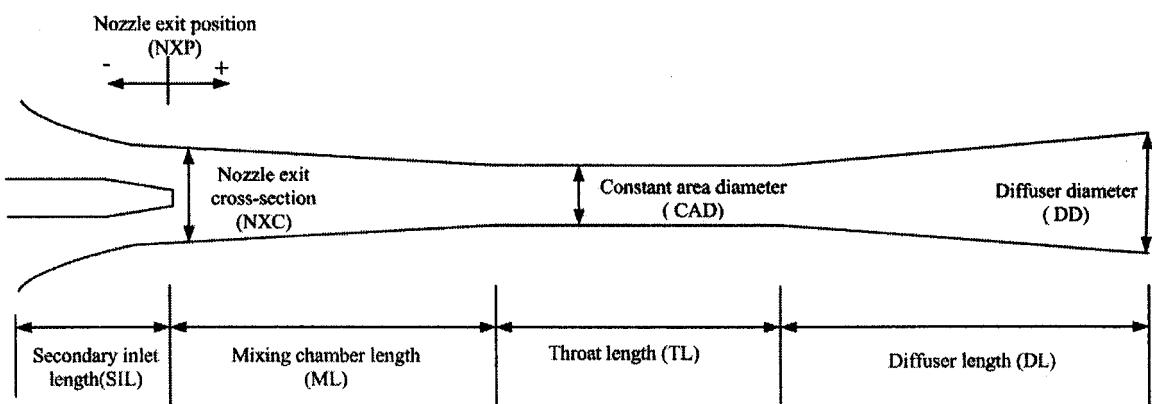
ดังที่กล่าวไว้แล้วในตอนดันแล้วว่า พารามิเตอร์ที่ส่งผลต่อสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์นั้นมีหลายอย่าง ทั้งที่มาจากการตัวของอีเจ็คเตอร์เอง เช่น รูปร่างลักษณะของอีเจ็คเตอร์ ตำแหน่งของหัวฉีด และประเภทของอีเจ็คเตอร์ที่นำมาใช้ และมาจากการเงื่อนไขการทำงาน ล้วนส่งผลต่อกำลังความสามารถหรือประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์ ดังนั้นในหัวนี้ เราจึงได้นำเอาเรื่องเบื้องต้นของการคำนวณการไหลของ流体 ซึ่งศึกษาผลกระทบจากพารามอเตอร์เหล่านี้ และทำความเข้าใจลักษณะการไหลที่เกิดขึ้นด้วยโดยได้ทำการเปรียบเทียบกันระหว่างอีเจ็คเตอร์แบบ Constant Pressure Mixing (CPM) และ Constant Mixing Area (CMA)

4.4.1 ผลกระทบจากเงื่อนไขการทำงาน

อีเจ็คเตอร์จะทำงานอยู่ภายใต้เงื่อนไขสภาวะของอุปกรณ์ 3 อย่าง คือ 1) เครื่องกำเนิดไอ ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ส่งสารทำงานความดันสูงเข้าหัวฉีด 2) เครื่องระเหย เป็นอุปกรณ์ที่ต่อเข้ากับท่อคุduct ของอีเจ็คเตอร์ และ 3) เครื่องควบแน่น เป็นอุปกรณ์รับสารทำงานและเป็นอุปกรณ์กำหนดความดันที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์ การศึกษาและตรวจสอบสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ ใน การศึกษานี้ใช้ขนาดอีเจ็คเตอร์ตามตารางที่ 4.3 และภาพที่ 4.9

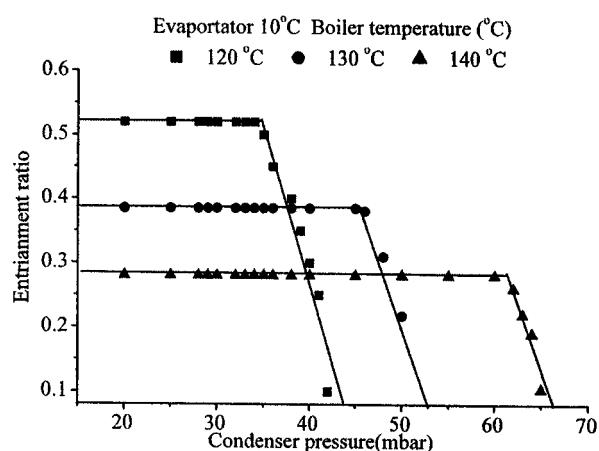
ตารางที่ 4.3 ขนาดของอีเจ็คเตอร์

ชนิด	SIL(mm)	ML(mm)	TL(mm)	TL(mm)	NXC(mm)	CAD(mm)	DD(mm)
CPM	30	125	95	180	24	19	40
CMA	30	-	220	180	-	24	40

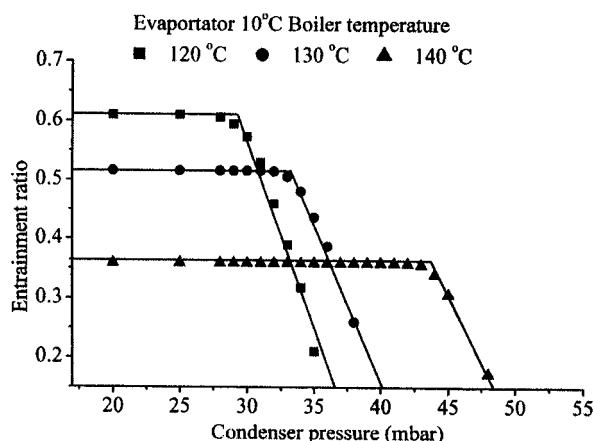


ภาพที่ 4.9 รูปร่างของอีเจ็คเตอร์

4.4.1.1 อิทธิพลจากสภาวะของเครื่องกำเนิดไอ เครื่องกำเนิดไอเป็นอุปกรณ์หลักที่กำหนดความดันและอุณหภูมิของสารปัจมภูมิ ซึ่งมีส่วนผลกระทบต่อการทำงานของอีจีคเตอร์มากเนื่องจาก เป็นสภาวะที่กำหนดความรุนแรงของการไหกล้ายในอีจีคเตอร์ และสารปัจมภูมิทำหน้าที่สร้างบริเวณความดันต่ำซึ่งทำให้เกิดการเหนี่ยวนำสารจากเครื่องระเหย สภาวะของเครื่องกำเนิดไอ จึงมีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์อย่างยิ่ง ดังนั้นเราจึงทำการศึกษาอิทธิพลของเครื่องกำเนิดไอ โดยใช้ CFD เป็นเครื่องมือและแสดงปรากฏการณ์การไหลงในอีจีคเตอร์ แบบ CPM และ CMA



(a) CPM

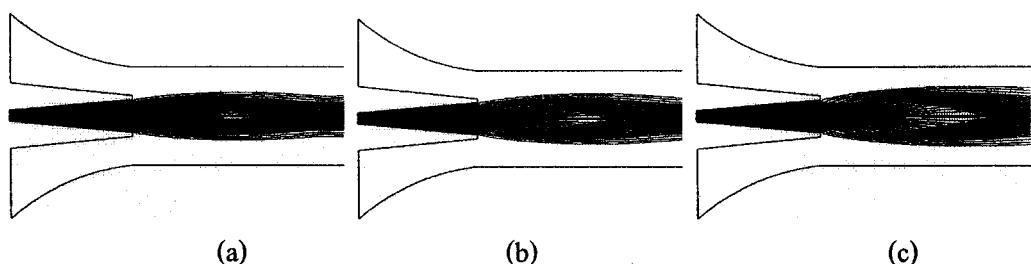


(b) CMA

ภาพที่ 4.10 สมรรถนะของอีจีคเตอร์จากอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ (a) CPM และ (b) CMA

อิทธิพลของอุณหภูมิจากเครื่องกำเนิดไอที่มีต่อสมรรถนะอีจีคเตอร์แสดงผลตามภาพที่ 4.10 จากภาพแสดงค่า R_m กับความดันของเครื่องควบแน่น ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 10°C และ อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ 120°C , 130°C และ 140°C เห็นได้ว่าเมื่ออุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอเพิ่มสูงขึ้น อีจีคเตอร์จะเหนี่ยวนำสารได้น้อยลง (R_m ลดลง) แต่ความดันที่อีจีคเตอร์ทำได้ (CBP) จะมีค่าสูงขึ้น โดยอีจีคเตอร์แบบ CMA มีค่า R_m สูงกว่าแบบ CPM แต่จุด CBP ต่ำกว่า

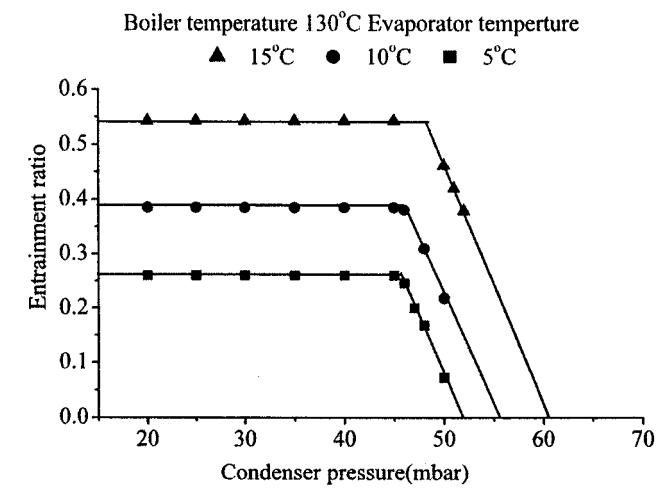
จากผลของ CFD สามารถอธิบายอิทธิพลของเครื่องกำเนิดไอที่มีต่อรูปแบบการไหลและสมรรถนะอีจีคเตอร์ พิจารณาภาพที่ 4.11 แสดงลายเส้นการไหล (path line) ของ jet-core ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 10°C , ความดันเครื่องควบแน่น 25 mbar และอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ 120°C , 130°C และ 140°C จากผลของ CFD ทำให้สามารถมองเห็นปรากฏการณ์การไหลภายในอีจีคเตอร์ ซึ่งพบว่าเมื่ออุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอสูงขึ้น jet-core จะมีมุมขยายตัว (expansion angle) โตและ ยาวมากขึ้น effective area จึงมีขนาดเล็กลงและอัตราการไหลตกน้อยลงด้วย แต่สังเกตได้ว่า ความดันของเครื่องกำเนิดไอที่สูงขึ้น พลังงานไมemen ต้มขยะ ไหลตกจะมีค่ามากขึ้นด้วย อีจีคเตอร์จึงสามารถทำความดันได้สูง



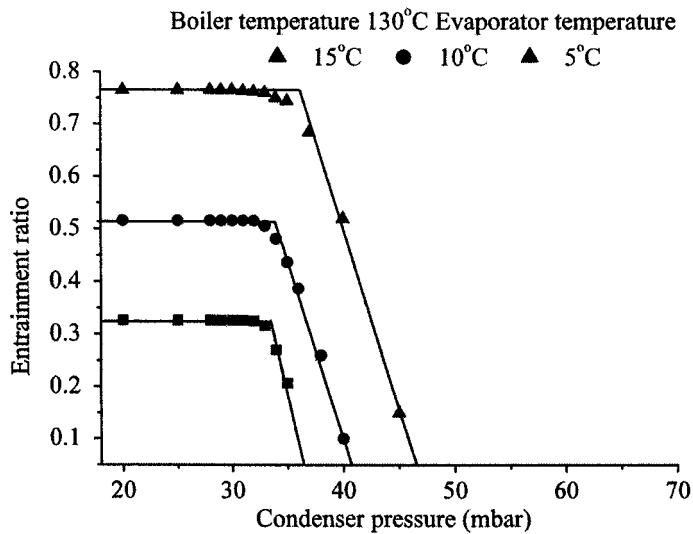
ภาพที่ 4.11 รูปร่าง jet- core ที่ปากทางออกของหัวฉีด เมื่ออุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอเป็น (a) 10°C , (b) 120°C และ (c) 140°C

4.4.1.2 อิทธิพลจากสภาพของเครื่องระเหย เครื่องระเหย (evaporator) เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่เอาความร้อนจากห้องทำงานให้ความเย็นด้านการทำงานให้เดือดในสภาพความดันต่ำ ซึ่งทำให้ห้องปรับอากาศมีอุณหภูมิลดลง อัตราการไหลของไอสารทำงานจากเครื่องระเหย จะส่งผลต่อสมรรถนะทำความเย็นของระบบโดยตรง และ สิ่งนี้ขึ้นอยู่กับการประสิทธิภาพของอีจีคเตอร์เป็นหลัก และในทางกลับกัน คุณลักษณะของอีจีคเตอร์ก็ขึ้นอยู่กับสภาพของเครื่องระเหย เช่นกันเมื่ออีจีคเตอร์เป็นอุปกรณ์กำหนดความดันและการเหนี่ยวนำสารจากเครื่องระเหย ดังนั้นอีจีคเตอร์และสภาพของเครื่องระเหย เชื่อมโยงกับประสิทธิภาพของระบบโดยตรง

แสดงอิทธิพลของอุณหภูมิเครื่องระเหยที่มีต่อค่า R_m และจุด CBP ของอีเจ็คเตอร์ ดังภาพที่ 4.12 โดย โดยเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ของ R_m กับความดันของเครื่องควบแน่นที่ เครื่องกำเนิดไอน้ำอุณหภูมิ 130°C และเครื่องระเหย 5°C , 10°C และ 15°C พบว่า การเพิ่มอุณหภูมิ ของเครื่องระเหยทำให้อีเจ็คเตอร์มีค่า R_m และจุด CBP สูงขึ้น หรือกล่าวอีกนัยหนึ่ง ได้ว่า อีเจ็คเตอร์ สามารถหนีบวนนำสารและทำความดันได้สูงขึ้น เมื่ออุณหภูมิของเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น



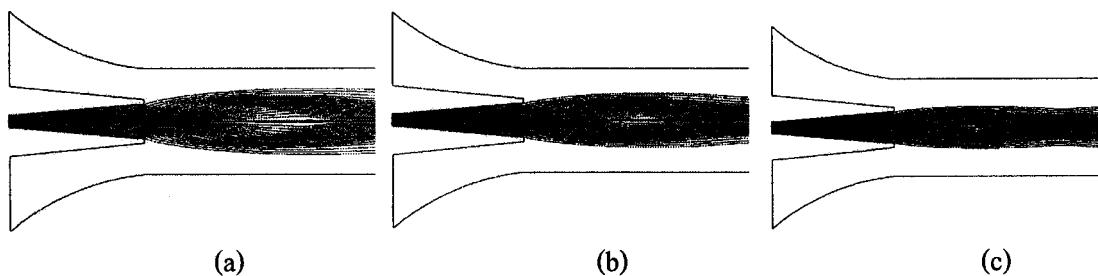
(a) CPM



(b) CMA

ภาพที่ 4.12 สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์จากอิทธิพลของอุณหภูมิของเครื่องระเหย (a) CPM และ (b) CMA

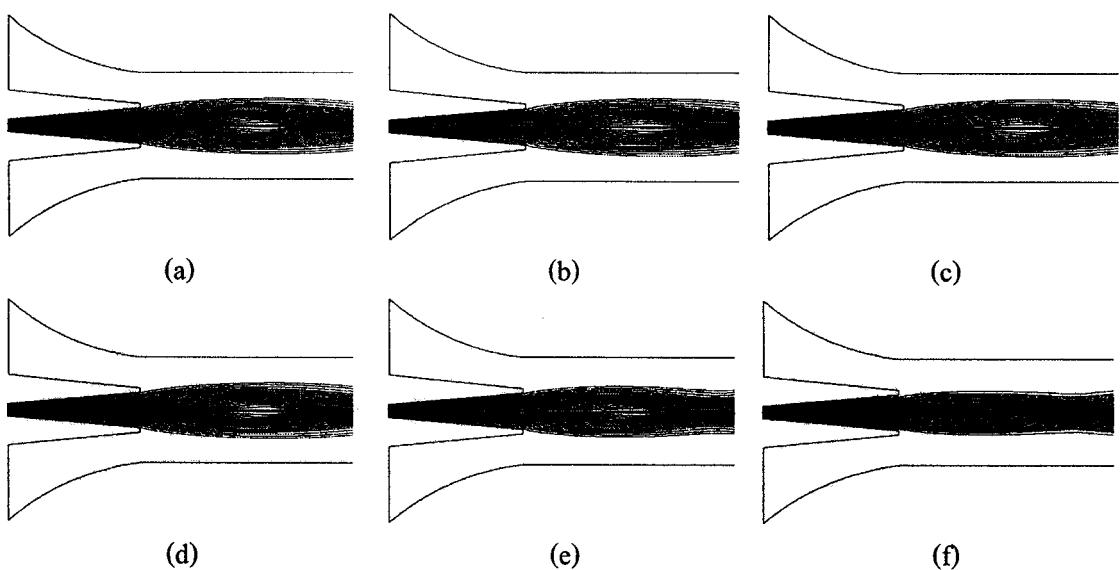
ปรากฏการณ์การไหลในอีเจ็คเตอร์ที่เกิดจากอิทธิพลของสภาวะของเครื่องระเหยสามารถแสดงลายเส้นการไหล ดังภาพที่ 4.13 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของเครื่องระเหย (สารทุติยภูมิ) กับขนาดของ jet-core พบว่าเมื่ออุณหภูมิหรือความดันของสารที่มาจากการที่ความนิ่วของสารทุติยภูมิสูง พลังงานโน้มnenต์ของการไหลจึงมีค่ามาก ดังเช่นกรณีของสภาวะของเครื่องกำเนิดไอ ดังนั้นอีเจ็คเตอร์จึงทำความดันได้ดี



ภาพที่ 4.13 รูปร่าง jet- core ที่ป้ำกทางออกของหัวฉีดที่อุณหภูมิของเครื่องระเหย (a) 5°C , (b) 10°C และ (c) 15°C

4.4.1.3 อิทธิพลจากสภาวะของเครื่องควบแน่น อิทธิพลของความดันจากเครื่องควบแน่น แสดงไว้ในภาพที่ 4.12 และ 4.13 พบว่าความดันของเครื่องควบแน่นที่ลดลงในช่วงต่ำกว่า จุด CBP อีเจ็คเตอร์จะเหนี่ยวนำสาร ได้ปริมาณคงที่ แต่ถ้าหากมีค่าสูงเกินจุด CBP การเหนี่ยวนำสารของอีเจ็คเตอร์จะลดลง เนื่องจาก เมื่อลดความดันที่ป้ำกทางออกให้ต่ำกว่าจุด CBP รูปร่างของ jet-core หรือขนาดของ effective area ไม่มีการเปลี่ยนแปลง (สังเกตจากภาพที่ 4.14) และปรากฏการณ์การ choking ของสารทุติยภูมิที่บริเวณห้องผสมทำให้อัตราการไหลลดลงที่

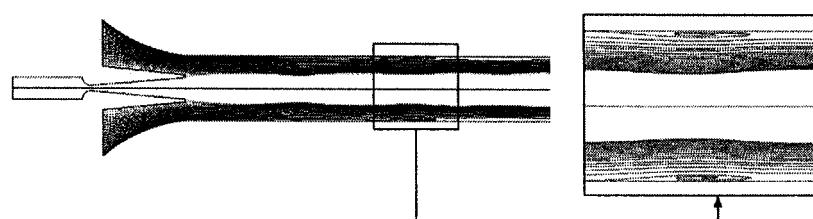
เมื่อเครื่องควบแน่นมีความดันสูงเกิดจุด CBP สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์จะลดต่ำลง ทำให้ประสิทธิภาพทำความเย็นของระบบต่ำลงด้วยเช่นกัน ดังนั้นในระบบทำงานจริงจึงจำเป็นต้องควบคุมความดันของเครื่องกำเนิดไอให้คงที่หรือให้อยู่ในช่วงที่ต่ำกว่าจุด CBP เพื่อให้ประสิทธิภาพทำความเย็นได้ตามที่ต้องการและมีค่าคงที่ ดังนั้นการออกแบบอีเจ็คเตอร์ให้ครอบคลุม ช่วงความดันของเครื่องควบแน่นที่เปลี่ยนแปลงตลอดทั้งปี จึงเป็นสิ่งสำคัญ



ภาพที่ 4.14 รูปร่าง jet core ที่ปากทางออกของหัวฉีดที่ความดันของเครื่องควบแน่น (a) 20 mbar ,
(b) 25 mbar , (c) 30 mbar, (d) 35 mbar (CBP), (e) 38 mbar และ (f) 40 mbar

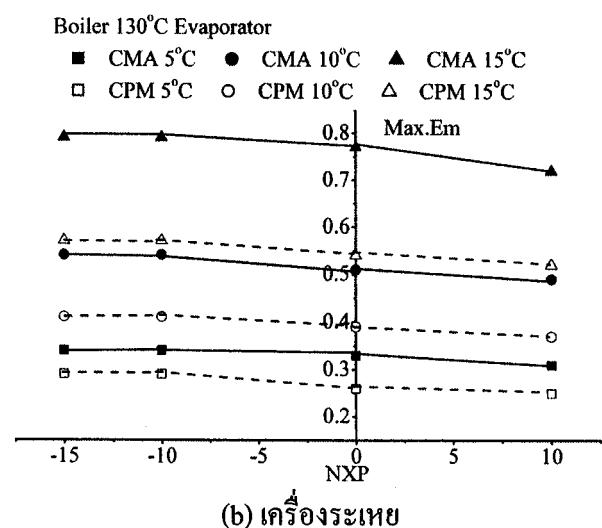
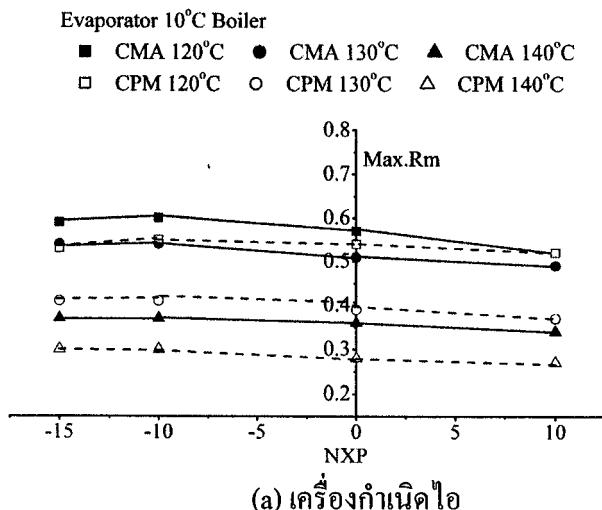
การศึกษาปรากฏการณ์การไหลในอิเจ็คเตอร์จะสนใจเฉพาะช่วงที่ความดันเครื่องควบแน่นไม่เกินจุด CBP หรือเรียกว่า “ช่วงการการออกแบบ” (on design conditions) และไม่สนใจช่วงความดันเครื่องควบแน่นที่สูงกว่าจุด CBP หรือเรียกว่า “นอกช่วงการการออกแบบ” (off design condition) เพราะถือว่าเป็นช่วงที่อิเจ็คเตอร์ใช้งานไม่ได้ แต่อย่างไรก็ตามการศึกษาการทำงานของอิเจ็คเตอร์ในนอกช่วงการการออกแบบ จะทำให้เราทราบสาเหตุที่สมรรถนะของอิเจ็คเตอร์ลดลงผลจาก CFD แสดงการไหลนอกช่วงการออกแบบ ในภาพที่ 4.15

ภาพที่ 4.15 แสดงลายเส้นการไหล ของสารปัจจุบันที่ความดันปากทางออกสูงกว่าจุด CBP ของอิเจ็คเตอร์แบบ CMA พบว่าสารทุติดภูมิจะไหลย้อนกลับ (reverse flow) หลังตำแหน่ง effective area บริเวณพื้นที่หน้าตัดคงที่ หรือในห้องผสม ด้วยเหตุนี้ทำให้สารทุติดภูมิที่ถูกเหนี่ยวนำต้องสูญเสียพลังงานการไหล และเป็นเหตุให้อัตราการไหลลดลง



ภาพที่ 4.15 ปรากฏการการไหลย้อนกลับในอิเจ็คเตอร์

จากการสังเกตพบว่าโดยปกติแล้ว การไอล์ย้อนกลับมักเกิดขึ้นในท่อกระยะตัว (diffuser) ของอีเจ็คเตอร์เพื่อลดความเร็ว และเพิ่มความดันของของไอล์ให้เท่ากับปากทางออกหรือ เครื่องควบแน่น แต่หากการไอล์ย้อนกลับปรากฏที่ห้องผสม หรือที่ช่วงพื้นที่หน้าตัดคงที่สำหรับ อีเจ็คเตอร์แบบ CPM ซึ่งจะส่งผลให้การเหนี่ยวนำสารของอีเจ็คเตอร์ลดลง ด้วยเหตุนี้การออกแบบ อีเจ็คเตอร์ให้มีประสิทธิภาพ จำเป็นต้องใส่ใจกับตำแหน่งของปรากฏการณ์นี้ด้วย แต่ในทางปฏิบัติ ทำได้ยาก เพราะไม่สามารถระบุตำแหน่งการไอล์ย้อนกลับในอีเจ็คเตอร์ได้ ดังนั้นการใช้ CFD ให้ เป็นเครื่องมือออกแบบอีกอย่างหนึ่ง จึงเป็นทางออกที่ดีสำหรับการแก้ปัญหานี้



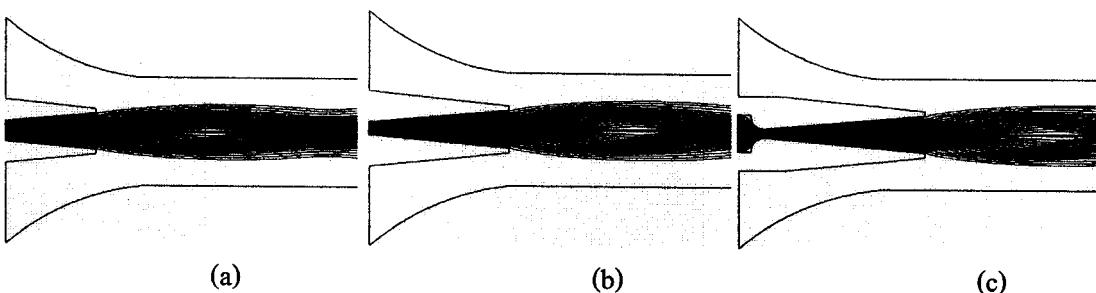
ภาพที่ 4.16 ค่า Rm สูงสุด ที่ตำแหน่งหัวฉีดตามอุณหภูมิของ (a) เครื่องกำเนิดไฟ และ (b) เครื่องระเหย

4.4.2 ผลกระทบจากรูปร่างของอีเจ็คเตอร์

นอกจากสภาวะการทำงานของระบบแล้ว รูปร่าง ขนาดและตำแหน่งหัวฉีดก็เป็นพารามิเตอร์สำคัญที่ส่งผลต่อสมรรถนะและประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์เช่นกัน โดยทั่วไปอีเจ็คเตอร์มีองค์ประกอบที่สำคัญตามในภาพที่ 4.9 โดยการศึกษานี้ได้ทำการทดสอบและศึกษาผลกระทบของตำแหน่งหัวฉีด (NXP) และความยาวของส่วนพื้นที่หน้าตัดคงที่ (throat length, TL)

4.4.2.1 ตำแหน่งหัวฉีด (Nozzle Exit Position, NXP) จากรูปร่างและขนาดของอีเจ็คเตอร์ในตารางที่ 4.3 โดยทำการจำลองการไหลและการณ์สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ โดยผลของ CFD ที่ได้แสดงไว้ในภาพที่ 4.16 โดยเป็นผลกระทบจากอิทธิพลจาก อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ และเครื่องระเหย ที่มีต่อค่า R_m สูงสุด พบว่าหากถอยหัวฉีดออกห่างจากห้องผสมให้อよดูในตำแหน่งที่เหมาะสม อีเจ็คเตอร์จะมีค่า R_m มากขึ้น แต่ถ้าถอยออกมากเกินไป ค่า R_m จะลดลง

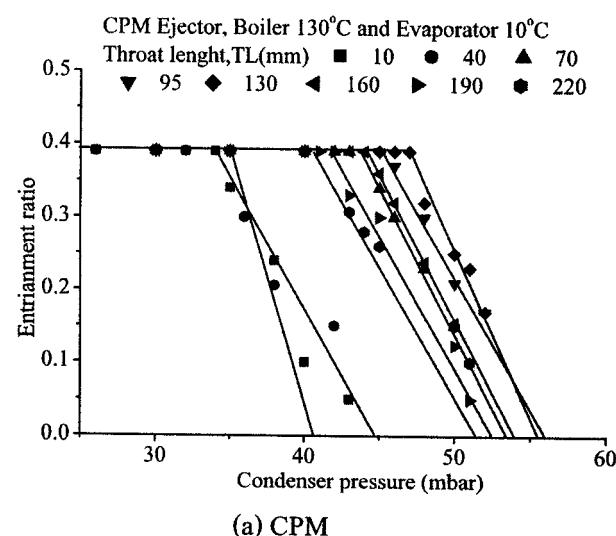
จากผลของ CFD ดังภาพที่ 4.17 พบว่าการเปลี่ยนตำแหน่งหัวฉีดไม่ส่งผลต่อรูปแบบการไหลภายในอีเจ็คเตอร์ โดยแสดงลายเส้นการไหลที่เงื่อนไขการทำงานเดียวกัน แต่เปลี่ยนตำแหน่งหัวฉีด ังเกตเห็นพบว่าขนาดหรือรูปร่าง jet-core ไม่แตกต่างกัน แต่บริเวณสัมผัสระหว่างสารทั้งสองจะมีมากขึ้นเมื่อถอยหัวฉีด ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำสารของอีเจ็คเตอร์เพิ่มขึ้น แต่หากถอยห่างหัวฉีดออกมากเกินไป การสูญเสียพลังงานการไหลมีมากเกินไปทำให้ค่า R_m ลดลง ดังนั้นสรุปได้ว่า รูปร่างของ jet-core หรือรูปแบบการไหลในอีเจ็คเตอร์จะขึ้นอยู่กับสภาวะทำงานของเครื่องระเหย เครื่องควบคุมและเครื่องกำเนิดไอเป็นเท่านั้น



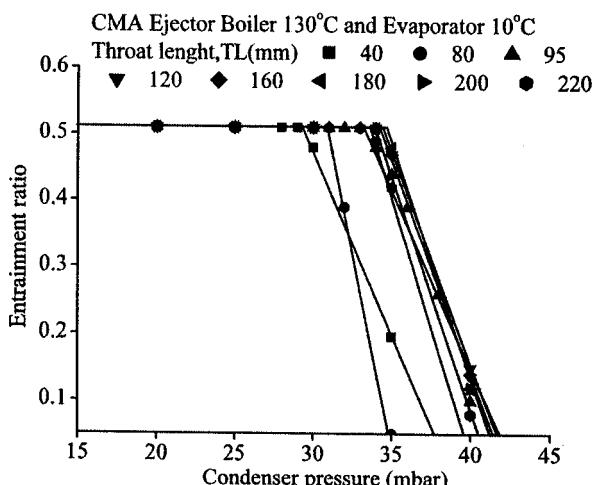
ภาพที่ 4.17 ลายเส้นการไหลที่ตำแหน่งหัวฉีด (a) -10 mm (b) 0 mm และ +10 mm

4.4.2.2 ความยาวพื้นที่หน้าตัดคงที่ (Throat Length, TL) การศึกษาอิทธิพลของ TL ที่มีต่อสมรรถนะและคุณลักษณะของอีเจ็คเตอร์ กระทำที่ขนาดอีเจ็คเตอร์ ตามรูปร่างของตารางที่ 4.3 $NXP = 0 \text{ mm}$ แต่จะเปลี่ยนแปลงค่าของ TL โดยทดสอบอีเจ็คเตอร์ทั้งสองแบบ คือ CPM และ CMA ทดสอบผลกระทบเช่นเดียวกับหัวฉีดที่ผ่านมา ผลที่ได้แสดงดังภาพที่ 4.18

จากภาพที่ 4.18 แสดงผลกราฟของ TL ที่มีต่อสมรรถนะของอีจิคเตอร์ตามเงื่อนไขการทำงานต่างๆ พบว่า เมื่อค่า TL มากขึ้นจุด CBP จะเพิ่มขึ้น แต่การเหนี่ยวนำสารหรือค่า R_m จะยังคงที่ จากภาพที่ 4.18 (a) อีจิคเตอร์แบบ CMA ให้ค่า TL-125 ที่ให้ค่า CBP สูงสุดอยู่ที่ประมาณ 95-120 mm และ จากภาพที่ 4.18 (b) พบว่า TL อยู่ที่ประมาณ 130 mm ที่ทำให้ CPM มีค่า CBP สูงสุด ซึ่งหากค่า TL เกินค่าเหล่านี้ไป CBP จะลดลง



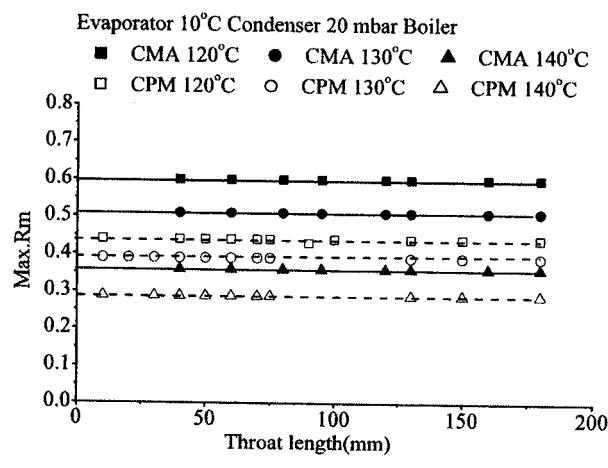
(a) CPM



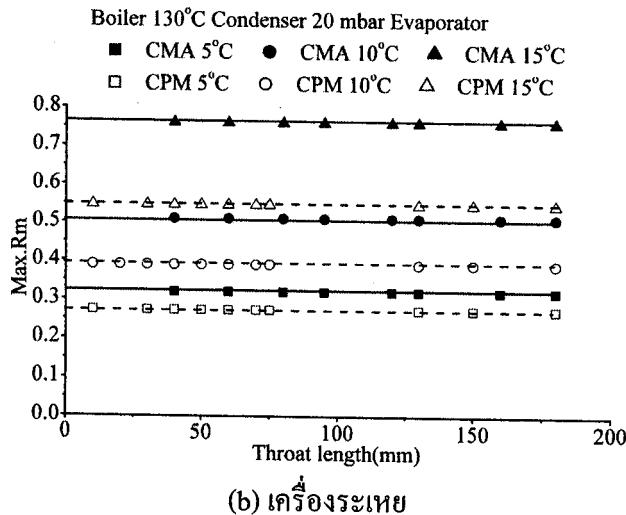
(b) CMA

ภาพที่ 4.18 ผลของความขาวที่มีต่อสมรรถนะของอีจิคเตอร์แบบ (a) CPM และ (b) CMA

ภาพที่ 4.19 แสดงผลของความยาวพื้นที่หน้าตัดและสภาวะเงื่อนไขที่มีต่อค่า R_m สูงสุดที่อีจีเคเตอร์ทำได้ พบว่าการเพิ่มความยาวพื้นที่หน้าตัดคงที่ ไม่ส่งผลให้อีจีเคเตอร์เหนี่ยวนำสารเปลี่ยนแปลง เนื่องจาก การเพิ่มความยาว TL ทำให้สารทั้งสองมีเวลาผูกกันมากขึ้นแต่ตำแหน่งของ effective area หรือ รูปร่าง jet-core ไม่เปลี่ยนแปลง การสูญเสียจากการผูกกันของไอลทั้งสองจึงลดลง ด้วยเหตุนี้ อีจีเคเตอร์จึงทำความคันได้สูงขึ้น แต่ R_m มีค่าคงที่ อย่างไรก็ตามการเพิ่มความยาวอีจีเคเตอร์ก็มีข้อจำกัด เนื่องจากแรงเดียดทานระหว่างผนังของอีจีเคเตอร์กับของไอลจะมีเพิ่มขึ้นเมื่อ TL ยาวขึ้น อีจีเคเตอร์จึงทำความคันได้ต่ำลงหาก TL ยาวมากเกินไป



(a) เครื่องกำเนิดไอ



(b) เครื่องระเหย

ภาพที่ 4.19 ค่า R_m สูงสุดที่ความยาวพื้นที่หน้าตัดคงที่ตามอุณหภูมิ (a) เครื่องกำเนิดไอ และ (b) เครื่องระเหย

4.5 สรุป

พารามิเตอร์ที่บ่งชี้สมรรถนะของอีจีคเตอร์ คือ ค่า R_m และจุด CBP จะขึ้นอยู่กับเงื่อนไข การทำงานของอุปกรณ์ในระบบ ได้แก่ เครื่องกำเนิดไอ เครื่องระเหย และเครื่องควบแน่น รวมทั้ง รูปปร่างลักษณะของอีจีคเตอร์ ซึ่งโดยทั่วไปแล้วค่า R_m จะแปรผันกับ CBP ผลของพารามิเตอร์จากการเปลี่ยนแปลงเงื่อนไขการทำงานและบางรูปปร่างลักษณะของอีจีคเตอร์ สรุปไว้ในตารางที่ 4.4

ตารางที่ 4.4 ผลของเงื่อนไขการทำงานและรูปปร่างลักษณะที่มีต่อสมรรถนะของอีจีคเตอร์

อิทธิพลของพารามิเตอร์		Entrainment ratio(R_m)	Critical back pressure (CBP)
ชนิดพารามิเตอร์	กระทำ		
อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ	↑	↓	↑
อุณหภูมิเครื่องระเหย	↑	↑	↑
ตำแหน่งหัวฉีด (NXP)	↓ *	↑	—
ความยาวของ Throat	↑ *	—	↑

*หากมากไปจะให้ผลตรงข้าม

บทที่ 5

การออกแบบอีจีคเตอร์แบบ CRMC

โดยทั่วไปการออกแบบอีจีคเตอร์จะคำนึงถึงการประยุกต์ใช้งานของอีจีคเตอร์เป็นหลัก หากต้องการความสามารถเพื่อการเห็นยานนำสารที่ความดันต่ำกว่าไม่ต่างกันมาก อีจีคเตอร์แบบ CMA มักถูกนำมาใช้งานมากกว่าแบบ CPM แต่สำหรับอีจีคเตอร์ที่ประกอบกับระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ จะต้องทำงานภายใต้ความดันต่ำกว่าไม่สูง (ความดันระหว่างเครื่องระบายกับเครื่องควบแน่น) ดังนั้นอีจีคเตอร์แบบ CPM จึงเหมาะสมมากกว่าแบบ CMA

เมื่ออีจีคเตอร์จำเป็นต้องทำความดันให้ได้สูง ดังนั้นสารปัจุบันภูมิของอีจีคเตอร์จะไหลด้วยความเร็วสูง และเมื่อพบระยะห่างความดันที่ปากทางออกสูง การไหลของสารจะเกิด shock ขึ้น เพื่อเปลี่ยนความดันสารให้เท่ากับทางออกของอีจีคเตอร์ ทำให้การไหลของไอลที่ต่ำกว่าไม่สูง ปรากฏการณ์มีการสูญเสียพลัง ซึ่งเป็นการสูญเสียพลังงานที่นอกเหนือจากผิวน้ำและการผสมกันระหว่างของไอลทั้งสอง มีนักวิจัยที่พยายามออกแบบอีจีคเตอร์ให้ลดการสูญเสียจากปรากฏการณ์โดย Eame (2002: 121-131) ได้เสนอวิธีการออกแบบอีจีคเตอร์แบบ Constant Rate of Momentum Changes(CRMC) จุดประสงค์นี้เพื่อลดการสูญเสียที่เกิดจากคลื่น shock ในอีจีคเตอร์ ซึ่งในบทนี้เราจะนำเสนอ ระเบียบวิธีการออกแบบอีจีคเตอร์ แบบ CRMC ขอคีและข้อมูลพร่องของระเบียบวิธีดังกล่าว และสุดท้ายเป็นการนำ CFD เข้ามาประยุกต์ใช้ร่วมกับการออกแบบอีจีคเตอร์แบบ CRMC

5.1 แนวคิดการออกแบบอีจีคเตอร์แบบ CRMC

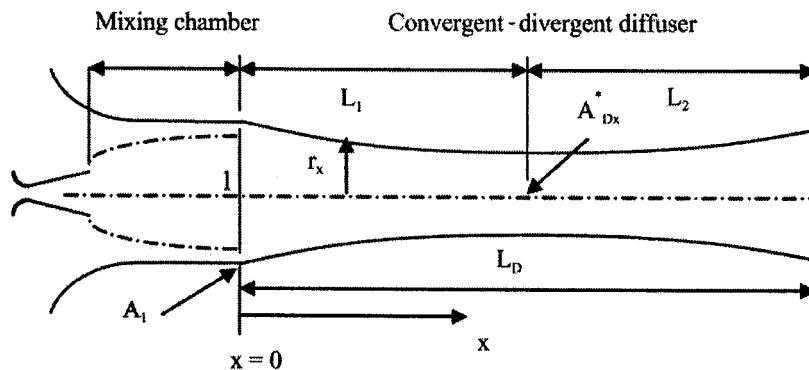
การออกแบบอีจีคเตอร์แบบ CRMC จะใช้หลักการ การเท่ากันของการเปลี่ยนแปลงโนเมนตัมที่ช่วงท่อกระจายตัว (diffuser) ของอีจีคเตอร์ จากภาพที่ 5.1 สามารถเขียนความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\frac{dM_o^*}{dx} = m_g^* (1 + R_m) \frac{dV}{dx} = \beta \quad (5.1)$$

เมื่อ M_o^* คือ โนเมนตัมของของไอล, m_g^* คือ อัตราการไหลของของไอลจากเครื่องกำเนิดไอ และ V คือความเร็วของของไอล จากสมการที่(3) และภาพที่ 5.1 มีเงื่อนไขข้อบ่งบอกของสมการ

เมื่อ $V_{D,x} = V_1 \quad \text{at } x = 0$ ที่หน้าตัดของทางเข้าของท่อกระเจยตัวและ $V_{D,x} = V_{DE} \quad \text{at } x = L_D$ ที่ทางออกของท่อกระเจยตัว จะได้

$$V_{D,x} = V_1 - \frac{(V_1 - V_{DE})x}{L_D} \quad \text{for } 0 \leq x \leq L_D \quad (5.2)$$



ภาพที่ 5.1 CRMC ejector

ความดันคงที่ที่ช่วงการผสมกันของของไอลจากสมการอนุรักษ์โน้มนตัมได้

$$V_1 = \frac{V_{NE} + R_m V_s}{1 + R_m} \quad (5.3)$$

โดย V_{NE} และ V_s เป็นความเร็วที่ป่าทางออกของหัวนีคและทางเข้าของของไอลทุกกฎ ตามลำดับสมดุลพลังงานในช่วงการผสมกันจะได้สมการ อุณหภูมิสถิต ($T_{o,1}$) และอุณหภูมิร่วม (T_1) ที่ทางเข้าของท่อกระเจยตัวเป็น

$$T_{o,1} = \frac{T_{o,p} + R_m T_{o,s}}{1 + R_m} \quad (5.4)$$

$$T_1 = T_{o,1} - \frac{V_1^2}{2C_p} \quad (5.5)$$

โดย C_p คือค่าความร้อนจำเพาะ(specific heat) ของของไอล

กำหนดให้ความดันสติตที่กระบวนการผสมกันเท่ากับ P_{NE} จะได้ ความดันสติต($P_{o,1}$) และความดันรวม(P_1)ที่ทางเข้าช่วงท่อระบายน้ำตัว เป็น

$$P_{o,1} = P_{NE} \left(\frac{T_{o,1}}{T_1} \right)^{k/(k-1)} \quad (5.6)$$

$$P_1 = P_{o,s} - \frac{\rho_s V_s^2}{2} \quad (5.7)$$

อุณหภูมิรวม ความดันรวม และความหนาแน่น ที่ตำแหน่ง x ได้จะได้

$$T_x = T_{0,1} - \frac{V_{D,x}^2}{2C_p} \quad (5.8)$$

$$P_x = P_{o,1} \left(\frac{T_x}{T_{o,1}} \right)^{k/(k-1)} \quad (5.9)$$

$$\rho_x = \frac{P_x}{RT_x} \quad (5.10)$$

จากกฎทรงมวล จะได้เส้นผ่านศูนย์กลางของรูปร่างช่วงท่อระบายน้ำเป็น

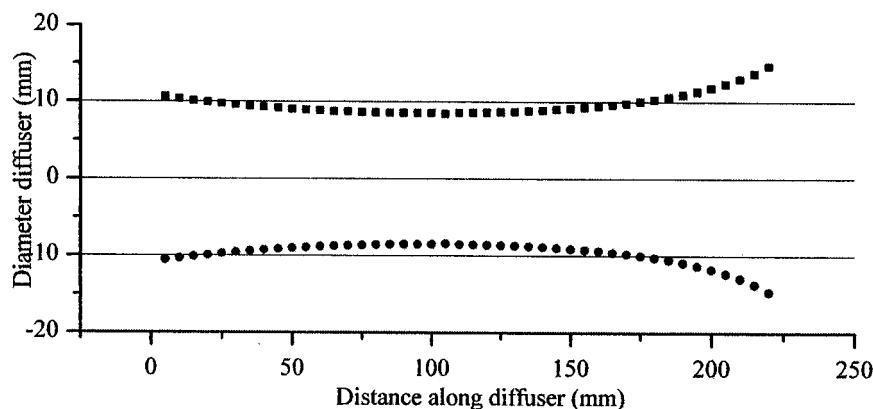
$$D_{D,x} = 2 \sqrt{\frac{m_g^\bullet (1 + R_m) RT_x}{\pi P_x V_{D,x}}} \quad (5.11)$$

การแก้สมการ (5.2-5.11) จำเป็นต้องกำหนดเงื่อนไขการทำงานของอีจีคเตอร์ คุณสมบัติของสารทำงาน และค่า R_m แสดงในตารางที่ 5.1 โดยสมมติฐานให้กระบวนการที่หัวฉีดและช่วงของท่อระบายน้ำเป็นแบบ isentropic และกำหนดท่อคู่ด้วยความเสียดทาน ซึ่งได้รูปร่างของกราฟช่วงท่อระบายน้ำ ดังภาพที่ 5.2

ตารางที่ 5.1 เงื่อนไขการออกแบบอีเจ็คเตอร์

เครื่องกำเนิดไอ	403 K	270.1×10^3 Pa
เครื่องระเหย	283 K	2.2276×10^3 Pa
เครื่องควบแน่น	302 K	4×10^3 Pa

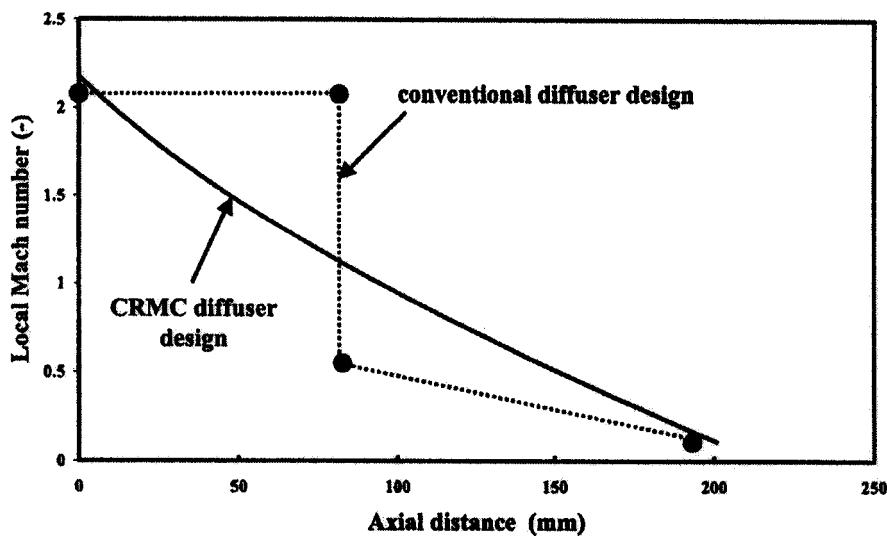
สารทำงานที่ใช้เป็น ไอน้ำ โดยค่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะเป็น 1.3, ค่าคงที่ของกําช เป็น $462 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ และ กำหนดค่า R_m (entrainment ratio) เป็น 0.5



ภาพที่ 5.2 พื้นที่หน้าตัดตลอดความยาวของช่วงท่อกระจายตัวแบบ CRMC

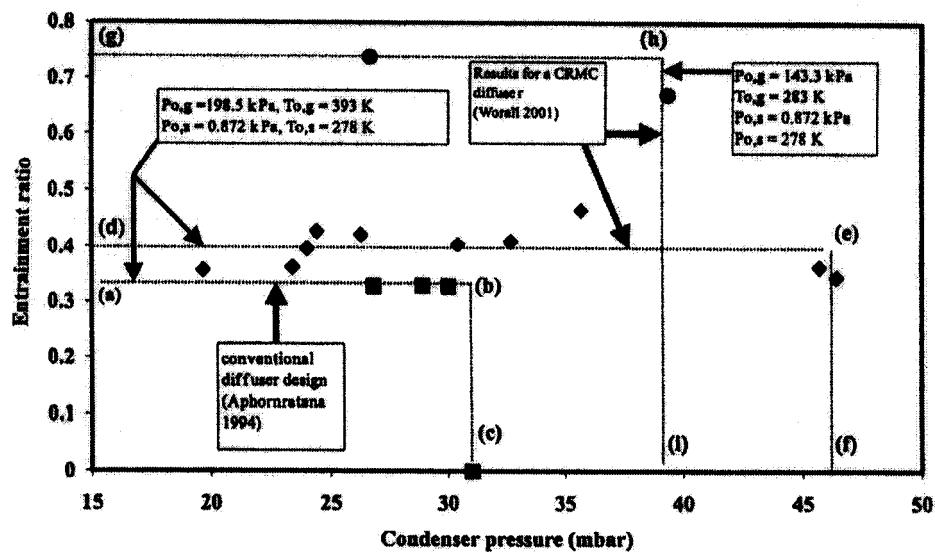
5.2 สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC

จากการศึกษาของ Eames เมื่อนำมาคำ Mach number ที่ได้จากการของ CRMC มาสร้างกราฟตลอดความยาวของท่อกระจายตัว พบร่วมความสามารถลดความรุนแรงของ shock ได้มีเมื่อเทียบกับอีเจ็คเตอร์รูปร่างทั่วไป แสดงดังภาพที่ 5.3 โดยทั่วไปแล้ว คลื่น shock จะเกิดขึ้นในท่อกระจายตัว (ที่ตำแหน่ง คุณสมบัติสารเปลี่ยนแปลงค่าทันทีทันใด) และเป็นสาเหตุของการสูญเสียภายใน แต่เมื่อเทียบกับท่อกระจายตัวแบบ CRMC จะเห็นว่า Mach number ลดลงอย่างต่อเนื่อง



ภาพที่ 5.3 Mach number ตามแนวแกนของท่อกระจายตัว (Eames,2002: 121-131)

สมรรถนะของอีจีคเตอร์แบบ CRMC เมื่อเปรียบเทียบกับอีจีคเตอร์ทั่วไปพบว่าสามารถลดความดันได้สูงกว่า 48 % และมีค่า R_m สูงกว่า 3% - 4 % (Eames,2002: 121-131) แสดงผลดังภาพที่ 5.4 สาเหตุที่เป็นเช่นนี้ เนื่องจากการสามารถลดการสูญเสียจากการเกิด shock ในอีจีคเตอร์แต่ไม่เปลี่ยนแปลงขนาดของ effective area ของอีจีคเตอร์



ภาพที่ 5.4 สมรรถนะของอีจีคเตอร์แบบ CRMC (Eames, 2002: 121-131)

5.3 การประยุกต์ใช้ CFD กับการออกแบบอีจีคเตอร์แบบ CRMC

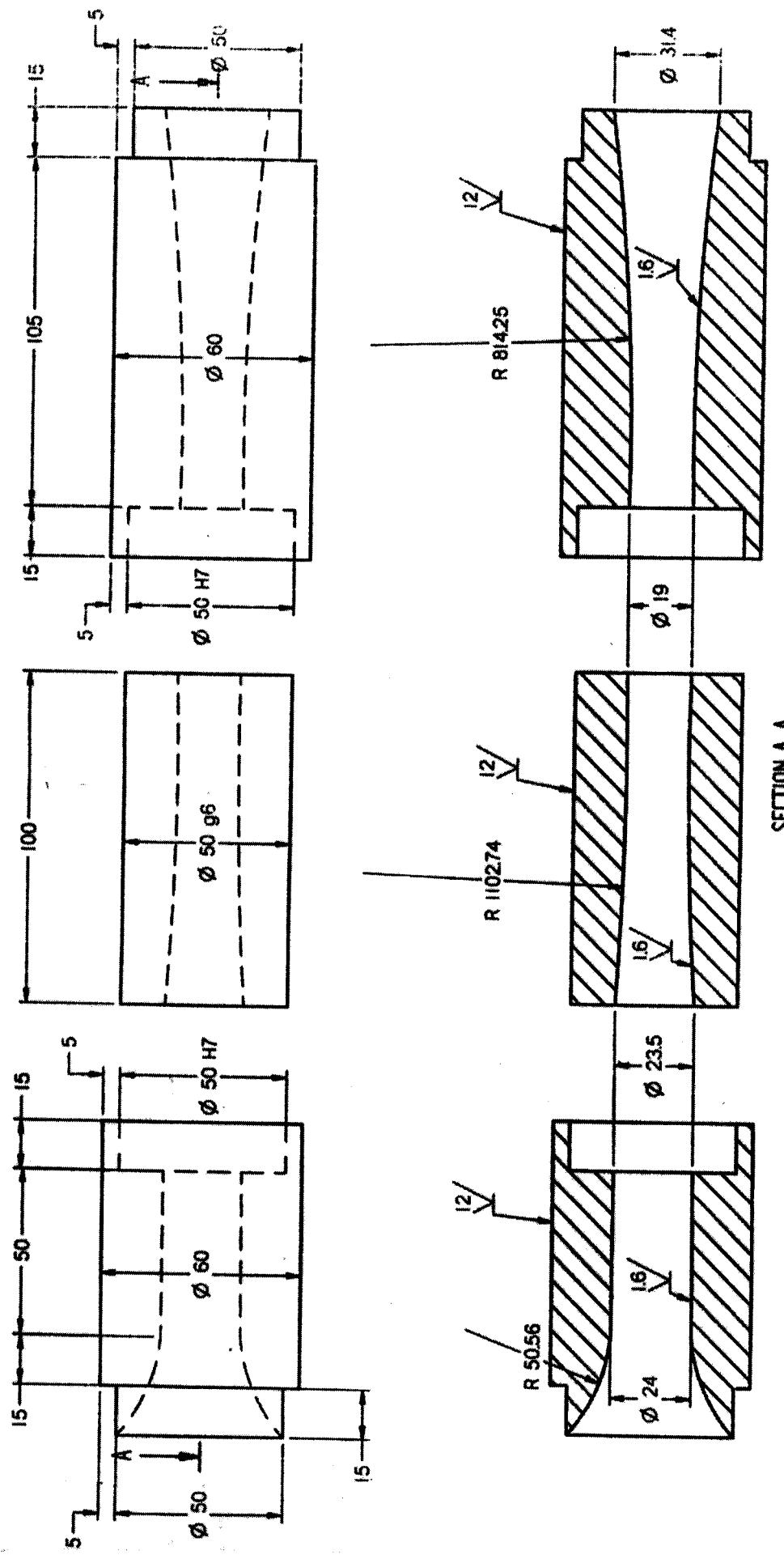
การออกแบบอีจีคเตอร์แบบ CRMC ที่เสนอโดย Eames ไม่ได้แนะนำรูปร่างส่วนอื่นของอีจีคเตอร์ เช่น รูปร่างของพื้นที่หน้าตัดคงที่และรูปร่างห้องพสม ที่เหมาะสมกับท่อกระจาดตัวแบบ CRMC ดังนั้น เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพและสมรรถนะของอีจีคเตอร์แบบ CRMC ขึ้นอีก เราจึงได้นำเอารการคำนวณการไอลพลศาสตร์ (CFD) เข้ามาช่วยหารูปร่างของห้องพสมที่เหมาะสมพร้อมกับคาดคะเนสมรรถนะของอีจีคเตอร์ก่อนนำไปสร้างจริงและทดลอง

5.3.1 การปรับปรุงรูปร่างอีจีคเตอร์แบบ CRMC โดยใช้ CFD

การออกแบบอีจีคเตอร์แบบ CRMC โดยใช้ CFD ช่วยน้ำดูดของปากทางเข้าและออกของท่อกระจาดตัว จะใช้ขนาดที่ได้จากการคำนวณสมการ (5.2-5.11) ขนาดและรูปร่างของหัวฉีดและปากทางเข้าของสารทุติกูมิใช้ตามเอกสารอ้างอิง (Chunnanond and Aphornratana, 2004: 311-322) และ (Chunnanond, 1994) โดยใช้ CFD ช่วยหาความยาวและรูปร่างของห้องพสมซึ่งเป็นส่วนที่ติดกับท่อกระจาดตัวของอีจีคเตอร์แบบ CRMC ด้วยวิธีการซุ่มเลือกขนาดและรูปร่างก่อนการคำนวณทดสอบหากค่าสมรรถนะของอีจีคเตอร์ตัวนั้น ที่ให้ค่าสมรรถนะที่น่าพอใจ ซึ่งได้รูปร่างและขนาดของอีจีคเตอร์แบบ CRMC ที่ปรับปรุงแล้ว ซึ่งแสดงรูปแบบตามภาพที่ 5.5 จะได้เห็นว่าอีจีคเตอร์ถูกแบ่งออกเป็น 3 เนื้องจากติดอุปสรรคด้านเครื่องมือและเทคนิคการสร้างชิ้นงาน

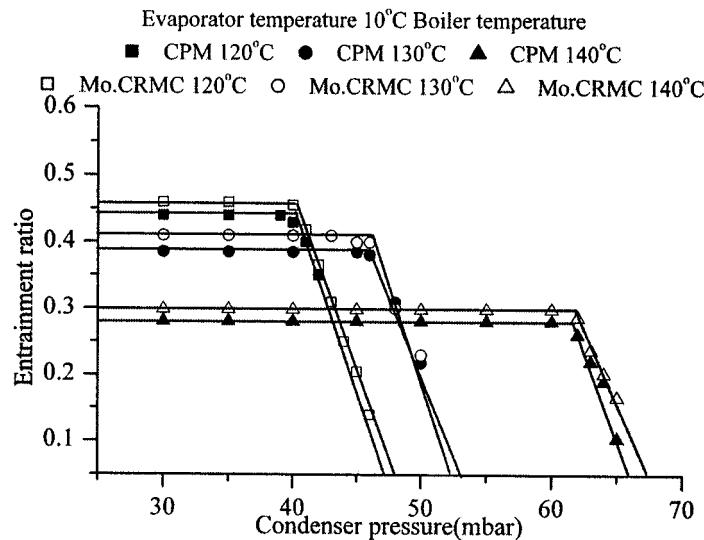
5.3.2 การศึกษาคุณลักษณะของอีจีคเตอร์แบบ CRMC ด้วย CFD

ข้อได้เปรียบในการใช้ CFD เป็นเครื่องมือออกแบบอีจีคเตอร์ คือ สามารถศึกษาและคาดคะเนสมรรถนะของอีจีคเตอร์ได้หลากหลายเพียงแค่กำหนดตัวแปรต่างๆลงในคอมพิวเตอร์ โดยไม่จำเป็นต้องสร้างชุดทดลองจริงทำให้ประหยัดค่าใช้จ่ายและเวลา เมื่อทำการคำนวณสมรรถนะของอีจีคเตอร์ที่ออกแบบไว้ด้วย CFD ผลที่ได้แสดงด้วยกราฟความสัมพันธ์ของค่า R_m ต่อ ความดันของเครื่องควบแน่น โดยศึกษาผลกระบวนการเครื่องกำนันดิโอลและเครื่องระเหยตามภาพที่ 5.6 และ 5.7 ตามลำดับ พนวณเมื่อเปรียบเทียบกับอีจีคเตอร์แบบ CPM อีจีคเตอร์ที่ออกแบบไว้ให้ค่า R_m มากกว่าอีจีคเตอร์แบบ CPM แต่มีจุด CBP เท่ากัน

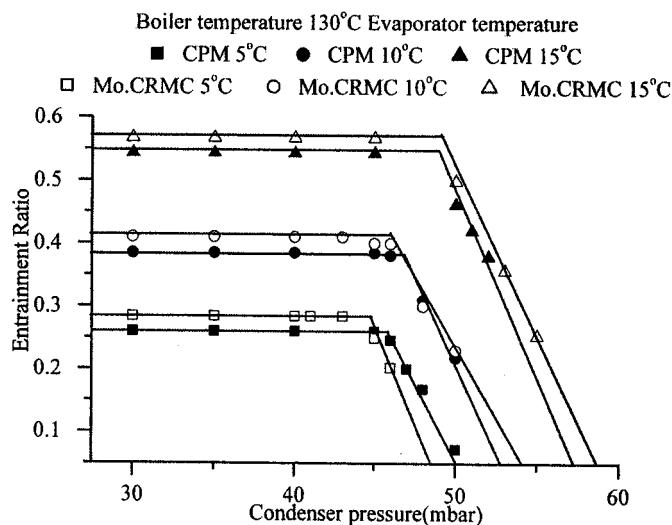


SECTION A-A

ภาพที่ 5.5 แบบของอิฐเคลือบเนื้อ CRM C ที่ปรับปรุงแล้ว

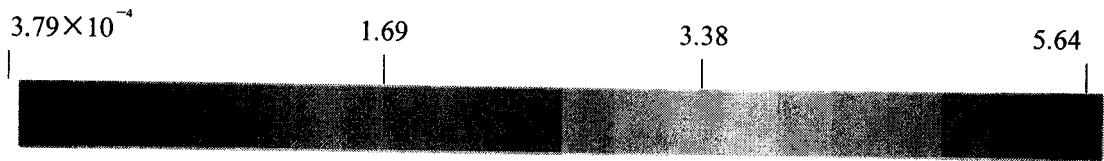


ภาพที่ 5.6 สมรรถนะอีจีคเตอร์แบบ CRMC จากอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไฟ

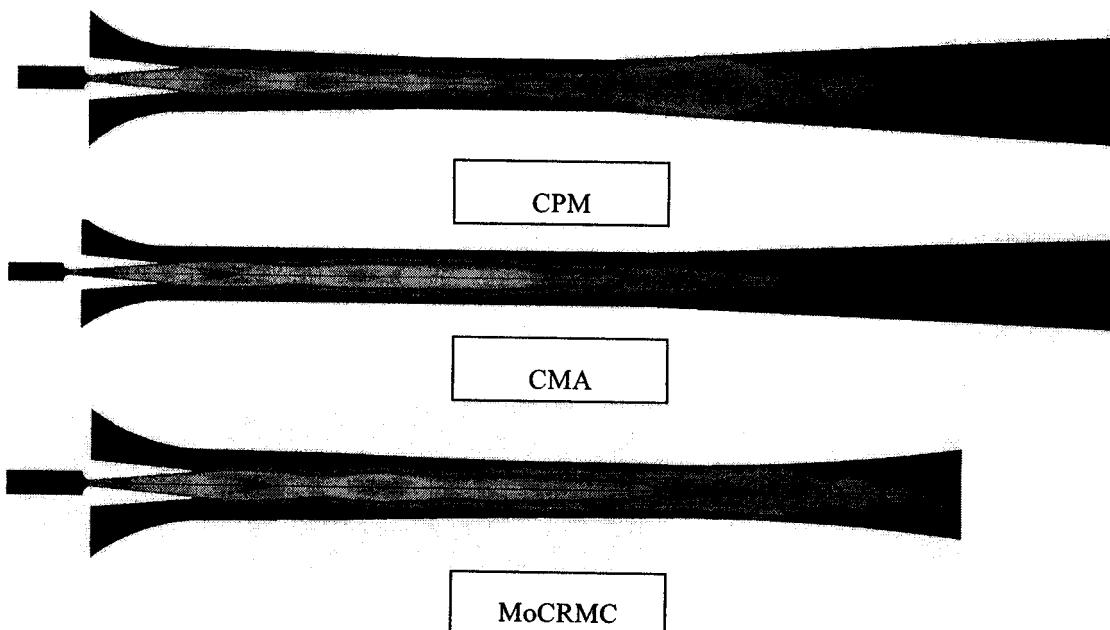


ภาพที่ 5.7 สมรรถนะของอีจีคเตอร์แบบ CRMC จากอุณหภูมิของเครื่องระเหย

เมื่อนำมาเปรียบเทียบกับแบบ CPM, CMA และ CRMC ที่ปรับปรุงแล้ว นาเปรียบเทียบกัน (แสดงดังภาพที่ 5.8) จะเห็นว่าอีจีคเตอร์แบบ CRMC มีขนาดตัวท่อน้ำสั้นกว่าแบบอื่น เนื่องจากมีช่วงของห้องผสมสั้น รูปร่าง jet-core ที่ห้องผสมของอีจีคเตอร์แบบ CRMC มีรูปร่างใกล้เคียงกับที่เกิดขึ้นในแบบ CMA แต่ที่ห้องระบายตัวกลับมีแนวโน้มคล้ายกับแบบ CPM ด้วยลักษณะของ jet-core เช่นนี้ ทำให้อีจีคเตอร์ที่ออกแบบไว้ (MoCRMC) สามารถหนีบวนสารได้มากกว่า แบบ CPM แต่ทำความดันได้มากกว่าแบบ CMA ที่เงื่อนไขการทำงานเดียวกัน



CPM, CMA and MoCRMC Mach number contour at Condenser pressure 30 mbar,
boiler temperature 130 °C and evaporator temperature 10 °C



ภาพที่ 5.8 แผนผังของ Mach number ของอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC

ในบทต่อไปจะเป็นการนำอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบไว้มาสร้างและทดลองเพื่อเปรียบเทียบกับผลของ CFD โดยวิเคราะห์ผลของ ความดันสติตตลอดความยาวบนผนังของอีเจ็คเตอร์ พร้อมทั้งตรวจสอบค่า R_m และจุด CBP

บทที่ 6

อุปกรณ์และการทดลอง

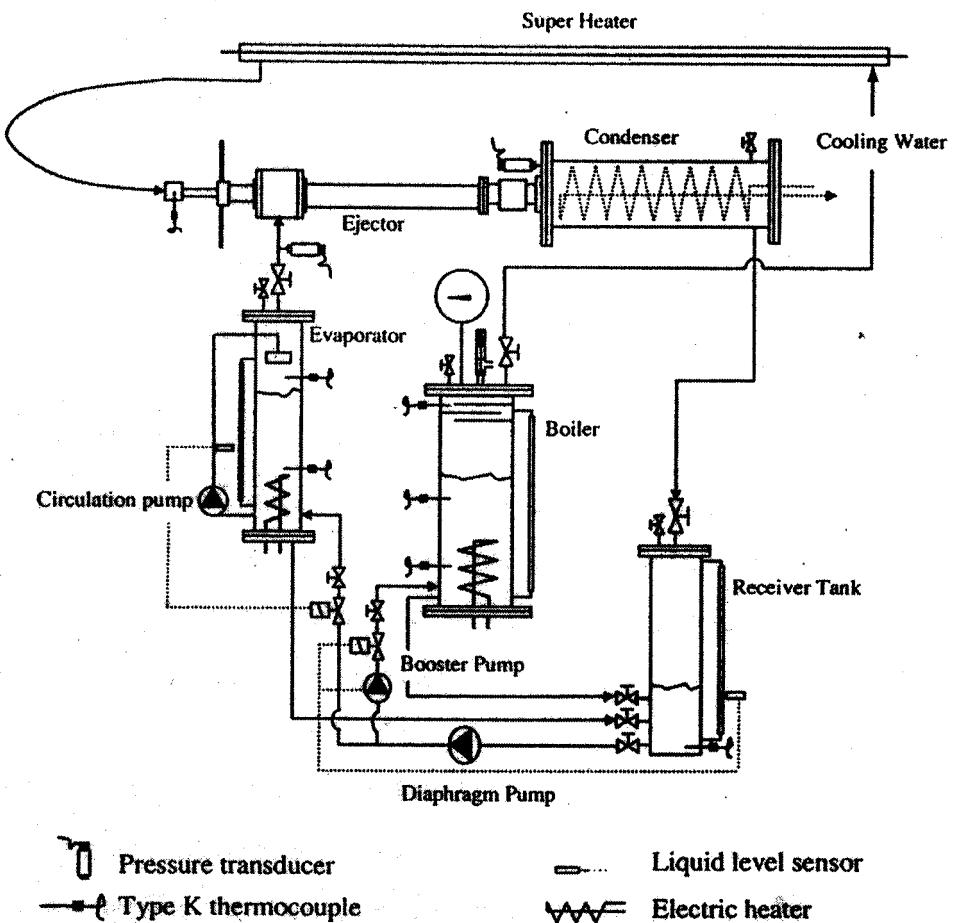
จากบทที่ผ่านมาได้ทำการศึกษาและออกแบบอีจีคเตอร์แบบ CRMC โดยใช้ CFD เป็นเครื่องมือช่วย ทำให้เราได้อีจีคเตอร์ที่พร้อมสำหรับการสร้างเพื่อทำการทดลอง และในบทนี้เราจะกล่าวถึงรายละเอียดของ ชุดอุปกรณ์การทดลอง ระบบควบคุม เครื่องมือวัด วิธีการทำงานทดลอง และวิเคราะห์ผลจากการทดลองของอีจีคเตอร์ที่ออกแบบไว้ในบทที่ 5

6.1 ชุดการทดลอง

ชุดทดลองเครื่องทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์โดยใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น แสดงดังภาพที่ 6. ติดตั้งอยู่ที่สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ เป็นชุดทดสอบที่มีอุปกรณ์หลักที่สำคัญ 7 อย่างด้วยกัน คือเครื่องกำเนิดไออกวาร์มร้อนยิ่งขวด (superheater) เครื่องระเหย (evaporator) อีจีคเตอร์ (ejector) เครื่องควบแน่นชนิดความร้อนด้วยน้ำ (condenser) ถังเก็บสารทำงาน (receiver tank) และปั๊มน้ำชุดหมุนเวียนสารทำงาน (circulation pump)



ภาพที่ 6.1 เครื่องทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์



ภาพที่ 6.2 ระบบชุดทดลองเครื่องทำความเย็นแบบอิจีคเตอร์ (Chunnanond and Aphornratana, 2004: 311-322)

6.1.1 เครื่องกำเนิดไออกซิเจน (boiler)

เครื่องกำเนิดไออกซิเจนที่ใช้นี้ถูกออกแบบมาเพื่อผลิตไออกซิเจนสำหรับทำงานที่มีความดันได้ 10 bar โดยใช้ขั้นตอนการทำความร้อนไฟฟ้าขนาด 4 kW จำนวน 2 ชุด ใช้ความร้อนจากพลังงานไฟฟ้าทำให้สามารถทำการทดลองได้สะดวกมากยิ่งขึ้น เพราะสามารถตัดปริมาณความร้อนและความคุ้มระบบได้อย่างแม่นยำ ไออกซิเจนที่ได้จากการทดลองจะนำไปตามท่อทองแดงไปที่เครื่องกำเนิดไออกซิเจนยิ่งขวด ก่อนจะถูกนำไปเป็นสารปฐมภูมิในอิจีคเตอร์ ระดับของสารทำงานภายในเครื่องกำเนิดไออกซิเจนจะจากแท่งแก้ววัดระดับที่อยู่ด้านข้าง ถังเครื่องกำเนิดไออกซิเจนจะถูกห่อหุ้มด้วยผ้าใบสีขาว 1 ชั้น พร้อมทั้งหุ้มแผ่นอลูมิเนียมบางอีกหนึ่งชั้นทั้งนี้เพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อน ขณะระบบทำงาน สารทำงานภายในเครื่องกำเนิดไออกซิเจนจะอยู่ในสถานะของผสม

6.1.2 เครื่องระเหย (Evaporator)

เครื่องระเหยในชุดทดลองนี้สามารถรับการความเย็นได้ 4 kW ขดลวดความร้อนถูกใช้แทนการความร้อนที่เครื่องระเหยได้รับ เนื่องเหตุผลเช่นเดียวกับเครื่องกำเนิดไอ ระดับของสารทำงานในเครื่องระเหยสามารถสังเกตได้จากแท่งแก้วที่อยู่ด้านข้างของตัวถัง เครื่องระเหยจะถูกหุ้มด้วยแผ่นโฟมกันความร้อนหนา 1 นิว เพื่อป้องกันความร้อนจากภายนอกบกวนระบบ ไอของน้ำที่ระเหยจะถูกดูดผ่านท่อและวอล์ว์ซึ่งติดตั้งบริเวณด้านบนของเครื่องระเหย ในเครื่องระเหยไอยังได้ทำการติดตั้งฝักบัวเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวและประสิทธิภาพในการระเหยของก๊าซทุกภูมิ เช่นเดียวกับเครื่องกำเนิดไอ เมื่อระบบทำงานสารทำงานจะอยู่ที่สภาวะของผสม

6.1.3 เครื่องความแน่น (Condenser)

เครื่องความแน่นใช้เป็นแบบท่อขดในถัง (shell and coil) ระบบความร้อนด้วยน้ำโดยมีน้ำจากระบบทำความเย็นขนาด 50,000 BTU วิ่งผ่านภายในท่อทองแดง 2 ชด ขนาด 0.5 นิว รวมพื้นที่ด้านนอกความร้อน 1.4 ตารางเมตร ด้านบนของเครื่องความแน่นจะมีวอล์ว์สำหรับต่อเข้ากับปั๊มสูญญากาศ เพื่อทำความสะอาดด้านของเครื่องความแน่นและระบบให้ตัว

6.1.4 ถังพักสารทำงาน (Receiver tank)

ถังเก็บสารทำงานจะเก็บสารทำงานที่อยู่ในสถานะของเหลวที่ควบแน่นมาจากการเครื่องความแน่น ทำงานท่อสแตนเลสขนาด 6 นิว ยาว 60 ซม. โดยระดับของสารทำงานในถังจะสามารถดูได้จากแท่งแก้วด้านข้างถังเช่นเดียวกับเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหย ถังเก็บสารทำงานจะทำหน้าที่เก็บสารก่อนส่งไปยังเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหยโดยชุดปั๊มหมุนเวียนสารทำงาน

6.1.5 ปั๊มหมุนเวียนสารทำงาน (Circulation pump)

เนื่องจากความแตกต่างของความดันระหว่างเครื่องกำเนิดไอและถังเก็บสารทำงานมีค่าค่อนข้างสูง ชุดปั๊มหมุนเวียนสารทำงานจึงประกอบด้วย diaphragm ปั๊มสองตัวโดยตัวที่หนึ่งเป็นปั๊มที่ใช้ลมความดันสูงเป็นตัวขับเคลื่อน โดยทำหน้าที่ดูดสารทำงานจากถังเก็บสารทำงานที่ความดันต่ำไปยังเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหย ขณะที่ปั๊มตัวที่สองทำหน้าที่รับสารทำงานจากปั๊มตัวที่หนึ่งแล้วเพิ่มความดันให้สามารถส่งสารทำงานไปยังเครื่องกำเนิดไอได้

6.1.6 อีเจ็คเตอร์ (Ejector)

อีเจ็คเตอร์ที่ใช้ในชุดการทดลองนี้ ถูกออกแบบจาก ทฤษฎีการอุกเบนต่างๆ ควบคู่กับการใช้ CFD ช่วยตรวจสอบสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ก่อนการนำไปสร้างและทดลองจริง โดยจะออกแบบให้ทางเข้าและทางออกของอีเจ็คเตอร์สามารถประกอบเข้ากับชุดทดลองได้

6.2 การวัดค่าตัวแปรในระบบ

ตัวแปรที่ต้องการวัดและความคุณในระบบคือ อุณหภูมิ ความดัน อัตราการไหล ระดับของสารทำงาน และพลังงานที่ใช้ในขดลวดไฟฟ้า โดยค่าตัวแปรเหล่านี้จะถูกควบคุมและบันทึกในคอมพิวเตอร์

6.2.1 การวัดอุณหภูมิ

Thermocouple type-K ถูกนำมาใช้ในการวัดอุณหภูมิ ณ จุดต่างๆ ที่ต้องการในการทดลอง โดย thermocouple แต่ละตัวจะถูกสองเทียบก่อนติดตั้ง สัญญาณของ thermocouple แต่ละตัว จะถูกขยายโดยวงจรขยายก่อนจะต่อเข้ากับชุดเก็บข้อมูลและแสดงผลบนคอมพิวเตอร์

6.2.2 การวัดความดัน

ค่าความดันที่เครื่องกำเนิดไอจะถูกวัดโดยมาตรวัดความดัน -1 ถึง 9 bar ส่วนค่าความดันภายในเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นใช้ absolute pressure transducer ขนาด 0 ถึง 0.25 และ 0 ถึง 1.25 bar เป็นตัวอ่านตามลำดับ ซึ่ง pressure transducer แต่ละตัวจะถูกสองเทียบกับ barometer แบบที่ความดันบรรยายกาศ ก่อนติดตั้งสายสัญญาณแต่ละเส้นจะต่อเข้ากับชุดเก็บข้อมูล

6.2.3 การวัดอัตราการไหล

อัตราการไหลของสารทำงานที่เครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหย โดยเมื่อระบบเข้าสู่สภาวะการทำงานคงตัวแล้วเราจึงจะทำการวัดค่า ซึ่งการวัดระดับสารทำงานเหลวภายในถังที่ทดลอง ขณะหยุดการทำงานของปั๊มในหนึ่งช่วงเวลาโดยสารทำงานที่เดือดและระเหยออกมายังถูกความแน่นและเก็บที่ถังเก็บสารทำงาน

6.3 ระบบควบคุมในชุดทดลอง

การควบคุมตัวแปรในระบบ ขณะทำการทดลองเป็นสิ่งจำเป็นอย่างยิ่ง เนื่องจากการวัดการทำการในแต่ละเงื่อนไขของระบบ ผลของการทดลองต้องนิ่งและเป็นค่าที่เชื่อถือได้ โดยทั่วไปขณะทำการทดลองการควบคุมสภาวะของอุปกรณ์แต่ละตัวจะถูกควบคุมโดยคอมพิวเตอร์ ซึ่งต่อไปนี้จะแสดงรายละเอียดของสาร กระบวนการร้อนขดลวด ทำความร้อน และความดันที่เครื่องควบแน่น โดยรายละเอียดมีดังต่อไปนี้

6.3.1 การควบคุมระดับของสารทำงาน

ระดับของสารทำงานในเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหย ถูกควบคุมด้วยอุปกรณ์ตรวจจับระดับแบบลูกกลอย หากระดับของสารมีค่าน้อยกว่าที่กำหนด อุปกรณ์จะส่งสัญญาณไปยังคอมพิวเตอร์เพื่อทำการเปิดวาล์วและปั๊ม ให้สารทำงานไหลไปยังเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหย เมื่อระดับน้ำได้ระดับตามที่ต้องการแล้วสัญญาณจะถูกตัด นอกจากระบบควบคุมอัตโนมัติแล้วเรา ยังสามารถควบคุมปั๊มและวาล์วได้โดยตรง



ภาพที่ 6.3 คอมพิวเตอร์และชุดควบคุม

6.3.2 การควบคุมกระแสไฟฟ้าของคลอดทำความร้อน

คลอดทำความร้อนในชุดการทดลองจะติดตั้งที่เครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหย เพื่อเป็นแหล่งพลังงานความร้อนจำลองและการทำความร้อนตามลำดับ การควบคุมค่าต่างศักย์ที่ส่งไปยังคลอดความร้อนเป็นวิธีควบคุมอุณหภูมิและความคันตามที่เราต้องการ โดยทางอ้อมได้ โดยความต่างศักย์นี้จะถูกควบคุมด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์และแพงชุดส่งสัญญาณอิกต่อหนึ่ง พลังงานไฟฟ้าที่ถูกส่งไปยังคลอดแต่ละชุด คือพลังงานของความร้อนที่ใช้ไปในระบบนั้นเอง

6.3.3 การควบคุมความดันของเครื่องความแน่น

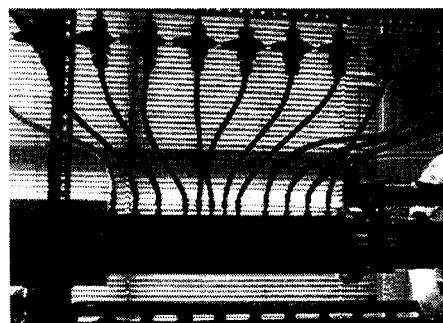
ความดันของเครื่องความแน่น จะถูกควบคุมด้วยระบบคอมพิวเตอร์ที่ควบคุมอัตราการไหลของน้ำร่วมกับความร้อนอีกต่อหนึ่ง โดยน้ำเย็นจะวิ่งไอล์ฟผ่านชุดท่อภายในเครื่องความแน่น คอมพิวเตอร์จะทำหน้าที่ส่งสัญญาณปิดเปิดวาล์วของท่อน้ำเย็นนี้ เพื่อปรับให้ได้ความดันของเครื่องความแน่นที่ต้องการ

6.4. ขั้นตอนและวิธีการทดลอง

อีเจ็คเตอร์ที่ใช้ในการทดลองที่จะกล่าวในระดับต่อไป คืออีเจ็คเตอร์ที่ทำการออกแบบไว้จากบทที่ 5 ซึ่งในหัวข้อนี้เราจะได้กล่าวถึงรายละเอียดของขั้นตอนการทดลอง จากขั้นตอนการติดตั้ง อีเจ็คเตอร์จะถูกตั้งขึ้นตอนการเก็บค่าผลการทดลอง โดยมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

6.4.1 การติดตั้งอีเจ็คเตอร์

ในการออกแบบอีเจ็คเตอร์สำหรับใช้ในชุดการทดลองนี้ จำเป็นต้องออกแบบตามลักษณะทางกายภาพเบื้องต้นของชุดทดลองเป็นหลัก ซึ่งจำเป็นต้องออกแบบให้รองของท่อคุณและปากทางออกของอีเจ็คเตอร์มีขนาดเท่ากับตัวชิ้นแผ่นประกอบของชุดทดลอง



ภาพที่ 6.4 อีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งพร้อมสำหรับการทดลอง

ภาพที่ 6.4 แสดงภาพอีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งในชุดการทดลองจะเห็นมีสายยางทนความร้อนสูงต่อจากหัวปลาไอล์ฟนังของอีเจ็คเตอร์ เพื่อทำการวัดความดันสถิตของพนังอีเจ็คเตอร์ Pressure transducers จะทำหน้าที่วัดความดันแต่ละตำแหน่งที่ติดตั้งอยู่ท่อรวมด้านบน ฐานสำหรับวัดความดันที่จะไว้บนอีเจ็คเตอร์ ที่ชิ้นที่หนึ่งมีรูaje 3 รู ชิ้นที่สองมีรูaje 5 รู และชิ้นที่สามเจาะ 4 รู ทั้งหมดมี 12 ตำแหน่ง อีเจ็คเตอร์ต่อกันท่อยางทอความร้อนสูงรัดด้วยเข็มขัด โดยจะปลายอีกด้านของท่อจะต่อ กับเครื่องความแน่น

6.4.2 การตรวจสอบหาตำแหน่งรั่วในระบบ

เนื่องจากชุดการทดลองนี้ทำงานภายใต้ความดันที่ต่ำกว่าบรรยายกาศ เมื่อเดินเครื่องทำงานอาจเป็นไปได้ที่อากาศจากภายนอกจะรั่วเข้าสู่ระบบและทำให้การทำงานของชุดทดลองล้มเหลวได้ ดังนั้นการหาตำแหน่งและหยุดการรั่วในระบบจึงเป็นขั้นตอนที่จำเป็น ซึ่งเราต้องใช้ความระมัดระวัง และต้องในใส่ใจรายละเอียดอย่างถี่ถ้วน ทั้งนี้การตรวจสอบรั่วเราสามารถทำได้โดยการเปิดวาล์วที่เชื่อมต่อระหว่างอุปกรณ์ทุกตัวแล้วจึงปล่อยให้ลมความดันสูงเข้าระบบผ่านวาล์วปล่อยสารของเครื่องกำเนิด ไอ สังเกตมาตรฐานความดันที่เครื่องกำเนิด ไอ เมื่อถึง 4 bar ให้ปิดวาล์ว และทำการตรวจเช็คหาตำแหน่งรั่วของระบบด้วย พองของพงซักฟองหรืออน้ำยาล้างงาน โดยหยดที่บริเวณที่ต้องการตรวจสอบ บริเวณที่มีกักษากดการรั่วคือบริเวณที่เป็นข้อต่อหรือข้อหักของระบบ โดยหลังทำการตรวจสอบรั่วเรียนรู้อย่างดีจะต้องเปิดวาล์วที่เครื่องกำเนิด ไอและเครื่องควบคุมเพื่อปล่อยอากาศและปรับความดันของชุดทดลองให้อยู่เท่ากับความดันบรรยายกาศ

6.4.3 เตรียมสภาพสารปฐมนิเทศน์และน้ำรับความร้อน

การเตรียมสารสภาพของสารปฐมนิเทศน์หรือการต้มน้ำที่เครื่องกำเนิด ไอและน้ำรับความร้อน ถือเป็นการเตรียมสภาพอุปกรณ์แรกก่อนอุปกรณ์อื่นๆ ทั้งนี้เนื่องจากการต้มสารทำงานที่เครื่องกำเนิด ไอและลดอุณหภูมน้ำรับความร้อนต้องใช้เวลานาน โดยเฉพาะการต้มสารทำงานจำเป็นต้องใช้ความระมัดระวังอย่างยิ่ง โดยก่อนทำการเปิดสวิตช์ไฟฟ้าของคลอดความร้อน ท่อที่ต่อออกจากเครื่องกำเนิด ไอต้องปิดวาล์วสนิท ยกเว้นวาล์วปล่อยสารต้องเปิดทิ้งไว้ เพื่อทำการต้มสารทำงาน ให้เดือดที่ความดันเท่ากับ ความบรรยายกาศ เพราะหากต้มที่ความดันต่ำกว่าบรรยายกาศ ขาดความร้อนอาจเสียหายได้ เราสามารถควบคุมสภาพของเครื่องกำเนิด ไอผ่านคอมพิวเตอร์ซึ่งสามารถกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิด ไอได้ หากอุณหภูมิสูงกว่าที่กำหนด ไว้คลอดความร้อนจะหยุดทำงาน ซึ่งโดยทั่วไปเมื่อเริ่มต้นจะตั้งอุณหภูมิไว้ที่ 100°C เมื่อสังเกตเห็น ไอของสารทำงานพ่นออกที่วาล์วปล่อยสารให้ปิดวาล์วปล่อยสารและเพิ่มอุณหภูมิที่กำหนดเป็นเงื่อนไขการทำงานที่เราต้องการ

6.4.4 การปรับลดความดันอากาศของระบบ

เนื่องจากชุดทดลองนี้ทำงานภายใต้ความดันที่ต่ำกว่าบรรยายกาศ และขั้นตอนการตรวจสอบรั่วทำให้ระบบมีความดันเท่ากับความดันบรรยายกาศ จึงจำเป็นต้องลดความดันของระบบด้วยปั๊มลดความดัน ที่ต่อเข้ากับวาล์วปล่อยสารบนเครื่องควบคุมเพื่อลดความดันของระบบลงเรื่อยๆ จนไม่สามารถลดความดันได้อีก สังเกตความดันของเครื่องควบคุมเพื่อที่คอมพิวเตอร์

ข้อควรระวัง ขณะปั๊มลดความดันทำงานว่าล้วงที่ต่อเข้ากับเครื่องกำเนิดไฟจะต้องปิดทุกตัวรวมทั้งว่าล้วงปล่อยสารด้วย เมื่อไม่สามารถลดความดันได้อีก งานนี้จึงปิดปั๊มลดความดัน จะต้องปิดวาล์วปล่อยสารของเครื่องควบแน่นที่ต่อ กับสายยางถึงปั๊มเพื่อป้องกันการไหลย้อนกลับของน้ำมันในปั๊มเข้าไปบังเครื่องควบแน่น

6.4.5 การเปิดให้ระบบทำงาน

เมื่อความดันของระบบต่ำเพียงพอแล้ว เครื่องกำเนิดไฟจะได้อุณหภูมิของสภาวะที่ต้องการ และนำทำความสะอาดเย็นอุณหภูมิได้ตามที่กำหนด ถือได้ว่าระบบพร้อมสำหรับการเปิดให้ระบบทำงานซึ่งสามารถทำได้โดย เปิดวาล์วสองตัว คือวาล์วของเครื่องกำเนิดไฟที่ต่อเข้ากับหัวฉีดและวาล์วที่ข้อต่อจากเครื่องระเหยกับอีจีคเตอร์ เมื่อเปิดวาล์วทั้งสองตัว ระบบทำความสะอาดเย็นจะเริ่มทำงานโดยเงื่อนไขการทำงานของเครื่องกำเนิดไฟ เครื่องระเหย และเครื่องควบแน่น สามารถป้อนค่าลงในคอมพิวเตอร์ ระบบควบคุมจะปรับสภาวะของอุปกรณ์แต่ละตัวให้ได้ค่าตามที่ต้องการ ซึ่งจำเป็นต้องรอให้เข้าสู่สภาวะคงที่ก่อน การบันทึกผลการทดลอง

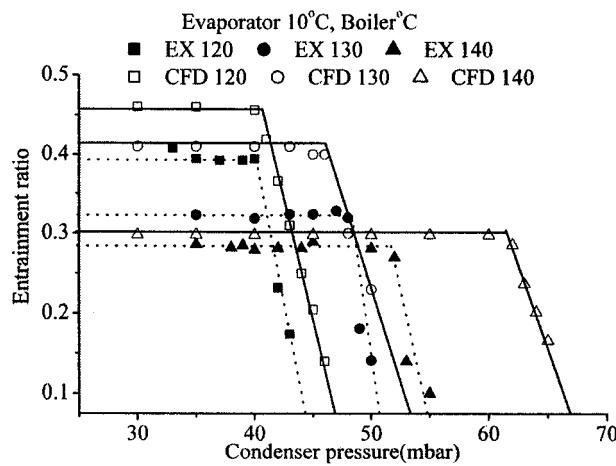
6.4.6 การเก็บผลการทดลอง

ผลที่ชุดทดลองนี้สามารถวัดได้มี 2 ค่าด้วยกัน คือ ค่า Entrainment ratio (Rm) ซึ่งสามารถวัดได้ด้วยวัดระดับต่างของสารทำงานในเครื่องกำเนิดไฟและเครื่องระเหย ก่อนและหลังการเปิดเครื่องทำงาน โดยนำผลที่ได้แปลงเป็นอัตราการไหลของสารปั๊มน้ำมันและทุบดิบภูมิ งานนี้วัดหาความดันสถิตที่ตำแหน่งต่างๆบนอีจีคเตอร์ผ่านรูเจาะ ซึ่งสามารถวัดได้ที่ล่าชุด โดยเปิดวาล์วประจำตำแหน่งที่ต้องการวัดและปิดวาล์วตัวอื่น ค่าความดันนี้สามารถอ่านได้จากคอมพิวเตอร์

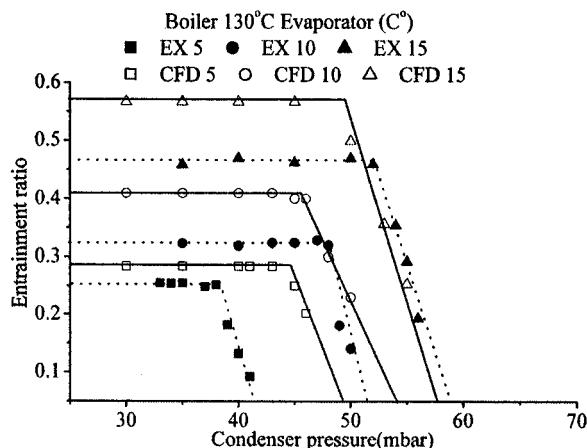
6.5 ผลการศึกษาของอีจีคเตอร์แบบ CRMC ที่ปรับปรุงแล้ว

6.5.1 ค่า Rm และ จุด CBP

เราได้ทำการทดลองโดยศึกษาผลกระบวนการของสภาวะการทำงานของแต่ละอุปกรณ์หลักได้แก่ เครื่องกำเนิดไฟ เครื่องระเหย และเครื่องควบแน่น ที่มีต่อสมรรถนะและคุณลักษณะของอีจีคเตอร์ โดยการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิหรือความดันของเครื่องกำเนิดไฟและความดันของเครื่องระเหยกับเครื่องควบแน่น ผลการทดลองกับการคาดคะเนจาก CFD แสดงความสัมพนธ์ดังในรูปที่ 6.5 โดยเป็นค่า Rm กับความดันเครื่องควบแน่น ที่อุณหภูมิเครื่องระเหย 10°C และเครื่องกำเนิดไฟ 120°C , 130°C และ 140°C พบว่ามีคุณลักษณะคล้ายกับอีจีคเตอร์ทั่วไป คือที่ความดันของเครื่องควบแน่นต่ำๆ ค่า Rm จะไม่เปลี่ยนแปลงตามความดันของเครื่องควบแน่นซึ่งจะลดลงหากความดันนี้สูงกว่าจุด CBP



ภาพที่ 6.5 อิทธิพลของเครื่องกำเนิดไอที่มีต่ออีจีคเตอร์แบบ CRMC

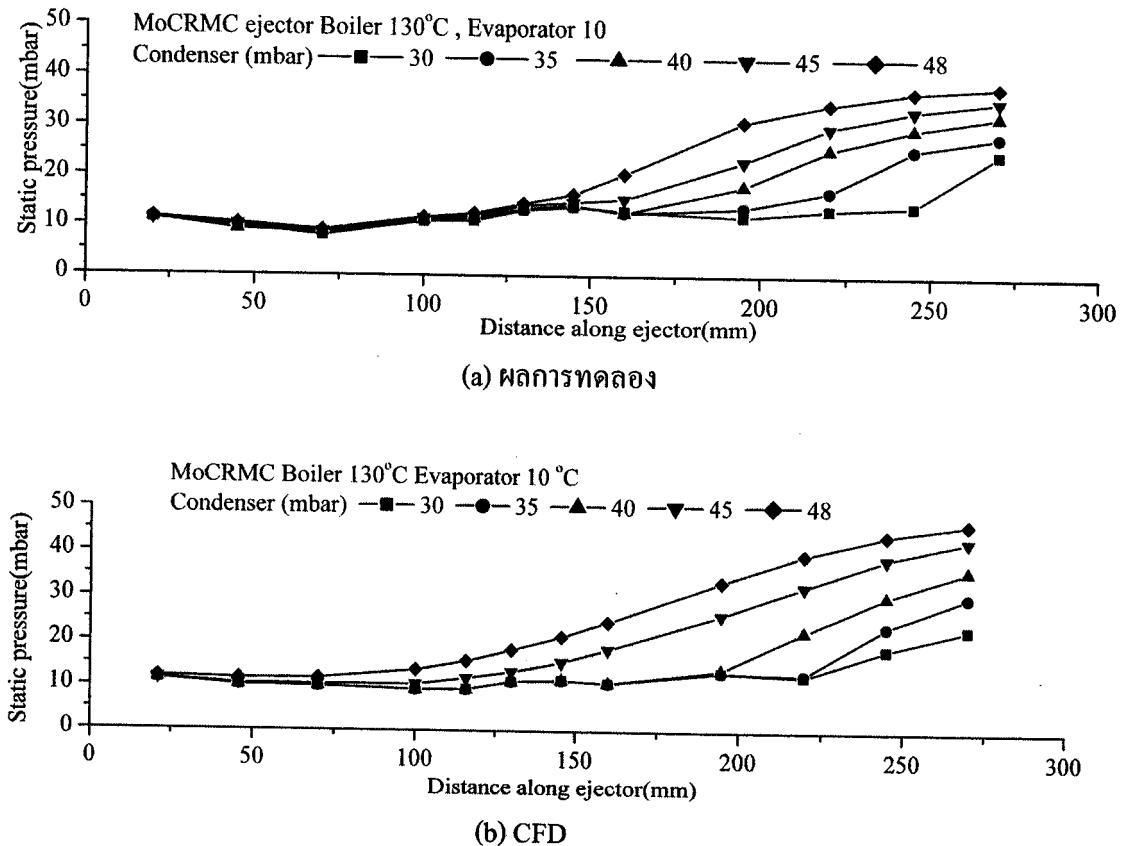


ภาพที่ 6.6 อิทธิพลของเครื่องระเหยที่มีต่ออีจีคเตอร์แบบ CRMC

ทดสอบจะทำงานอยู่ที่ 5°C, 10°C และ 15°C ที่อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ 130°C พบว่าอีจีคเตอร์สามารถทำงานได้ดีขึ้นเมื่อเครื่องระเหยมีอุณหภูมิและความดันที่สูงขึ้นซึ่งให้ผลที่ได้คล้ายกับอีจีคเตอร์ดักยนต์ทั่วไป ผลสมรรถนะของอีจีคเตอร์ที่ได้จาก CFD มีค่าสูงกว่าการทดลอง

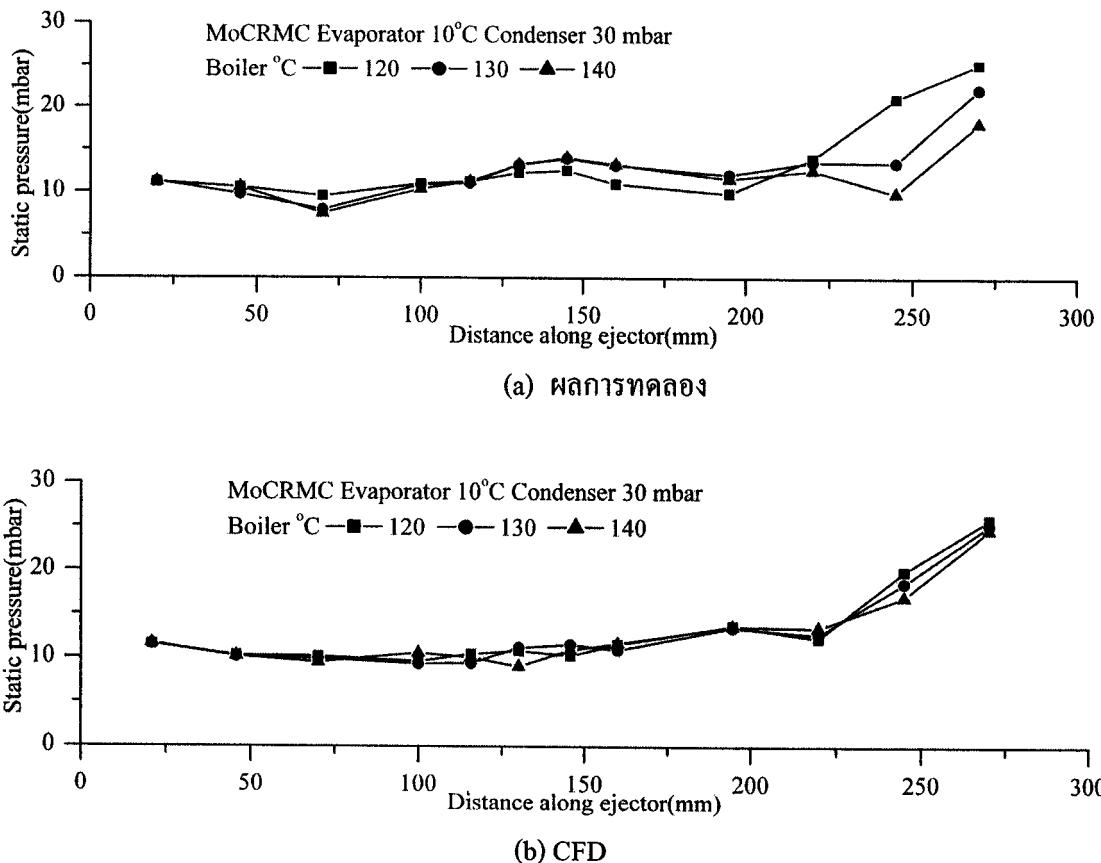
6.5.2 รูปแบบความดันสติติกที่ผนังของอีจีคเตอร์

การสังเกตการเปลี่ยนแปลงความดันสติติกเวณผนังตลอดความยาวของอีจีคเตอร์ จะทำให้เรามีความเข้าใจถูกต้องมากขึ้น ในการทดลองนี้ ได้ใช้ผลการทดลองแสดงในภาพที่ 6.7-6.9 โดยแสดงผลที่ได้จาก CFD ด้วย เพื่อทำการเปรียบเทียบผล



ภาพที่ 6.7 ผลความดันสติติกบนผนังของอีจิคเตอร์จากความดันเครื่องควบแน่นผลจาก (a) ผลการทดลอง และ (b) CFD

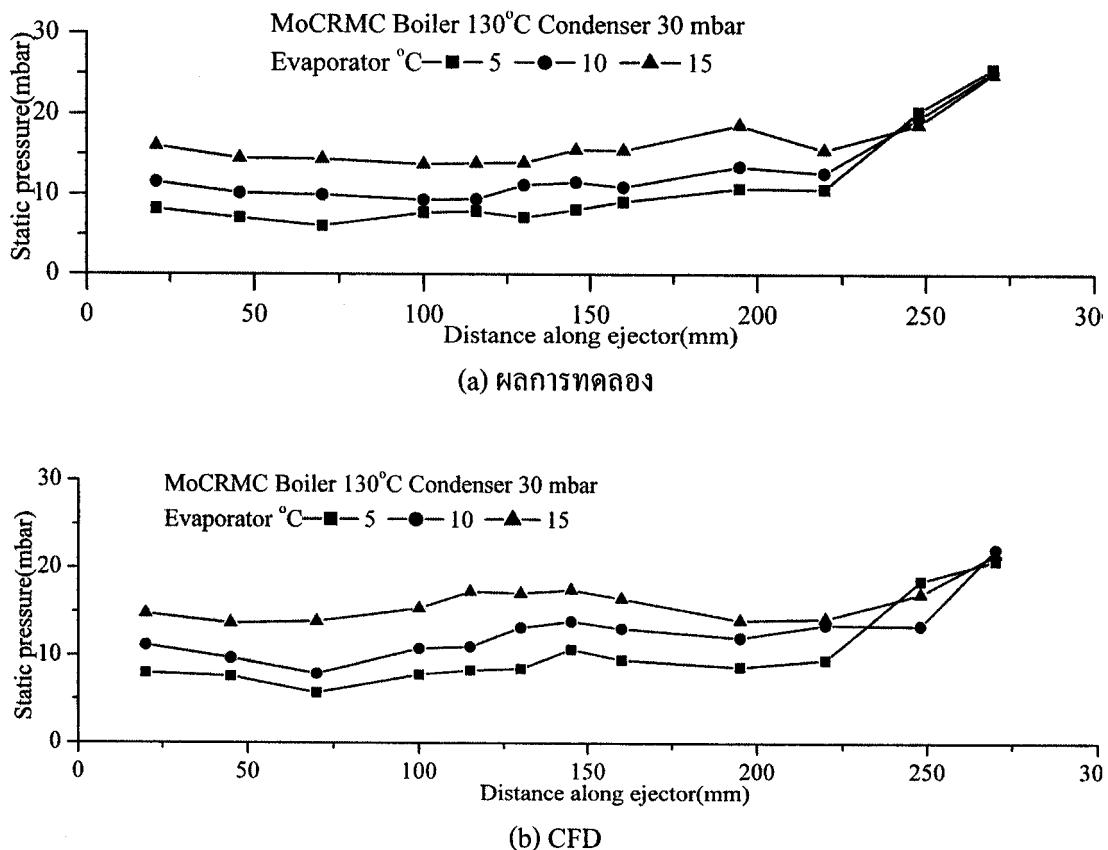
การศึกษาการเปลี่ยนแปลงลักษณะการไหลของสารทุติยภูมิที่เกิดจากการเปลี่ยนความดันของเครื่องควบแน่น เมื่อพิจารณาภาพที่ 6.7 ซึ่งแสดงความดันสติติกตลอดหน้าตัดอีจิคเตอร์ที่ความดันเครื่องควบแน่นเปลี่ยนแปลง โดยกำหนดอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหยให้คงที่ พนบว่าเมื่อความดันเครื่องควบแน่นสูงขึ้น ความดันที่ต่ำแห่งน้ำในลักษณะของอีจิคเตอร์จะสูงขึ้นตาม จากภาพที่ 6.7(a) ก่อนถึงจุด CBP (ความดันเครื่องควบแน่นต่ำกว่า 40 mbar) ความดันที่ต่ำแห่งน้ำอยู่กว่า 160 mm ความดันสติติกจะมีค่าประมาณเท่ากัน แต่เมื่อความดันเครื่องควบแน่นมีค่าเกินจุด CBP ความดันสติติกที่ผนังอีจิคเตอร์จะเพิ่มขึ้นตามความดันของเครื่องควบแน่นนั้น โดยหากนำผลที่ได้จากการทดลองเปรียบเทียบกับผลของ CFD พนบว่าผลการทดลองมีค่าน้อยกว่า แต่กราฟทั้งสองมีแนวโน้มเดียวกัน



ภาพที่ 6.8 ผลความดันสถิตบนผนังของอีจेकเตอร์จากอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไออกซ์เจน (a) ผลการทดลอง และ (b) CFD

ภาพที่ 6.8 แสดงกราฟความดันสถิตบนผนังอีจेकเตอร์ที่ความดันเครื่องควบคุม 30 mbar อุณหภูมิเครื่องระเหย 10°C และเครื่องกำเนิดไออกซ์เจนที่ 120°C , 130°C และ 140°C ซึ่งแสดงอิทธิพลของสภาวะเครื่องกำเนิดไออกซ์เจนต่อสมบัติการไหลของสารทุติยภูมิภายในอีจेकเตอร์

ภาพที่ 6.8 แสดงให้เห็นว่า อุณหภูมิหรือความดันของเครื่องกำเนิดไออกซ์เจนส่งผลกระทบต่อลักษณะการไหลของสารทุติยภูมิที่บริเวณใกล้ผนัง เนื่องจากว่าเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไออกซ์เจน ความดันสถิตบริเวณผนังของอีจेकเตอร์มีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งผลจากการทดลองและผลของ CFD ให้ผลที่ตรงกัน เมื่อค่าที่ได้จากการทดลองจะน้อยกว่าค่าจาก CFD ที่ตาม



ภาพที่ 6.9 ผลความดันสติติกบนผนังของอีเจ็คเตอร์จากความดันเครื่องระเหยผลจาก (a) ผลการทดลอง และ (b) CFD

รูปที่ 6.9 แสดงกราฟความดันสติติกบนผนังอีเจ็คเตอร์ เพื่อศึกษาผลกระบวนการอุณหภูมิของเครื่องระเหยที่มีต่อรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นกับสารทุติยภูมิในอีเจ็คเตอร์ โดยทดลองที่ความดันเครื่องควบแน่น 10 mbar อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ 130°C และเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของเครื่องระเหยสามค่า คือ 5°C, 10°C และ 15°C ซึ่งพบว่าระดับความดันสติติกจะสูงขึ้นตามอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดเครื่องระเหยในช่วงแรก และจะเริ่มนิ่มค่าไกล์เคียงกันที่ตำแหน่งไกล์ปากทางออก (เริ่มที่จากตำแหน่ง 225 mm เป็นต้นไป) แนวโน้มของกราฟระหว่างผลของ CFD กับการทดลองให้ค่าไกล์เคียงกันแต่ค่าความดันของการทดลองจะต่ำกว่าที่ได้จาก CFD

6.6 สรุปและวิเคราะห์ผลการศึกษาอิจีคเตอร์แบบ CRMC ที่ปรับปรุงแล้ว

จากผลการศึกษาของหัวข้อที่ผ่านมา ทำให้เราสามารถวิเคราะห์และสรุปผลได้ดังต่อไปนี้

(1) จากผลการทดลองแสดงให้เห็นว่า สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอิจีคเตอร์ จะขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงานของอุปกรณ์ในระบบ นั่นหมายความว่าการควบคุมสภาวะการทำงาน ให้กับอุปกรณ์ในระบบจึงมีความสำคัญในการนำไปใช้งานจริง ตัวอย่างของตัวแปรที่จำเป็นต้องควบคุมหรือจำกัดช่วง เช่น สภาวะของการความร้อนซึ่งส่งผลต่อสภาวะของเครื่องระเหย อุณหภูมิ หรือความดันของเครื่องความเย็นและอุณหภูมิของแหล่งพลังงานความร้อนที่ใช้สำหรับขับเคลื่อนระบบ ซึ่งประสิทธิภาพทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบอิจีคเตอร์จะขึ้นอยู่กับสมรรถนะของอิจีคเตอร์เป็นหลัก ซึ่งสมรรถนะของอิจีคเตอร์องค์ประกอบเปลี่ยนตามเงื่อนไขการทำงาน เช่น กัน

(2) สภาวะการทำงานของอุปกรณ์แต่ละอย่างในระบบทำความเย็นแบบอิจีคเตอร์จะส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบที่แตกต่างกัน โดยอุณหภูมิหรือความดันของเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหยจะบ่งชี้ถึงระดับความสามารถของระบบที่ทำงานได้ เช่น หากอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอมีค่าสูง ผู้ออกแบบอิจีคเตอร์สามารถเลือกช่วงสมรรถนะที่กว้างกว่าเมื่อออกรูปแบบที่อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอต่ำ เมื่อจากว่า พลังงานสำหรับหนึ่งหน่วยนำสารทุติยภูมิจะขึ้นอยู่กับสภาวะของเครื่องกำเนิดไอเป็นหลัก ขณะเดียวกัน หากการความร้อนที่ระบบต้องทำให้ได้มีค่าไม่มาก (อุณหภูมิที่ต้องการทำความเย็นไม่ต่ำมากนัก) เราจะไม่จำเป็นที่เราต้องใช้พลังงานขับเคลื่อนระบบที่สูงมากก็ได้ ความดัน และอุณหภูมิของเครื่องความเย็นแต่ละคือตัวแปรที่กำหนดความยืดหยุ่นของการทำงานของอิจีคเตอร์และระบบทำความเย็น เนื่องจากสภาวะของเครื่องความเย็นจะไม่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการทำความเย็น แต่จะกำหนดช่วงว่าประสิทธิภาพนั้นจะทำงานได้ถึงความดันเครื่องความเย็นมากน้อยเท่าใด

(3) เมื่ออุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอมีค่าสูงขึ้นกลับทำให้อิจีคเตอร์เหนี่ยวนำสาร ได้น้อยลง มีสาเหตุเนื่องจาก เมื่อความดันของสารปั๊มน้ำมีค่าสูงจะทำให้หมุนการกระจายตัว (expansion angle) โต ซึ่งทำให้ effective area มีค่าลดลง แต่เนื่องจากพลังงานของสารมีมากขึ้น จุด CBP จึงมีค่าสูงขึ้น การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอจะไม่ส่งผลกระทบต่อรูปแบบการไหลของสารทุติยภูมิ ที่บริเวณใกล้พนังของอิจีคเตอร์ แต่ย่างไรก็ตามค่า R_m ของอิจีคเตอร์ก็ขึ้นอยู่กับขนาดและรูปทรงของอิจีคเตอร์ด้วย

(4) สภาวะการไหลและคุณสมบัติของสารทุติยภูมิจะมีค่าขึ้นอยู่กับความดันและอุณหภูมิ ของเครื่องระเหยเป็นหลัก ซึ่งค่า R_m และจุด CBP จะเพิ่มขึ้นตามความดันหรืออุณหภูมิของเครื่องระเหย เนื่องจากช่วยเพิ่มพลังงานการไหลและอัตราการไหลของสารทุติยภูมิ เห็นได้จากค่าความดันสูงที่พนังของอิจีคเตอร์ที่เพิ่มขึ้นตามความดันของเครื่องระเหย ทั้งนี้นาคของ effective area จะ

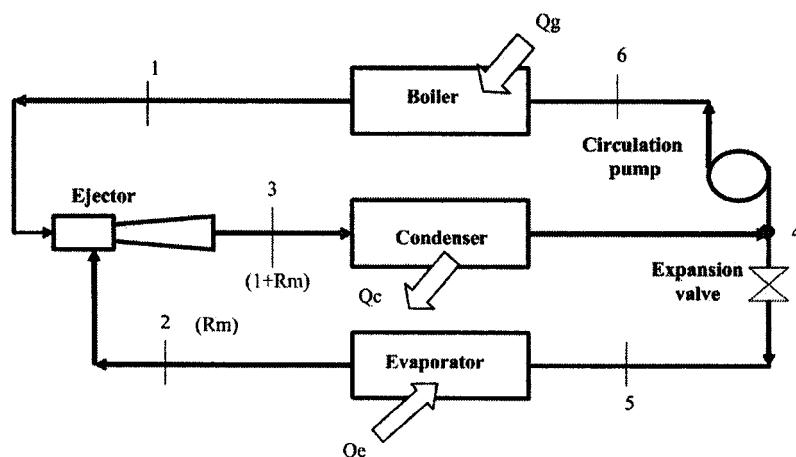
ไม่เข้มข้นอยู่กับความดันของเครื่องระเหย เพราะแนวโน้มของความดันสติตบริเวณผนังมีความใกล้เคียงกันและจะแตกต่างกันเฉพาะระดับความดันเท่านั้น

(5) การเปรียบเทียบค่าระหว่างผลการทดลองและ CFD นั้น ผลการทดลองมีค่าความดันที่ผนังอีจีคเตอร์ต่ำกว่าจาก CFD มีสาเหตุมาจากการสูญเสียที่เกิดขึ้นจริงที่ CFD คำนวณให้ไม่ได้ เช่น แรงเสียดทานที่ผนังของอีจีคเตอร์ เนื่องจากใน CFD กำหนดเป็นของแข็งผิวเรียบ ทำให้ผลของ CFD มีค่าสูงกว่าที่ได้จากการทดลอง

บทที่ 7

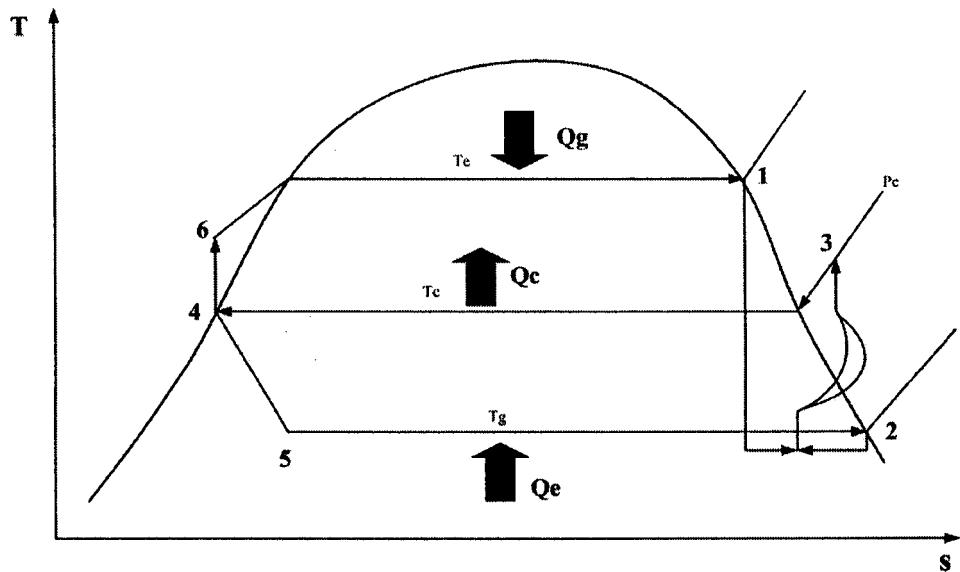
แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์

การศึกษาความเป็นไปได้ เพื่อการนำเอาระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ ใช้กับงานจริง จำเป็นต้องใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่มีความสัมพันธ์ระหว่างระบบทำความเย็นและอีจีคเตอร์ ซึ่งในบทนี้จะได้กล่าวรายละเอียดเกี่ยวกับแบบจำลองของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ และวิธีวิเคราะห์การให้ผลภายในอีจีคเตอร์ โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ซึ่งจากแบบจำลองนี้ทำให้เข้าใจผลกระทบของพารามิเตอร์ ที่มีต่อการออกแบบระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ จากผลการศึกษานี้ ถือเป็นข้อมูลที่สำคัญสำหรับการศึกษาและออกแบบระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ นอกจากนี้เรา ยังได้ทำการประเมินราคาค่าใช้จ่ายเปรียบเทียบกับระบบทำความเย็นโดยทั่วไป



ภาพที่ 7.1 วัฏจักรทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์

ลำดับการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์และหน้าที่ของแต่ละอุปกรณ์ในระบบแสดงดังภาพที่ 7.1 โดยเครื่องกำเนิดไออกซิเจนร้อนจากแหล่งความร้อนมาต้มสารทำงาน ให้เดือดในสภาพของไออกซิเจนตัวความดันสูง (จุดที่ 1) สารจากเครื่องกำเนิดไออกซิเจนส่งไปหัวฉีดซึ่งจะ ทำหน้าที่ลดความดันของสารทำงานเกิดบริเวณความดันต่ำ ทำให้สารทำงานในเครื่องระเหยเดือดที่ อุณหภูมิต่ำในสภาพไออกซิเจนตัวที่ 2 สารทั้งสองจะผสมกันในอีจีคเตอร์และถูกส่งไปยังเครื่อง ควบแน่นและกั่นตัวเป็นของเหลวอีกตัว (จุดที่ 3) สารที่ออกจากการควบแน่นจะถูกแบ่งออกเป็น ส่วนส่วน กือส่วนแรกถูกปั๊มไปที่เครื่องกำเนิดไออกซิเจนที่เหลือจะไหลผ่านวาล์วลดความดันก่อนเข้า เครื่องระเหย และคงความสัมพันธ์ของสภาพในระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ในภาพที่ 7.2



ภาพที่ 7.2 แผนภูมิ T-s ของวัฏจักรทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์

7.1 วิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์

สภาวะที่ทางออกเครื่องกำเนิดเป็นไอดีมตัว

$$h_1 = h_g(P_c, x=1) \quad (7.1)$$

สภาวะที่ทางออกเครื่องระเหยเป็นไอดีมตัว

$$h_2 = h_g(P_e, x=1) \quad (7.2)$$

สภาวะที่ทางออกเครื่องควบแน่นเป็นของเหลวอีมตัว

$$h_4 = h_f(P_c, x=0) \quad (7.3)$$

กระบวนการการผ่าน expansion valve จาก 4-5 (enthalpy คงที่)

$$h_5 = h_4 \quad (7.4)$$

สมดุลพลังงานกระบวนการร่างจาก 4-6

$$h_6 = h_4 + w_p \quad (7.5)$$

เมื่อ $w_p = v_f at P_c (P_g - P_c)$

สมดุลพลังงานที่อีจีคเตอร์จะได้

$$h_3 = (Rm h_2 + h_1) / (Rm + 1) \quad (7.6)$$

จะได้การคำนวณเป็น

$$Q_e = m_g Rm (h_2 - h_5) \quad (7.7)$$

ความร้อนที่เครื่องควบแน่นต้องระบายนอกเป็น

$$Q_c = m_g (Rm + 1) (h_3 - h_4) \quad (7.8)$$

และความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอต้องใช้เป็น

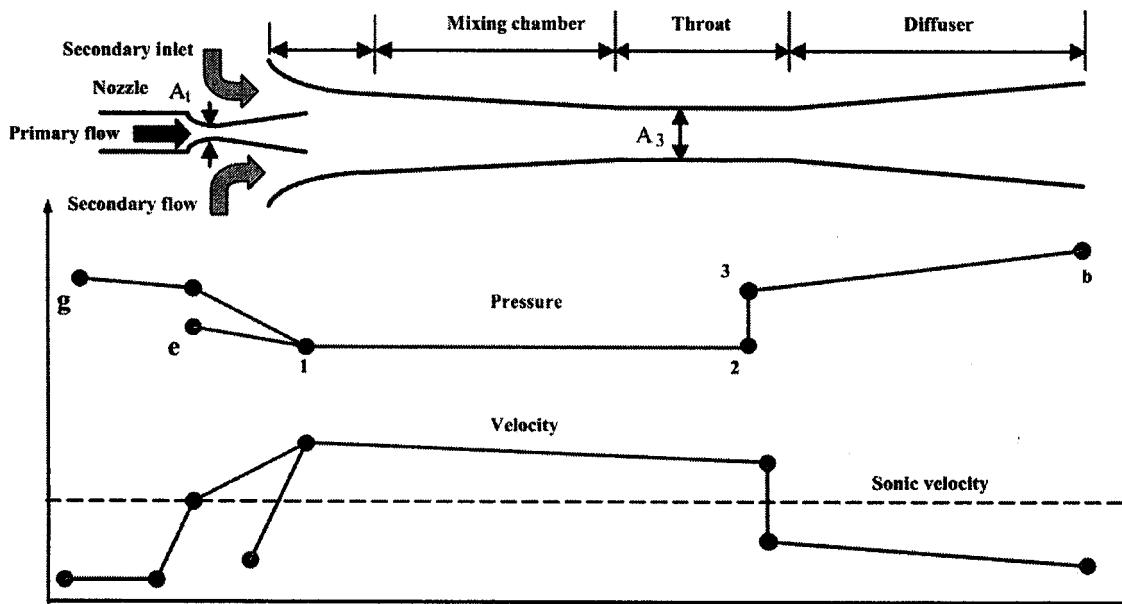
$$Q_g = m_g (h_1 - h_6) \quad (7.9)$$

จากสมการที่ (7.1) - (7.9) จะเห็นว่าตัวแปรมากกว่าสมการอยู่ ดังนั้นทำให้ระบบสมการนี้แก้ไม่ได้ ด้วยเหตุนี้จึงจำเป็นต้องใช้สมการที่ได้จากการวิเคราะห์การไหลในอีจีคเตอร์ดังนี้

7.2 ทฤษฎีการไหลในอีจีคเตอร์

ข้อสมมติพื้นฐานกระบวนการของการไหลภายในอีจีคเตอร์

- (1) ความเร็วทางเข้าอีจีคเตอร์จากเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระบายเป็น 0
- (2) สารทั้งสองผสมกันทันทีเมื่อเขอกันที่จุด 1 บริเวณปากทางออกของหัวฉีดผสมกันภายในได้ความดันคงที่ และการผสมกันสมบูรณ์ก่อนการเกิด shock
- (3) การสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการเสียดทานในขณะการไหลจะทดแทนด้วยค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสีย
- (4) กระบวนการที่เกิดเป็นแบบไม่มีการส่งถ่ายความร้อน (adiabatic process)



ภาพที่ 7.3 ลักษณะการไหลภายในอีเจ็คเตอร์

เมื่อพิจารณาการไหลในอีเจ็คเตอร์จากภาพที่ 7.3 จากระนาบของ Keenan and Neumann (1942: 75-81) Keenan, Neumann and Lustwerk (1950: 299-309) และ Aphornratana (1996: 61-74) จะได้

$$M_{g,1} = \sqrt{\frac{2\eta_n}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_g}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (7.10)$$

$$M_{e,1} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_e}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (7.11)$$

กระบวนการผสมกันของสารทั้งสองเกิดขึ้นเมื่อสารทั้งสองพบกันที่หน้าตัดที่ 1 ภายใต้สภาวะความดันคงที่ จากสมการอนุรักษ์ทั้งสามสมการ ดังนี้

$$m_g + m_e = m \quad (7.12)$$

$$m_g V_{g1} + m_e V_{e1} = m V_2 \quad (7.13)$$

$$m_g h_{g1} + m_e h_{e1} = m h_2 \quad (7.14)$$

จากสมการ (7.9) - (7.11) เป็นสมการอนุรักษ์มวล อนุรักษ์โน้ม-men ตั้ม และอนุรักษ์พลังงานซึ่งสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของ Mach number (M) ได้ดังนี้

$$M_2^* = \eta_m \frac{M_g^* + R_m M_{ei}^* \sqrt{\tau}}{\sqrt{(1+R_m\tau)(1+R_m)}} \quad (7.15)$$

เมื่อ $\tau = \frac{T_e}{T_g}$ และ $R_m = \frac{m_e^*}{m_g^*}$ โดย ความสัมพันธ์ระหว่าง Mach number (M) กับ Mach number วิกฤต (M^*) เป็นดังนี้

$$M = \sqrt{\frac{2M^{*2}}{\gamma + 1 - M^{*2}(\gamma - 1)}} \quad (7.16)$$

สารทั้งสองผลกันอย่างสมบูรณ์ก่อนที่จะเกิด shock อยู่ในช่วงระหว่าง 2 ถึง 3 ณ ที่นี่กำหนดให้ shock จะเกิดที่บริเวณพื้นที่หน้าตัดคงที่ (throat) ความสัมพันธ์ต่อกันของ shock จะได้

$$M_3 = \sqrt{\frac{M_3^2 + 2/(\gamma + 1)}{(2\gamma/(\gamma - 1)M_3^2 - 1)}} \quad (7.17)$$

อัตราส่วนความดันต่อกันของ shock เป็น

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{1 + \gamma M_2^2}{1 + \gamma M_3^2} \quad (7.18)$$

ในช่วงท่อกระเจียดตัว ความเร็วที่ปากทางออกของอีจีเคเตอร์เท่ากับศูนย์จะได้

$$\frac{P_b}{P_3} = \left[\frac{\eta_d(\gamma-1)}{2} M_3^2 + 1 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (7.19)$$

จากสมการอนุรักษ์มวล $A = m / \rho V$ กำหนดให้สภาวะของสารที่เกิดขึ้นในอีจีคเตอร์เป็น ideal จะได้พื้นอัตราการไหลเชิงมวลผ่าน出口ที่หัวฉีดได้ดังนี้

$$m_g^\bullet = \frac{A_t P_g}{\sqrt{\frac{T_g R}{\gamma} \left[\frac{\gamma+1}{2} \right] \left[\frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right]}} \quad (7.20)$$

อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดระหว่าง出口กับปากทางออกของหัวฉีดได้ดังนี้

$$A_{1,g} / A_t = \frac{\left[\frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{1}{\gamma+1}} \sqrt{1 - \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]}}{\frac{P_1^{1/\gamma}}{P_g} \sqrt{1 - \left[\frac{P_1}{P_g} \right] \frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (7.21)$$

อัตราส่วนของพื้นที่หน้าตัด出口ของหัวฉีดกับบริเวณพื้นที่หน้าตัดคงที่ (A_3)

$$A_r = \frac{A_3}{A_t} = \frac{\sqrt{(1+Rm)(1+Rm\tau)} \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{1}{\gamma+1}} \sqrt{1 - \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]}}{\left[\frac{P_3}{P_b} \right]^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_3}{P_b} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} \quad (7.22)$$

เราสามารถออกแบบและศึกษาคุณลักษณะของอีจีคเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ จากระบบสมเหตุผล

7.2.1 การออกแบบขนาดของอีจีคเตอร์

การออกแบบระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ซึ่งรวมไปถึงขนาดของอีจีคเตอร์ด้วยมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

ขั้นตอนที่ 1 กำหนดค่าการทำความเย็นของระบบ (Q_e), อุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ (T_g), เครื่องกำเนิดเครื่องระเหย (T_e) และความดันของเครื่องควบแน่น (P_c)

ขั้นตอนที่ 2 กำหนดอัตราส่วนการเหนี่ยวนำ (entrainment ratio, Rm) ซึ่งไม่ควรสูงมากเกิน 0.5 เพราะหากสูงเกินไป ความยืดหยุ่นสำหรับใช้งานจะลดลง

ขั้นตอนที่ 3 คำนวณค่า เอนทาลปี (enthalpy) ของแต่ละจุดจากสมการ (7.1- 7.6)

ขั้นตอนที่ 4 คำนวณหาค่า Q_g , Q_c จากสมการ (7.8) และ (7.9) ตามลำดับ

พร้อมทั้งสามารถทำงานของปั๊มได้จาก

$$W_{pump} = m_g (w_{pump}) \quad (7.23)$$

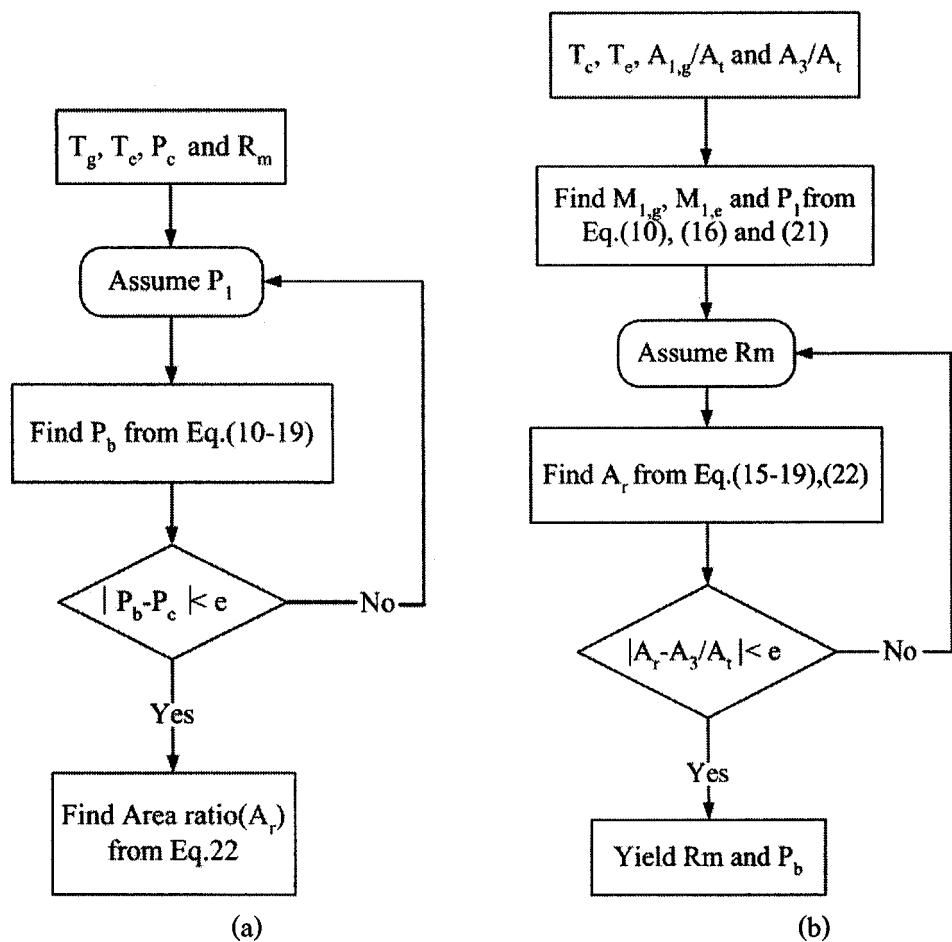
ขั้นตอนที่ 5 คำนวณหา COP จากสมการ

$$COP = Q_e / (Q_g + W_{pump}) \quad (7.24)$$

ขั้นตอนที่ 6 คำนวณขนาดของอีจีคเตอร์ตามแผนภาพขั้นตอนในภาพที่ 7.4(a) เพื่อหาอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดคงของหัวฉีดกับบริเวณพื้นที่หน้าตัดคงที่ของอีจีคเตอร์ (A_r)

วิธีการคำนวณในขั้นตอนที่ 5 แสดงไว้ในดังภาพที่ 7.4(a) โดยเป็นระเบียบขั้นของ การแก้ปัญหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอีจีคเตอร์ จากภาพที่ 7.4(a) เริ่มต้นกำหนดค่าสภาวะของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ ซึ่งได้จากขั้นตอนที่ 1 และ 2 ต่อจากนี้จึงสมมติ ค่าความดันที่ทางออกของหัวฉีด (P_i) เพื่อคำนวณความดันที่ปากทางออกของอีจีคเตอร์ (P_b) จากสมการ (7.10-7.19) และตรวจสอบค่าที่ได้มาร่วมกับความต้องการของเครื่องควบแน่น (P_c) ที่กำหนดไว้หรือไม่ หากมีค่าต่างกันให้กลับไปที่การกำหนดค่า P_i ใหม่กระทำซ้ำไปเรื่อยๆ จนกว่าค่า P_b กับ P_c จะมีค่าใกล้เคียงกัน เมื่อได้ค่าถูกแล้วต้องแล้วจึงหาค่า A_r จากสมการ (3.22)

จากขั้นตอนการออกแบบเพื่อขนาดของอีจีคเตอร์ จะสังเกตเห็นได้ว่าสามารถระบุขนาดในเทอมของอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดคงของอีจีคเตอร์เท่านั้น โดยความยาวของอีจีคเตอร์ไม่สามารถระบุได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้ แต่อย่างไรก็ตาม ค่า A_r จึงเป็นค่าที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของอีจีคเตอร์มากกว่าพารามิเตอร์อื่น นอกเหนือจากต้องกำหนดขนาดความยาวของอีจีคเตอร์ก็สามารถระบุได้จากคำแนะนำตามมาตรฐานของ ESDU ได้



ภาพที่ 7.4 ไอดีอะแกรมแสดงการคำนวณหาค่า (a) R_m และ P_b (b) Area ratio (A_r)

7.2.2 การศึกษาผลกระบวนการจากพารามิเตอร์ของอีจีคเตอร์

เนื่องจากสมรรถนะอีจีคเตอร์จะเปลี่ยนแปลงตามเงื่อนไขการทำงาน จากทางเข้า และทางออก ซึ่งเราสามารถศึกษา ผลของสภาวะเหล่านั้นที่มีผลต่ออีจีคเตอร์ รวมทั้งที่มีต่อระบบทำความเย็น จากระบบสมการข้างต้นสามารถใช้โปรแกรม EES ช่วยแก้ระบบสมการ โดยระเบียบวิธี แก้ปัญหามีขั้นตอนดังต่อไปนี้

ขั้นตอนที่ 1 กำหนดค่าอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ (T_g) และเครื่องระเหย (T_e)

ขั้นตอนที่ 2 กำหนดขนาดของอีจีคเตอร์และหัวฉีด ($A_{1,g} / A_t$ และ A_3 / A_t)

ขั้นตอนที่ 3 คำนวณหาค่า R_m และ P_b จากระเบียบคำนวณตามภาพที่ 7.4(b)

ขั้นตอนที่ 4 คำนวณค่า เอนталปี (enthalpy) จากสมการ (7.1)-(7.5) โดยค่า R_m และ P_c จากขั้นตอนที่ 3

ขั้นตอนที่ 5 หาก m_g^* จากสมการ (7.20)

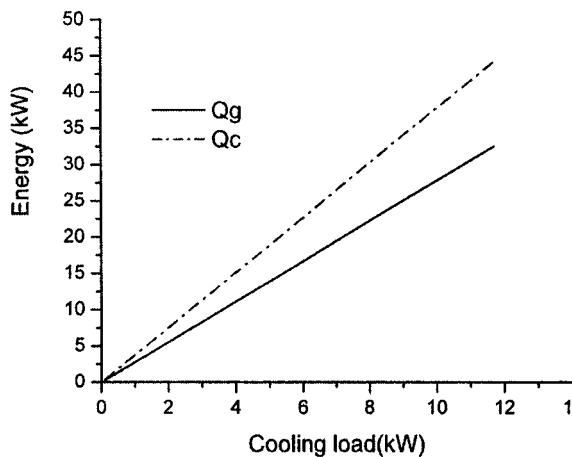
ขั้นตอนที่ 6 คำนวณหาค่า Q_g , Q_c จากสมการ (7.8) และ (7.9) ตามลำดับ
พร้อมงานของปืน และ COP

ในขั้นตอนการแก้ปัญหาที่เกิดขึ้นในอีเจ็คเตอร์ (ขั้นตอนที่ 3) จะทำการคำนวณ
ตามรูปแบบของภาพที่ 7.4 (b) โดยจะเริ่มที่การกำหนดค่าสภาวะที่ทางเข้าและอัตราส่วนหน้าตัดของ
อีเจ็คเตอร์ จากนั้นหาค่า $M_{1,e}$, $M_{1,g}$ และ P_1 จากสมการ (7.10), (7.16) และ (7.21) ต่อมาสมมติค่า
 R_m และทำการคำนวณค่า A_r จากสมการ (7.15-7.19) และ (7.22) หากค่า A_r ที่ได้แตกต่าง²
จาก A_3 / A_t ให้กลับไปสมมติค่า R_m ใหม่ ทำซ้ำกลับไปกลับมาเรื่อยๆจนค่า A_r กับ A_3 / A_t มีความ
ใกล้เคียงกันและผลสุดท้ายจะได้ค่า R_m และ P_b

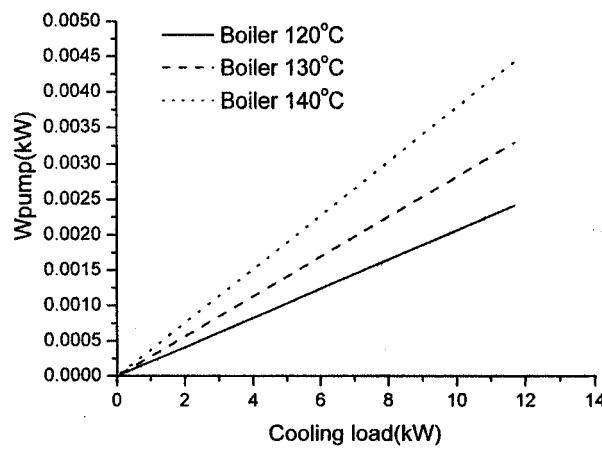
7.3 ผลการศึกษาและการวิเคราะห์

7.3.1 อิทธิพลของภาระทำงานเย็น

การออกแบบระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์นั้นส่วนใหญ่แล้วจะเริ่มที่กำหนด
ภาระทำงานเย็น และสภาวะกำหนดของอุปกรณ์ในระบบ ซึ่งความสัมพันธ์ระหว่างค่าพลังงานที่ใช้
ในระบบ (พลังงานความร้อนที่เครื่องกำเนิด ไอและงานจากปืน) ความร้อนที่ต้องการระบายนอกและ
อัตราการไหลในระบบกับภาระทำงานเย็น แสดงในภาพที่ 7.5 จากภาพที่ 7.5(a) พบว่าหากต้องการ
ออกแบบระบบทำความเย็นให้สามารถรับภาระทำงานเย็นให้มากขึ้น พลังงานความร้อนที่ใช้เพื่อ³
ขับเคลื่อนสารทำงานจากเครื่องกำเนิด ไอและพลังงานที่เครื่องควบแน่นต้องระบายนอกจะเพิ่มขึ้น
แต่อย่างไรก็ตามการเปลี่ยนแปลงสภาวะของอุปกรณ์ทั้งสองจะไม่ส่งผลกระทบต่อนาคของภาระความ
ร้อนที่ระบบทำความเย็นสามารถทำได้ เนื่องจากภาระความเย็นนี้จะขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของสาร
ในระบบเป็นหลัก ซึ่งแตกต่างจากงานของปืนที่จะเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิของเครื่องกำเนิด ไอและการ
ความร้อนของระบบ ดังภาพที่ 7.5(b) เพราะปืนจะทำงานขึ้นอยู่กับความตันแตกต่างระหว่างเครื่อง
ควบแน่นกับเครื่องกำเนิด ไอ



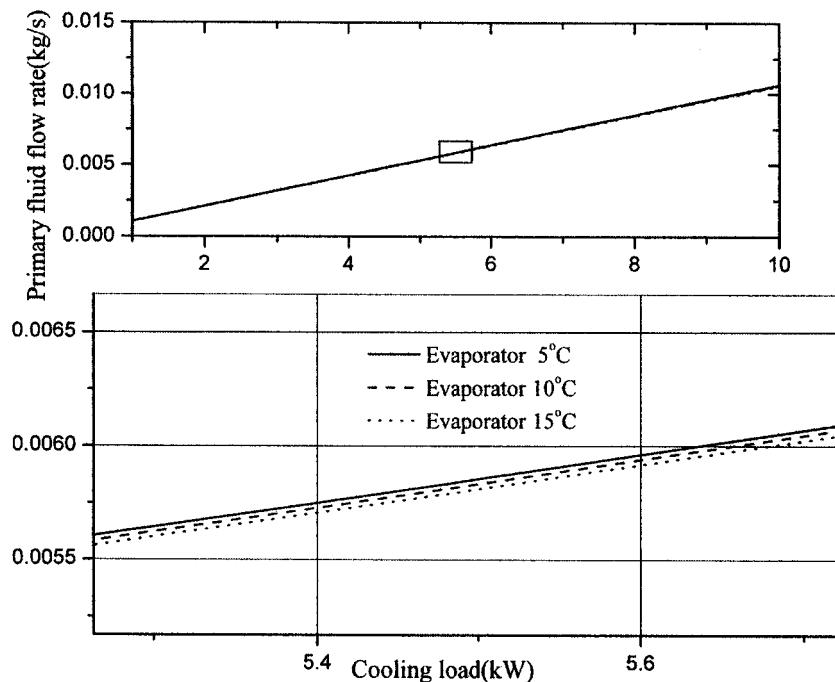
(a)



(b)

ภาพที่ 7.5 อิทธิพลของการทางความร้อนที่มีต่อพลังงาน (a) เครื่องกำเนิด ไอและเครื่องควบคุม
กับ (b)งานของปั๊ม

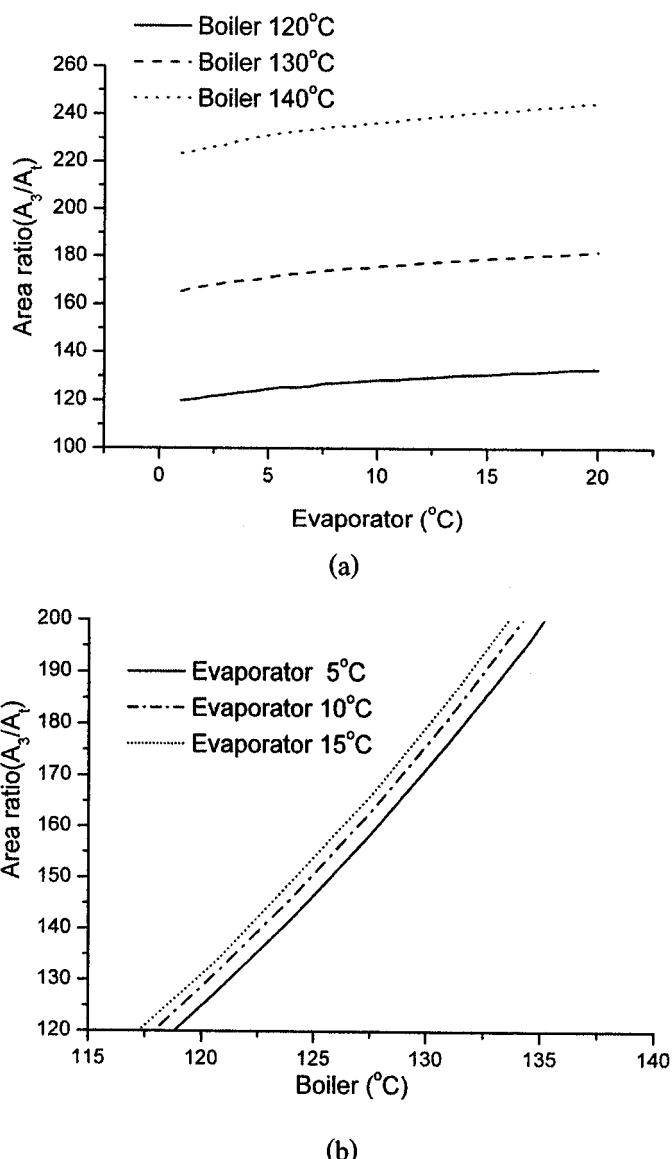
ในภาพที่ 7.6 แสดงให้เห็นว่าเมื่อการทำความเย็นเพิ่มขึ้นอัตราการไหลดของสาร
ปูนภูมิจะเพิ่มขึ้นด้วย สังเกตว่า หากอุณหภูมิของเครื่องระบายลดลง จะเป็นต้องเพิ่มอัตราการไหลด
ในระบบให้สูงขึ้นเพื่อรักษาอุณหภูมิของห้องทำความเย็นให้คงที่ ดังนั้นวิธีการควบคุมอัตราการไหลด
ของสารทำงานในระบบจึงเป็นสิ่งสำคัญมากสำหรับระบบทำความเย็นแบบอี้เจ็คเตอร์เพื่อการ
ความร้อนที่ระบบทำได้จะขึ้นตรงกับอัตราการไหลด



ภาพที่ 7.6 อิทธิพลของการทางความร้อนที่มีต่ออัตราการไหลของสารจากเครื่องกำเนิดไอ

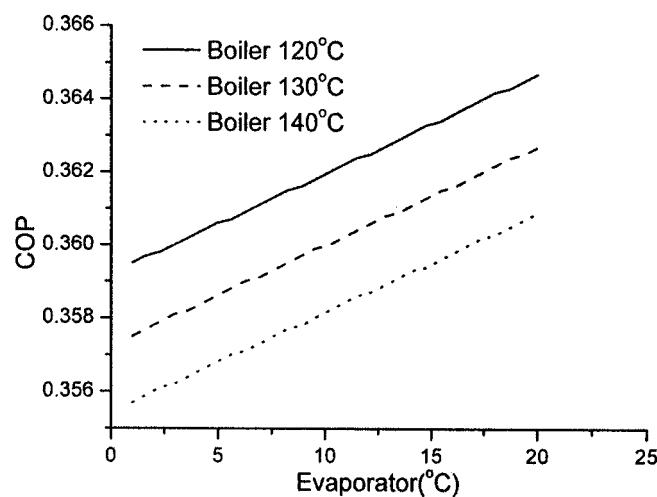
7.3.2 อิทธิพลของสภาวะอุปกรณ์ที่มีต่ออีจีคเตอร์และระบบ

ขนาดของอีจีคเตอร์ และ area ratio จะขึ้นอยู่กับสภาวะหรืออุณหภูมิของอุปกรณ์ในระบบ โดยเฉพาะอย่างยิ่ง เครื่องกำเนิดไอ เครื่องระเหย และเครื่องควบแน่น ซึ่งสภาวะเหล่านี้จะมีผลต่อประสิทธิภาพการทำความเย็นโดยตรง จากภาพที่ 7.7-7.9 แสดงผลของอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ เครื่องระเหย และ เครื่องควบแน่น ที่มีต่อ COP และ area ratio ของอีจีคเตอร์ โดยขนาดอีจีคเตอร์จะมีขนาดโตขึ้นเมื่ออุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหยในการออกแบบมีค่าสูง สังเกตได้จากภาพที่ 7.7 สภาวะเครื่องระเหยจะมีอิทธิพลน้อยกว่าเครื่องกำเนิดไอ เนื่องจากความดันของสารปฐมภูมิและขนาดของคอมบอคหัวจะมีผลต่อการเหนี่ยวนำสารทำงานและการทำความดันของอีจีคเตอร์โดยตรง ด้วยเหตุนี้อัตราส่วนของพื้นที่หน้าตัดคงที่ต่อพื้นที่หน้าตัดของคอมบอคหัวจะเป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญ แต่อย่างไรก็ตามอุณหภูมิเครื่องระเหยที่อีจีคเตอร์ต้องทำให้ได้ก็มีผลต่อน้ำดูของอีจีคเตอร์เช่นเดียวกัน แม้จะไม่มากเท่าเครื่องกำเนิดไอก็ตาม

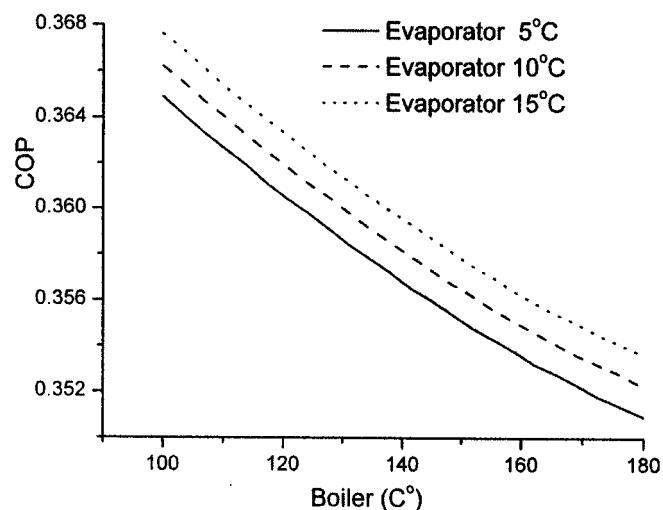


ภาพที่ 7.7 อิทธิพลของอุณหภูมิของอุปกรณ์ที่มีต่อขนาดของอีจีคเตอร์ (a) เครื่องกำเนิดไอ และ(b) เครื่องระเหย

ระบบจะมีประสิทธิภาพมากขึ้นเมื่ออุณหภูมิเครื่องระเหยสูงขึ้นซึ่งตรงกันข้ามกับผลของเครื่องกำเนิดไอ ดังภาพที่ 7.8 ทั้งนี้เนื่องจาก การเพิ่มอุณหภูมิเครื่องระเหยจะทำให้ผลต่างของค่าเออนทาลปีช่วงในช่วงเครื่องระเหยมีค่ามากขึ้นนั้นหมายความว่าระบบสามารถดูดความร้อนออกจากห้องทำความเย็นได้มาก ตรงกันข้ามหากเพิ่มอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอระบบต้องใช้พลังงานความร้อนมากขึ้น

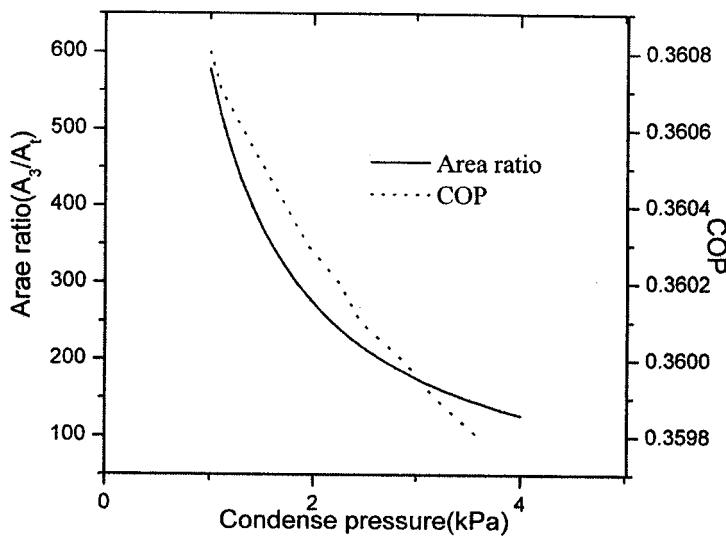


(a)



(b)

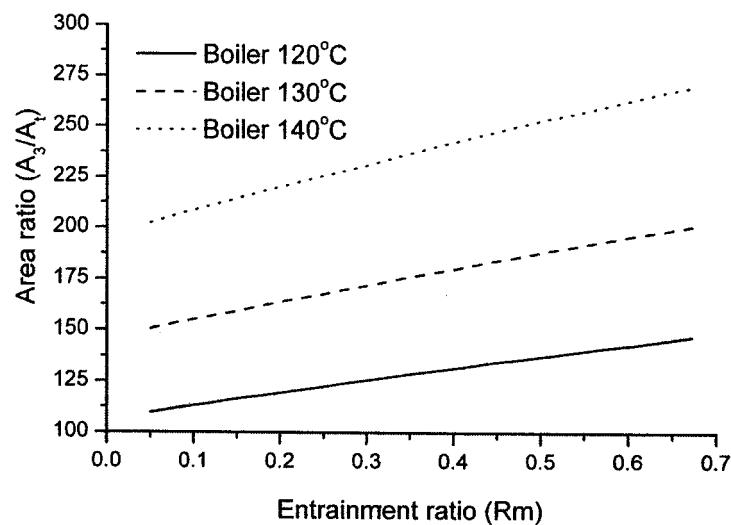
ภาพที่ 7.8 ผลของอุณหภูมิของอุปกรณ์ที่มีต่อ COP ของระบบ (a) เครื่องกำเนิดไอ และ (b) เครื่องระเหย



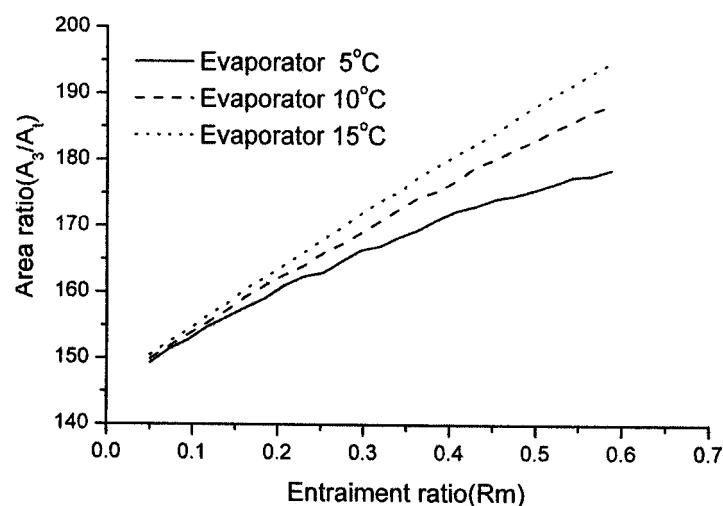
ภาพที่ 7.9 ความดันของเครื่องคอมพresเซอร์ที่มีต่อน้ำดองอีจีคเตอร์ และ COP ของระบบ

จากภาพที่ 7.9 แสดงอิทธิพลความดันของเครื่องคอมพresเซอร์ที่มีต่อน้ำดองอีจีคเตอร์และ COP ของระบบ ซึ่งเราพบว่า เมื่อความดันเครื่องคอมพresเซอร์เพิ่มขึ้น ขนาดของอีจีคเตอร์ที่ต้องการจะมีขนาดเล็กลง เนื่องจาก อีจีคเตอร์จำเป็นต้องทำความดันให้ได้สูงขึ้น ดังนั้น ขนาดของพื้นที่หน้าตัดคงที่จึงเล็กลง และขณะเดียวกัน ความดันของเครื่องคอมพresเซอร์เพิ่มขึ้นระบบจะมีประสิทธิภาพการทำความเย็นลดลงตาม เนื่องจากอีจีคเตอร์จะเหนี่ยวนำสาร ไถ้น้อยลง (แสดงไว้ในภาพที่ 7.10) ดังนั้นเมื่ออีจีคเตอร์ขนาดเล็กจะส่งผลให้ COP ของระบบลดลงด้วย

จากภาพที่ 7.10 แสดงความสัมพันธ์ ของ R_m ที่มีต่อน้ำดองอีจีคเตอร์ จากภาพ เมื่อค่า R_m เพิ่มขึ้น ขนาดอีจีคเตอร์ จะ โตขึ้น เมื่ออุณหภูมิของเครื่องกำเนิด ไม่มีค่าน้อยลง ทำให้อีจีคเตอร์มีขนาดโตขึ้น(ตามภาพที่ 7.7(a) และ 7.10(a)) จากภาพที่ 7.10(b) เห็นว่าหากอุณหภูมิของเครื่องระเหย มีค่าสูง ขนาดอีจีคเตอร์จะ โตขึ้นด้วย แต่อย่างไรก็ตาม เมื่อค่า R_m น้อยๆ อุณหภูมิเครื่องระเหยมีผลกระทบต่อน้ำดองอีจีคเตอร์น้อย เนื่องจาก เมื่อเหนี่ยวนำสาร ไถ้น้อย อิทธิพลของสารทุติยภูมิ ที่มีต่ออีจีคเตอร์น้อยกว่าสารทุติยภูมิ แต่อย่างไรก็ตาม ในความเป็นการออกแบบระบบทำความเย็น เราจำเป็นต้องการให้อีจีคเตอร์เหนี่ยวนำสารให้ได้มากด้วยเหตุนี้ขนาดอีจีคเตอร์ที่เราต้องใช้กับระบบจะขึ้นกับสภาพของเครื่องระเหยด้วย

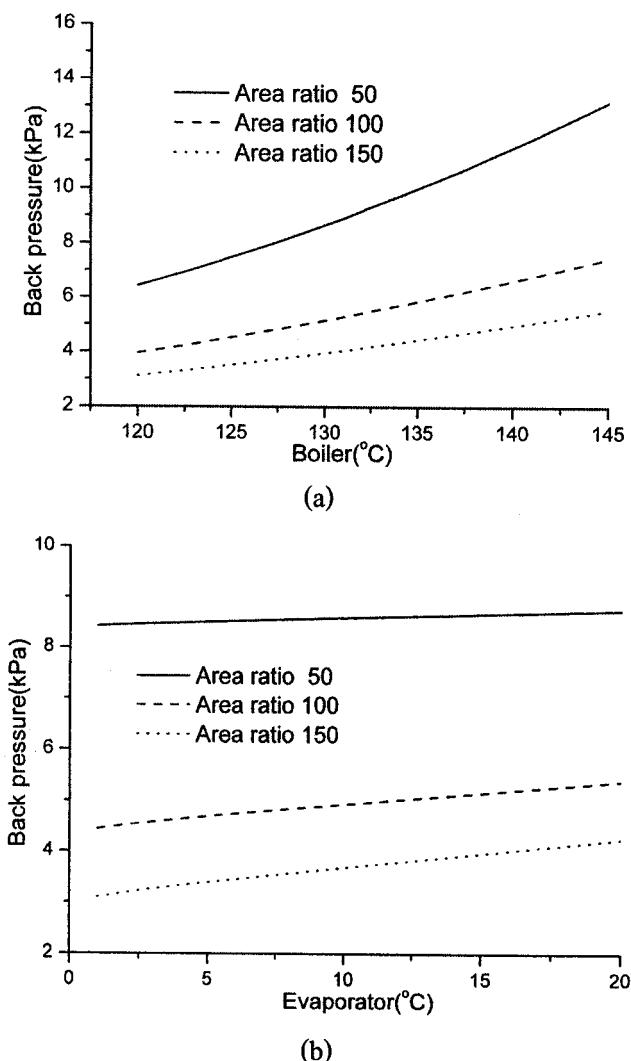


(a)



(b)

ภาพที่ 7.10 อิทธิพลของ R_m ที่มีต่อค่า area ratio ของอีจีคเตอร์ที่ อุณหภูมิ (a) เครื่องกำนันดิไอ และ (b) เครื่องระเหย

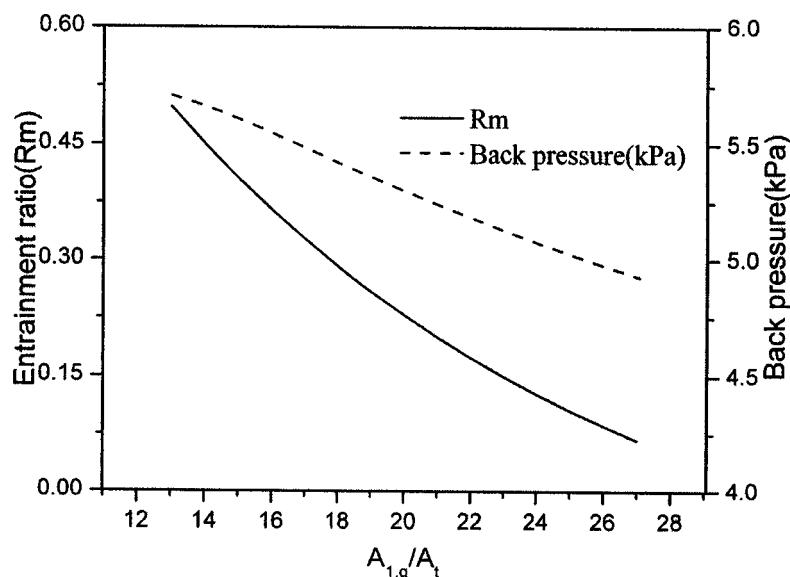


ภาพที่ 7.11 ผลของอุณหภูมิอุปกรณ์ที่มีต่อความดันปากทางออกที่ข่องอีจีคเตอร์ (a) เครื่องกำเนิดไอ และ(b) เครื่องระเหย

อีจีคเตอร์ในระบบจะทำหน้าที่เพิ่มความดันสารจากเครื่องระเหยให้เท่ากับเครื่องควบแน่น ทั้งนี้ความดันที่อีจีคเตอร์ทำได้จะขึ้นอยู่กับสภาพของเครื่องระเหย เครื่องควบแน่นและอัตราส่วน A , จากภาพที่ 7.11 พนวณเมื่อค่าอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น อีจีคเตอร์จะทำความดันได้สูงขึ้น ซึ่งตรงกันข้ามกับค่า A , ที่อีจีคเตอร์จะทำความดันได้ต่ำลงหากมีค่าสูง สมบัติการเหนี่ยวนำสาร (R_m) กับความดันที่อีจีคเตอร์ทำได้จะแปรผกผันกัน กล่าวคือ ถ้าหากอีจีคเตอร์สามารถเหนี่ยวนำสารได้มาก อีจีคเตอร์จะทำความดันได้ต่ำ สังเกตเห็นจากภาพที่ 7.9 และ 7.10 ดังนั้นการเลือกขนาดของอีจีคเตอร์ให้เหมาะสมกับการทำงานจึงเป็นสิ่งสำคัญอย่างยิ่งสำหรับการออกแบบระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์

7.3.3 ผลกระทบของหัวฉีดต่อสมรรถนะอีเจ็คเตอร์

อิทธิพลของอัตราส่วนปากทางออกต่อค่าของหัวฉีด ($A_{1,g} / A_t$) ที่มีต่อการเห็นยาน้ำสารกับความดันที่อีเจ็คเตอร์ทำได้ แสดงความสัมพันธ์ดังภาพที่ 7.12 พบว่าเมื่อปากทางออกหัวฉีดมีขนาดโตขึ้นค่า R_m และความดันทางออกอีเจ็คเตอร์ มีแนวโน้มที่จะลดลงเนื่องจากเมื่ออีเจ็คเตอร์มีขนาดหน้าตัดปากหัวฉีดเล็ก จะสามารถลดความดันบริเวณห้องผสมได้ดี ส่งผลให้สามารถเห็นยาน้ำสารจากเครื่องระเหยได้มากขึ้น อีกทั้งการผสมกันระหว่างสารปูนภูมิและทุติยภูมิอย่างสมบูรณ์ทำให้อีเจ็คเตอร์สามารถทำความดันได้สูง



ภาพที่ 7.12 ผลกระทบของขนาดหัวฉีดต่อค่า R_m และ ความดันที่ทางออกของอีเจ็คเตอร์

7.3.4 เปรียบเทียบผลการศึกษาจากแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์

แสดงผลเปรียบเทียบของแบบจำลองทางทางคอมพิวเตอร์กับงานวิจัยที่ผ่านมา แสดงดังตารางที่ 7.1 โดยเปรียบเทียบกับแบบจำลองของ Alexis (2004: 2657-2663) และผลการทดลองของ Eames *et al.* (1996: 378-386) ซึ่งจะเห็นว่าให้ค่าใกล้เคียงกัน

ตารางที่ 7.1 ยืนยันผลของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบอีจีเคเตอร์

Tg(°C)	Tc(°C)	Te(°C)	Rm	COP			Deviation	
				Eames et al. works	Alexis works	Present works	Eames et al.	Alexis
140	34.4	5	0.1958	0.1779	0.1789	0.1789	0.001	0
35	33.4		0.2748	0.2513	0.2518	0.2517	0.0004	-0.0001
130	30.8		0.2996	0.2756	0.2753	0.2752	-0.0004	-0.0001
125	27.8		0.3722	0.3442	0.3431	0.343	-0.0012	-0.0001
120	26.5		0.4407	0.4044	0.4074	0.4073	0.0029	-0.0001
140	35.3	7.5	0.2610	0.2334	0.2390	0.2388	0.0054	-0.0002
135	33.4		0.3230	0.2965	0.2965	0.2964	-0.0001	-0.0001
130	31.5		0.3840	0.3553	0.3535	0.3534	-0.0019	-0.0001
125	29.5		0.4507	0.4161	0.4161	0.4161	0	0
120	27.3		0.5369	0.4973	0.4973	0.4972	-0.0001	-0.0001
140	36.3	10	0.3314	0.3093	0.3039	0.3038	-0.0055	-0.0001
135	34.0		0.4246	0.3892	0.3905	0.3904	0.0012	-0.0001
130	31.9		0.5127	0.4734	0.4729	0.4728	-0.0006	-0.0001
125	30.0		0.5751	0.5374	0.5320	0.5319	-0.0055	-0.0001
120	28.3		0.6275	0.5862	0.5822	0.5821	-0.0041	-0.0001

7.4 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ระบบทำความเย็นแบบอีจีเคเตอร์ ขนาด 3.5168 kW/h

กำหนดค่าเริ่มต้นการออกแบบระบบปรับอากาศ 3.5168 kW/h (12000 Btu/h) โดยมีน้ำเป็นสารทำงาน อุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ เครื่องระเหย และเครื่องควบแน่น เป็น 130°C, 5°C และ 28°C ตามลำดับ และ entrainment ratio คือ 0.4 ซึ่งได้ผลการคำนวณดังนี้

$Ar = 132.4$	$COP = 0.3675$	$DE = 0 \text{ [kJ/kg]}$	$h_1 = 2720 \text{ [kJ/kg]}$
$h_2 = 2509 \text{ [kJ/kg]}$	$h_3 = 2660 \text{ [kJ/kg]}$	$h_4 = 116.9 \text{ [kJ/kg]}$	$h_s = 116.7 \text{ [kJ/kg]}$
$h_6 = 116.9 \text{ [kJ/kg]}$	$M_g = 0.003675 \text{ [kg/s]}$	$P_c = 3.749 \text{ [kPa]}$	$P_e = 0.8635 \text{ [kPa]}$
$P_g = 268.8 \text{ [kPa]}$	$Q_c = 13.08 \text{ [kW]}$	$Q_e = 3.517 \text{ [kW]}$	$Q_g = 9.566 \text{ [kW]}$
$R = 0.287 \text{ [kJ/(kg.K)]}$	$R_m = 0.4$	$T_b = 28 \text{ [C]}$	$T_c = 301 \text{ [K]}$
$T_e = 278 \text{ [K]}$	$T_g = 403 \text{ [K]}$	$T_p = 130 \text{ [C]}$	$T_s = 5 \text{ [C]}$
$\nu_4 = 0.001004 \text{ [m}^3/\text{kg]}$	$w_p = 0.2661 \text{ [kJ/kg]}$	$W_{pump} = 0.0009777 \text{ [kW]}$	

จากข้อมูลข้างต้น ได้ขนาดของอุปกรณ์ที่จะใช้ในระบบทำความเย็นทั้งหมด คือ	
เครื่องกำเนิดไอ	ใช้พลังงานความร้อนประมาณ 10 kW และ ผลิตไอได้ 0.003675 kg/s
เครื่องระเหย	ดูดซับความร้อนได้ประมาณ 3.6 kW
เครื่องควบแน่น	สามารถดูดซับความร้อนประมาณ 13.2 kW
ปั๊มน้ำ	ขนาดประมาณ 100 W (1 W ไม่มีขายในตลาดทั่วไป)
อิจีคเตอร์ขนาด	area ratio ประมาณ 132.5

ประมาณราคาของระบบทำความเย็นแบบอิจีคเตอร์ที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานสำหรับจากการตลาด ได้อุปกรณ์หลัก

เครื่องกำเนิดไอ	10,000	บาท
เครื่องระเหย	7,000	บาท
เครื่องควบแน่น	20,000	บาท
ปั๊มน้ำ 100 W	1,000	บาท
อิจีคเตอร์ราคา	4,000	บาท

อุปกรณ์เพิ่มเติมในระบบ

ท่อในระบบและวาล์ว	10,000	บาท
อุปกรณ์ควบคุม	10,000	บาท
โครงสร้างระบบ	10,000	บาท

รวมราคารีเม็ตตันเป็น $10,000+7,000+20,000+1,000+4,000+10,000+10,000+10,000 = 72,000$ บาท

ราคานเดินเครื่องทำงานของระบบทำความเย็นแบบอิจีคเตอร์ ต่อเดือน

สมการคิดค่าไฟฟ้า

$$\text{ปริมาณการใช้ไฟฟ้า (kW.h)} = [\text{P(W)/1000}] \times \text{จำนวนเครื่อง} \times \text{จำนวนชั่วโมงต่อวัน} \quad (7.25)$$

สมมติให้เชื้อเพลิงที่ใช้เป็นพลังงานความร้อนทิ้ง 1 หน่วยมีค่า 0 บาท

ค่าไฟของปั๊มน้ำคิดเป็น 100 W

จากสมการ (7.25) เมื่อใช้งานวันละ 8 ชั่วโมง จะได้

$$\text{ปริมาณการใช้ไฟฟ้าของ ปั๊ม} = (100/1000) \times 1 \times 8$$

$$\text{ปริมาณการใช้ไฟฟ้าของ ปั๊ม} = 0.8 \text{ Unit ต่อ 1 วัน}$$

คิดค่าไฟในหนึ่งเดือนจะได้

$$\text{ปริมาณการใช้ไฟฟ้าของ ปั๊ม} = 0.8 \times 30$$

ปริมาณการใช้ไฟฟ้าของปั๊ม = 24 Unit ต่อ 1 เดือน

เมื่อทางการไฟฟ้าคิดอัตราค่าไฟฟ้า หน่วยละ 2.7781 บาท

ดังนั้น ค่าไฟฟ้าในแต่ละเดือนของปั๊มคิดเป็น $24 \times 2.7781 = 66.67$ บาทต่อเดือน
ราคาเดินเครื่องระบบทำความเย็นแบบอีจีเคเตอร์ประมาณเป็น 66.67 บาท ต่อเดือน

ราคาก่อสร้างของเครื่องปรับอากาศทั่วไป ที่สามารถทำความเย็น 3.5168 kW/h (12,0000 Btu/h)
เครื่องปรับอากาศ Central air No.5

Capacity 12,000 Btu/h

E.E.R. 10.93 Btu/h.W

ราคา 14,800 บาท

ราคาก่อสร้างทำงานต่อเดือน กำลังไฟฟ้าที่ใช้ = $12,000 (\text{Btu/h}) / 10.93 (\text{Btu/h.W})$
= 1097.8957 W

จากสมการ (7.25) เมื่อใช้งานวันละ 8 ชั่วโมง จะได้

จะได้ ปริมาณการใช้ไฟฟ้า ของเครื่องปรับอากาศ = $(1,097.8957/1000) \times 1 \times 8$
= 8.7831 ต่อ 1 วัน

คิดค่าไฟในหนึ่งเดือนจะได้

ปริมาณการใช้ไฟฟ้า ของ เครื่องปรับอากาศ = 8.7831×30

ปริมาณการใช้ไฟฟ้าของ เครื่องปรับอากาศ = 263.495 Unit ต่อ 1 เดือน

อัตราค่าไฟฟ้า หน่วยละ 2.7781 บาท

ค่าไฟฟ้าในแต่ละเดือนของปั๊มคิดเป็น $263.495 \times 2.7781 = 732.0153$ บาท ต่อเดือน

ดังนั้นราคาก่อสร้างเครื่องระบบทำความเย็นทั่วไปประมาณ 732.0153 บาท ต่อเดือน

ประเมินค่าใช้จ่ายในหนึ่งปี จะได้

ระบบทำความเย็นแบบอีจีเคเตอร์

ค่าไฟฟาระบบททำความเย็นแบบอีจีเคเตอร์ $35 \times 12 = 420$ บาท

ค่าน้ำรุ่งรักษากัน = 300 บาท ต่อ 1 ปี

ระบบทำความเย็นทั่วไป ค่าไฟฟาระบบททำความเย็นแบบอีจีเคเตอร์ $550 \times 12 = 6,200$ บาท

ค่าน้ำรุ่งรักษากัน = 1000 บาท ต่อ 1 ปี

จากค่าใช้จ่ายทั้งหมดสามารถประเมินช่วงเวลาคุ้มทุน แสดงดังรูปที่ 7.13

บทที่ 8

สรุปผลการศึกษา

ระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ คือระบบทำความเย็นและปรับอากาศโดยเอาพลังงานความร้อนทึ้ง เช่น ความร้อนเหลือใช้จากโรงงานอุตสาหกรรม พลังงานแสงอาทิตย์ หรือแม้แต่พลังงานศักย์ นำมาขับเคลื่อนระบบ มีอยุการใช้งานมากกว่าระบบทั่วไป เนื่องจากไม่มีเครื่องอัดไอเ亥มีนระบบทำความเย็นทั่วไป แต่ระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์มีข้อด้อยในด้านสมรรถนะหรือประสิทธิภาพทำความเย็นต่ำกว่าระบบทำความเย็นทั่วไป อีจีคเตอร์เป็นอุปกรณ์สำคัญที่ส่งผลต่อสมรรถนะของระบบมากที่สุดเนื่องจากเป็นอุปกรณ์ที่กำหนดอัตราการไหลที่ผ่านเครื่องระเหยและความดันของเครื่องควบแน่น ดังนั้นงานวิจัยนี้ จึงได้ทำการศึกษาคุณลักษณะที่สำคัญของอีจีคเตอร์เพื่อทำความเข้าใจเกี่ยวกับอิทธิพลของเงื่อนไขการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ที่มีต่อการออกแบบและสมรรถนะของอีจีคเตอร์ โดยนำเอาเราะเบียบวิธีการคำนวณการไหลพลศาสตร์ (Computational Fluid Dynamics, CFD) เป้ามาเป็นเครื่องมือช่วยศึกษา เนื่องจากประยุกต์ค่าใช้จ่ายในการสร้างชุดทดลองจริงและช่วยลดเวลาทำการศึกษาลง ได้อีกทั้งยังสามารถจำลองพฤติกรรมของการไหลที่เกิดขึ้นภายในอีจีคเตอร์ ซึ่งการทดลองจริงทำได้ยาก โดยเงื่อนไขการคำนวณสำหรับกรณีการไหลในอีจีคเตอร์ของระบบทำความเย็นที่มีน้ำเป็นสารทำงาน แสดงตารางดังตารางที่ 8.1

ตารางที่ 8.1 เงื่อนไขการคำนวณของ CFD

ขอบเขตทางเข้า(inlet boundary condition)	Pressure inlet
ขอบเขตทางออก(outlet boundary condition)	Pressure out
ระเบียบขั้นการแก้ปัญหา(Solver)	Coupled solver
ระเบียบวิธีคำนวณ(Linearization)	Explicit method
แบบจำลองความปั่นป่วน(Turbulence model)	Standard $k - \varepsilon$ model
ระเบียบวิธีแก้ปัญหาการไหลของบริเวณใกล้ผนัง	Standard near wall function

เมื่อทำการเปรียบเทียบผลการจำลองรูปร่างใน 2 มิติ และ 3 มิติที่รวมส่วนของห้องดูดสารจากเครื่องระเหยด้วยพบว่าให้ผลที่ไม่ต่างกันมากเนื่องจากความเร็วของสารทุติกุนิในห้องดูดมีค่าต่ำมากจึงมีผลต่อรูปแบบการไหลในอีจีคเตอร์น้อยมาก

จากการศึกษาเปรียบเทียบระหว่างผลของ CFD กับการทดลองสำหรับกรณีทั่วไปพบว่า ให้ค่าผิดพลาดของค่า R_m ประมาณ 10% และ ค่า Critical back pressure (CBP) ประมาณ 5.8% เมื่อทำการเปรียบสมรรถนะของอีจีคเตอร์ 2 ชนิดคือ อีจีคเตอร์แบบ Constan pressure mixing (CPM) และแบบ Constant mixing area (CMA) พบว่าอีจีคเตอร์แบบ CPM ทำความดันได้สูงกว่าอีจีคเตอร์แบบ CMA แต่มีค่า R_m น้อยกว่า การศึกษาเนื่องในการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ที่มีต่อประสิทธิภาพหรือสมรรถนะของอีจีคเตอร์ พบว่าอุณหภูมิหรือความดันของเครื่องกำเนิดไอที่มีค่าสูงขึ้นจะทำให้ค่า R_m ลดลง แต่จุด CBP จะสูง ขณะที่การเพิ่มอุณหภูมิหรือความดันของเครื่องจะเหยียบทาให้ค่า R_m และ CBP เพิ่มขึ้น และการเพิ่มความดันของเครื่องกำเนิดไอที่มีค่าไม่เกินจุด CBP จะไม่ทำให้ค่า R_m เปลี่ยนแปลง นอกจากนี้เรายังได้ทำการศึกษาอิทธิพลของบางรูปร่างลักษณะของอีจีคเตอร์ที่มีต่อสมรรถนะของอีจีคเตอร์ โดยศึกษาอิทธิพลของความยาวพื้นที่หน้าตัดคงที่ พบว่า การเพิ่มความยาวตรงส่วนนี้ ทำให้อีจีคเตอร์สามารถทำความดันได้สูง แต่ความยาวนั้นก็มีข้อจำกัดหากยาวเกินไปความดันที่ทำได้จะตกลง ตำแหน่งหัวฉีดในอีจีคเตอร์หากเลื่อนเข้าใกล้ห้องผสมมากจนเกินไปจะทำให้ค่า R_m ลดลง ซึ่งผลการศึกษาอิทธิพลต่างๆ ที่ส่งผลต่อสมรรถนะของอีจีคเตอร์ได้แสดงดังตารางที่ 8.2

ตารางที่ 8.2 สรุปอิทธิพลและผลของพารามิเตอร์ที่มีต่ออีจีคเตอร์

อิทธิพลของพารามิเตอร์			Entrainment ratio (R_m)	Critical back pressure (CBP)
เงื่อนไข	ชนิด พารามิเตอร์	กระทำ		
การทำงาน	อุณหภูมิของ เครื่องกำเนิดไอ	↑	↓	↑
	อุณหภูมิของ เครื่องระเหย	↑	↑	↓
รูปร่างลักษณะ	ตำแหน่งของ หัวฉีด (NXP)	↓*	↑	—
	ความยาวของ Throat	↑*	—	↑

* หากมากเกินไปจะให้ผลตรงข้าม

จากการศึกษาและออกแบบอีจีคเตอร์ ตามแนวคิดแบบ Constant Rate of Momentum Changes (CRMC) และนำ CFD เป็นเครื่องมือช่วยหารูปร่างที่เหมาะสม เนื่องจากผู้เสนอแนวความคิดการออกแบบนี้ได้แนะนำไว้ เมื่อได้รับร่างอีจีคเตอร์แบบ CRMC ที่เหมาะสมแล้วจึงทำการสร้างและทดลอง ซึ่งพบว่าสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์จะขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงานของแต่ละอุปกรณ์ในระบบหลัก โดยอุปกรณ์แต่ละอย่างมีผลกระทบแตกต่างกันออกไป ดังนี้ สภาวะเครื่องกำเนิด ไอและเครื่องระบายจะมีผลกับระดับความสามารถของระบบที่สามารถทำงานได้ จากการสังเกตค่าความคันสติตหรือรูปแบบการไหลของสารทุติยภูมิที่บริเวณใกล้ผนังของอีจีคเตอร์พบว่า ความคันสติตจะขึ้นอยู่กับสภาวะของเครื่องระบายเป็นหลัก แต่สภาวะของเครื่องกำเนิด ไอจะไม่ส่งผลต่อรูปแบบการไหลบริเวณใกล้ผนังอีจีคเตอร์ เนื่องจากสภาวะของเครื่องกำเนิด ไอทำให้สารปฐมภูมิมีความคันสูงและมีมุมการกระจายตัว (expansion angle) โต ซึ่งทำให้ขนาดของ effective area เล็กลงอัตราการไหลของสารทุติยภูมิจึงต่ำ แต่เนื่องจากพลังงานการไหลของสารมีมาก จุด CBP จึงมีค่าสูง ความคันหรืออุณหภูมิของเครื่องระบายที่สูงจะทำให้ค่า Rm และจุด CBP สูงขึ้น เนื่องจากสภาวะของสารทุติยภูมิไม่ทำให้มุนการกระจายตัวเปลี่ยนแปลงแต่จะเพิ่มพลังงานการไหลของสารทุติยภูมิ

ผลที่ได้จากการทดลองและผลของ CFD สำหรับกรณีการไหลในอีจีคเตอร์แบบ CRMC ที่ปรับปรุงแล้วยังมีค่าที่แตกต่างกันอยู่ 5-10% อาจเนื่องมาจาก ตัวแปรที่ควบคุมไม่ได้ในการทดลอง ซึ่ง CFD ไม่สามารถคำนวณได้ เช่น ผิวของอีจีคเตอร์อาจไม่เรียบพอด เกิดการรั่วของสารทำงานที่รอยต่อระหว่างอีจีคเตอร์แต่ละท่อน หรือแม้แต่การเลือกโคล เมนของปั๊มaha เพื่อมาจำลองใน CFD อาจครอบคลุมไม่ทั่วถึง เนื่องจากว่าในความเป็นจริงช่วงปากของอีจีคเตอร์ต่อกันเครื่องความแน่นจะเชื่อมต่อกันด้วยท่อตรงยาว ซึ่งใน CFD ไม่ได้นำเอาส่วนของท่อนนี้มาคำนวณด้วย ซึ่งอาจจะต้องมีการปรับปรุงแก้ไขต่อไป

นอกจากนี้แล้วเรายังได้ทำการประดิษฐ์แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ สำหรับศึกษาและออกแบบระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ เมื่อเปรียบเทียบกับการศึกษาและทดลองกับงานวิจัยที่ผ่านมาให้ผลยอมรับได้ เมื่อประเมินราคาริ่งและค่าใช้จ่ายแต่ละเดือนของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์โดยใช้น้ำเป็นสารทำงาน เทียบกับระบบทำความเย็นแบบทั่วไป พบร้าค่าเริ่มต้นสร้างของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์มีค่าสูงกว่าแบบทั่วไปมาก แต่ค่าใช้จ่ายต่อเดือนมีค่าต่ำกว่า และคุณทุนที่ประมาณปีที่ 7 อย่างไรก็ตาม ซึ่งหากทำการผลิต อุปกรณ์เพื่อประกอบการทางพาณิชย์มากขึ้น อีกทั้งอายุการใช้งานของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์ ยาวนานกว่าระบบทั่วไป ดังนั้นสำหรับระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์จึงมีแนวโน้มที่จะคุ้มทุนในระยะเวลาที่สั้นขึ้น

เอกสารอ้างอิง

เอกสารอ้างอิง

- ปราโมทย์ เดชะอ่ำไฟ. ระบบวิธีไฟน์ต์อลิเม้นต์เพื่อการคำนวณผลศาสตร์ของไนโตรเจน液化ในกระบวนการผลิตไนโตรเจน液化. กรุงเทพมหานคร : สำนักพิมพ์จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2545.
- Aidoun, Z. and Ouzzane, M. "The effect of operating conditions on the performance of a supersonic ejector for refrigeration", International Journal of Refrigeration, 27: 974-984; 2004.
- Alexis G. K. "Estimation of ejector's main cross sections in steam-ejector refrigeration system", Applied Thermal Engineering, 24: 2657 - 5663; 2004.
- Al-Khalidy, N. "An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113", Transactions of the ASME Journal of Applied Mechanics, 20(5): 56-64; 1997.
- Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S. and Srikririm, P. "Experimental investigation of an ejector refrigerator: effect of mixing chamber geometry on system performance", International Journal of Energy Research, 25: 397-341; 2001.
- Bartosiewicz, Y., Aidoun, A. and Mercadier, Y. "Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD", Applied Thermal Engineering, 26: 604-612; 2005.
- Bartosiewicz, Y., Aidoun, A., Desevaux, P. and Mercadier, Y. "Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors", International Journal of Heat and Fluid Flow, 26: 56-70; 2004.
- Cengel, Y.A. and Boles M.A. Thermodynamics an Engineering Approach, USA: McGraw – Hill, 2002.
- Chang, Y.J. and Chen, Y.M. "Enhancement of a steam-jet refrigerator using a novel application of the petal nozzle", Experimental Thermal and Fluid Science, 22: 203-211; 2000.
- Charles, A. Garris, Jr. "Pressure exchange ejector and refrigeration apparatus and method", United States Patent, Patent number 5, 647, 22; 1997.

- Chen, Y.M. and Sun, C.Y. "Experimental study of the performance characteristics of steam ejector refrigeration system", Experimental and Fluid Science, 15:384-394; 1997.
- Chunnanond, K. and Aphornratana, S. "An experimental investigation of a stream ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector", Applied Thermal Engineering, 24: 311-322; 2004.
- Chunnanond, K. and Aphornratana, S. "Ejectors :application in refrigeration technology", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 8: 129-155; 2004.
- Da-Wen Sun. "Variable geometry ejectors and their application in ejector refrigeration system", Energy, 21(10): 919 - 929; 1996.
- Eames, I.W., Aphornratana, S. and Haider, H. "A theoretical and experimental study of small-scale jet refrigeration", Energy Conversion and Management, 18(6): 378-386; 1997.
- Eame, I.W. "A New Prescription for Desing of Supersonic Jet-Pumps :Constant Rate of Mometum Change Method", Applied Thermal Engineering, 22 :121-131 ; 2002.
- Eames I.W., Wu, S., Worall, M. and Aphornratana, S. "An experimental investication of stream ejector for application in jet-pump refrigerators powered by low-grade heat", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 213: 351-361; 1999.
- ESDU International Ltd. Ejector and jet pump, data item 86030, UK; 1985.
- Fox, R.W., McDonald A.T. and Pritchard, P.J. Introduction to fluid dynamics, USA: John Wiley & Sons, 2003.
- FLUENT 6.0. User's Guide, FLUENT INC, Lebanon, NH, U.S.A.
- Huang, B. J., Jiang, C.B. and Hu, F.L. "Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system", Transactions of the ASME Journal of Applied Mechanics, 107: 792-802; 1985.
- Huang, B. J. and Chang, J. M. "Empirical correlation of ejector design", International Journal of Refrigeration, 22: 379-388; 1999.
- Kanjanapon Chunnanond, A study of steam ejector refrigeration cycle, parameters affecting performance of ejector. Doctor's Thesis: Sirindhorn International Institute of Technology University, 1994.

- Keenan, J. H. and Neumann, E. P. "A simple air ejector", Transactions of the ASME Journal of Applied Mechanics, 64: 75-81; 1942.
- Keenan J. H., Neumann, E. P. and Lustwerk, F. "An investigation of ejector design by analysis and experiment", Transactions of the ASME Journal of Applied Mechanics, 72: 299 – 309; 1950.
- Matsuo, K., Miyazato, Y. and Kim, H.D. "Shock train and pseudo-shock phenomena in internal gas flow", Progress in Aerospace Sciences, 35: 33-100; 1999.
- Mavriplis, C. and Charles, A. Garris Jr. "A novel pressure-exchange ejector refrigeration system with stream as the refrigerant", Pressure exchange ejector, <http://www.seas.gwu.edu>. 2004.
- Munday, J. T. and Bagster, D. F. "A new theory applied to steam jet refrigeration", Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 16(4): 442-449; 1997.
- Pianthong, K., Seehanam, W., Chunnanond, K., Aphornratana, S. and Behnia, M. "Prediction of performance andflow behavior of steam ejector using computational fluid dynamics techniques", Proceedings of the 8th Annual National Symposium on Computational Science and Engineering (ANSCSE8), pp. CFDM-028, Nakornratchaseema, Thailand: 2004.
- Riffat, S. B. and Omer, S. A. "CFD modeling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid", International Journal of Energy Research, 25: 115-128; 2001.
- Rogdakis, E. D. and Alexis, G. K. "Investigation of ejector design at optimum operating condition", Energy Conversion and Management, 414: 1841-1849; 2000.
- Rusly, E., Aye, Lu., Charters, W. W. S. and Ooi, A. "CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system", International Journal of Refrigeration, 27: 1091 -110; 2005.
- Rusly, E., Aye, Lu., Charters, W.W.S., Ooi, A. and Pianthong, K. "Ejector CFD modelling with real gas model", Proceedings of the 16th Annualconference of Mechanical Engineering Network, pp 150-155; Phuket Thailand: 2002.
- Satha Aphornratana. "Theoretical study of a steam-ejector refrigerator", RERIC International Energy Journal, 18(1): 61-74; 1996.

- Sun, D. W. and Eames, I. W. "Recent development in the design theories and applications of ejector-a review", Journal of the Institute of Energy, 68 (475): 65-79; 1995.
- Versteeg, H. K. and Malalasekera, W. An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method, USA: John Wiley & Sons, 1995.
- Wilbert F. Stocker. Steam-jet refrigeration, Boston M. A: McGraw-Hill, 1958.

ภาคผนวก

รายการบทความวิชาการ

แสดงบทความความวิชาการฉบับเต็มในภาคผนวก โดยมีชื่อบทความ ดังต่อไปนี้

- K. Pianthong, W. Seehanam, K. Chunnanond, S. Aphornratana and M. Behnia, "Prediction of performance and flow behavior of steam ejector using computational fluid dynamics techniques", Proceedings of the 8th Annual National Symposium on Computational Science and Engineering (ANSCSE8), pp.CFDM-028. Nakorn Ratchasima, Thailand: 2004 (National conference)
- W. Seehanam, K. Pianthong, M.Behnia, K. Chunnanond, and S. Aphornratana, "Simulation on performance of CPM and CRMC steam ejectors using CFD technique", Proceedings of the 18th Annual Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, pp.CST29, Khonkaen, Thailand: 2004, (National conference)
- W. Seehanam, K. Sahumin, K. Pianthong and M. Behnia, "Prediction of flow characteristic and performance of steam ejector in refrigeration cycle using CFD", Proceedings of the 8th Asian Symposium on Visualization (8ASV), pp.10, Chiangmai, Thailand: 2005(Inter national conference)
- W. Seehanam, K. Pianthong, T. Sriveerakul, S. Aphornratana, and M.Behnia, "Design and test of CRMC steam ejector in refrigeration system", Proceedings of the 19th Annual conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, pp. CST043, Phuket, Thailand: 2005(National conference)
- วิระพันธ์ สีหานาม, ภูตเชษฐ์ เพียรทอง, Masud Behnia, ชนรัช ศรีวิระกุล และ ศรัทธา อาจารณ์. "การศึกษาและพัฒนาระบบททำความเย็นแบบอิเล็กเตอร์โดยใช้วิธีเชิงตัวเลขสำหรับการไทย", วิศวกรรมสาร มข. พ.ศ. 2549, ตอบรับบทความ (National journal)

PREDICTION OF PERFORMANCE AND FLOW BEHAVIOR OF STEAM EJECTOR USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS TECHNIQUE

K. Pianthong¹, V. Seehanam¹, K. Chunnanond², S. Aphornratana², M. Behnia³

ABSTRACT: Ejector refrigeration has been studied and improved continuously for many years. In this study, the flow behavior in the ejector is thoroughly investigated. The Computation Fluid Dynamics (CFD) code (FLUENT) is employed to describe the flow behavior, mixing characteristic, and also predict the ejector performance. The flow geometry is assumed to be axis symmetry while the steam property is set as a perfect compressible gas. The turbulence model used in this study is the k- ϵ model. Results from a concurrent experimental study are used to compare and validate with the CFD simulations. Varied parameters are ejector throat lengths and nozzle exit positions. Entrainment ratio and static pressure profile along the ejector are then examined.

KEYWORDS: Ejector refrigeration, Computation Fluid Dynamics (CFD), ejector performance, ejector flow characteristics

1. INTRODUCTION

An ejector is a simplified type of vacuum pump or compressor which has no pistons, valves, rotors or other moving parts. It consists essentially of a nozzle which discharges a high-velocity jet (or primary flow) across a suction chamber that is connected to the fluid to be delivered (or secondary flow) or to the equipment to be evacuated. The secondary flow is entrained by the primary flow and carried into a venturi-shaped diffuser which converts the velocity energy into pressure energy at a pressure between the two incoming pressures. Nozzles are devices in subsonic flow that have a decreasing area and accelerate the flow to supersonic at its diffuser. They convert pressure energy to velocity energy. Tremendous interests have been owing to many advantages of ejector such as simplicity and reliability, low installation and operation costs, thermally powered system. The energy sources can be any low grade and environmentally friendly sources such as solar energy, waste heat etc.

Lately, ejectors have been employed in the refrigeration cycle. Its function is to replace the mechanical compressor to pump the refrigerant to circulate in the system. A liquid pump, a boiler (or heat generator), and an ejector are used in place of a compressor (Rusly *et al* 2002). Thermal energy has to be provided substituting the electrical energy that runs the compressor. This can be obtained from a boiler or a generator powered by many alternative heat sources.

This study employs computational fluid dynamics (CFD) technique to elucidate the flow characteristics on the ejector flow. Moreover the ejector performance can be predicted, enhanced, and simulated at various conditions. CFD will help engineers to save operating time a cost due to experiments, although some actual tests are still required.

2. EJECTOR FLOW CHARACTERISTICS

Flow characteristics inside the ejector directly affect the coefficient of performance (COP) of the ejector refrigeration. Therefore understanding the flow behavior is very important and will lead to enhancement of COP. Ejector consists of mainly 4 parts; (1) primary nozzle, (2) mixing chamber, (3)

-
- 1) Dept. of Mech. Engineering, Ubon Ratchathani University, Ubon Ratchathani
 - 2) Dept. of Mech. Engineering, Sirinhorn International Institute of Technology, Patumthani
 - 3) School of Mechanical Engineering, University of Sydney, NSW, 2052, Australia

throat, and (4) mixing chamber as shown in **Figure 1**. The velocity and pressure profile along the ejector axis are also shown in this figure.

At the boiler, the liquid water is heated and becomes superheated vapor at high pressure. The superheated vapor flows through the primary nozzle and choked at the nozzle throat, then it becomes supersonic in the nozzle diffuser (or divergence section). At the exit of the nozzle, the superheated vapor (primary fluid) flows at supersonic speed and cause the static pressure around its exit or mixing chamber very low, this will induce the water vapor (secondary fluid) from the evaporator. Those two fluid mix and flow through the throat while their velocity reduces to subsonic, finally, they expand at the diffuser. Here, the velocity or dynamic pressure converts to be static pressure and force the fluid to circulate along the cycle. The design concept and theoretical analysis of steam ejector maybe found are usually related to 3 basic equation i.e. energy equation, momentum equation, and continuity equation. But the two important parameters represented the ejector performance are;

$$\text{Entrainment ratio} \quad R_m = \frac{\text{mass of secondary flow}}{\text{mass of primary flow}}$$

$$\text{Pressure lift ratio} \quad PLR = \frac{\text{static pressure at diffuser exit}}{\text{static pressure of secondary flow}}$$

The entrainment ratio will directly affect COP of the system. However it is limited by the "critical back pressure" or condensing pressure of the system which the pressure that the ejector can maintain its entrainment ratio. Ejector geometry and other operating condition also affect the ejector performance as well.

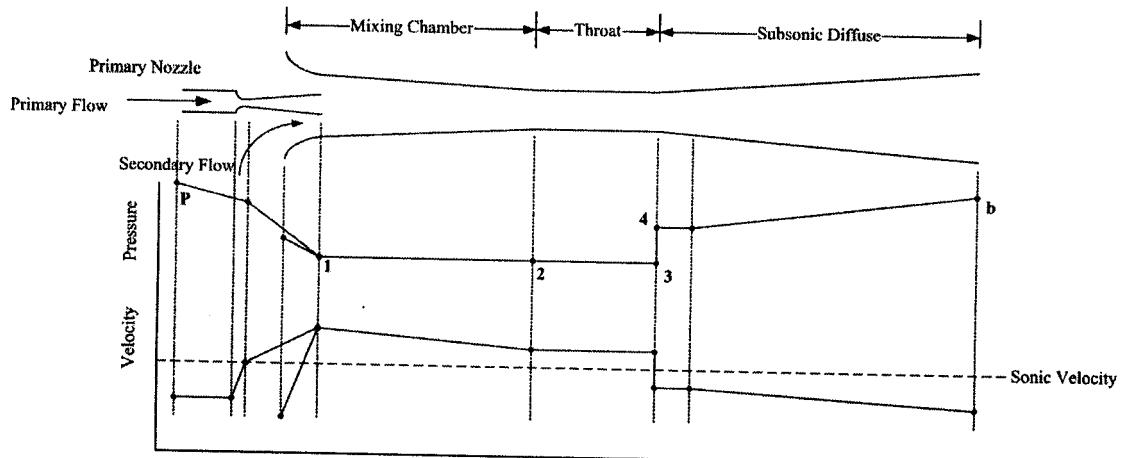


Figure 1. Typical Stream Ejector and Flow Characteristics in the Ejector

3. CFD MODELING

Geometries and dimension of the nozzle and ejector, also the mesh geometry, used in the simulation are shown in **Figure 2**. The variables are the length of the ejector throat and the nozzle exit position (NXP). The operation conditions are listed in **Table 1**. CFD commercial package (FLUENT 6.0) is used as the tool to simulate the ejector flow characteristics. Ejector geometry is assumed to be axis-symmetry with quadrilateral mesh element. The mesh was densely created at the area of high shear flow and mixing layer. The material of the refrigerant (steam) is water vapor and set as ideal gas. Turbulence model is realizable k- ϵ with the couple-implicit solver for non-linear equations. Inlet pressure and outlet pressure were used as boundary conditions at the entrance of the nozzle and at the exit of the ejector respectively.

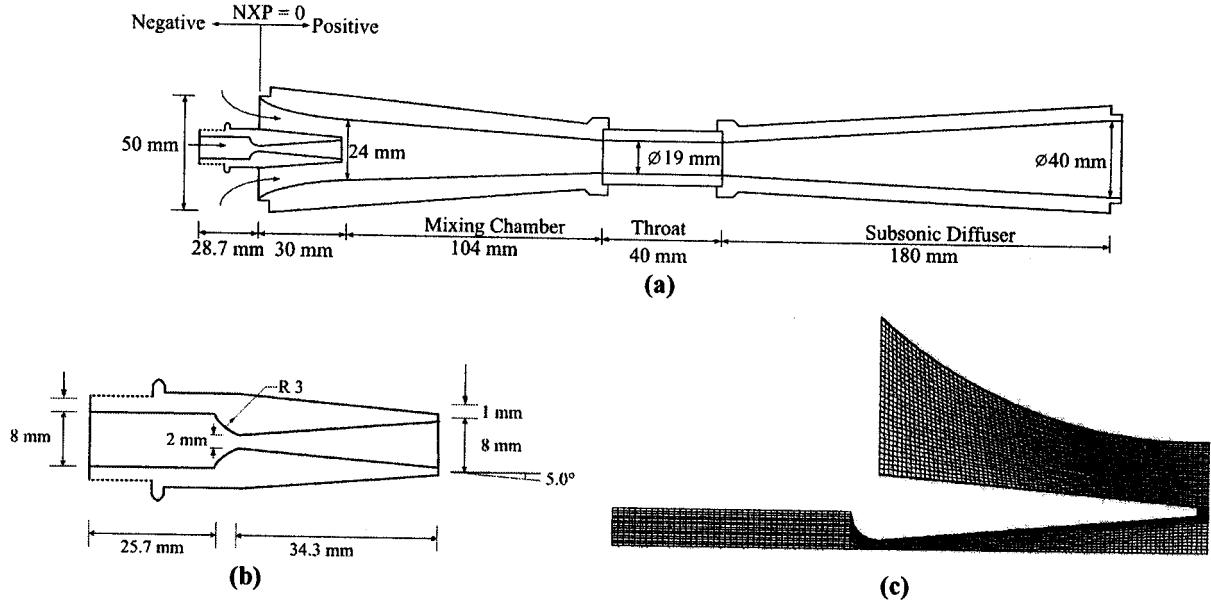


Figure 2. Geometry of ejector (a) Ejector geometry (b) Geometry primary nozzle (c) mesh geometry

Table 1. Operating condition

Boundary	Static pressure (Pascal)	Temperature (K)
Inlet Secondary Fluid	1227.6	283
Inlet Nozzle	270100	403
Outlet Ejector	4000	302
Fluid	water-vapor (Ideal-gas)	

4. RESULTS

Some of particular cases of CFD simulations were validated with the experiments (Chunnanond and Aphornratana 2004) and they show good agreement well with the experimental results.

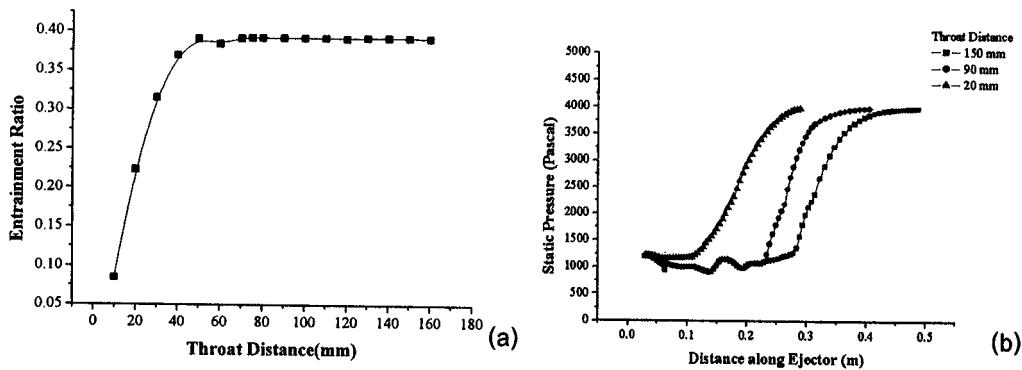


Figure 3. (a) Throat Distances vs. Entrainment ratio (b) Throat Distances vs. Static Pressure

4.1. Effect of throat length: Length of the ejector throat was varied from 10 mm to 170 mm while the operating conditions are fixed. It is found that the entrainment ratio increase when the throat distance is increased from 10 mm to 70 mm as shown in **Figure 3(a)**. But further increase of throat distance gives roughly the same entrainment ration (from 80-170 mm). The profiles of the static pressure and the pressure jump position (or shock condition) are also related to the throat distance as shown in **Figure 3(b)**. Contours of Mach number at various throat distances are shown in **Figure 4**.

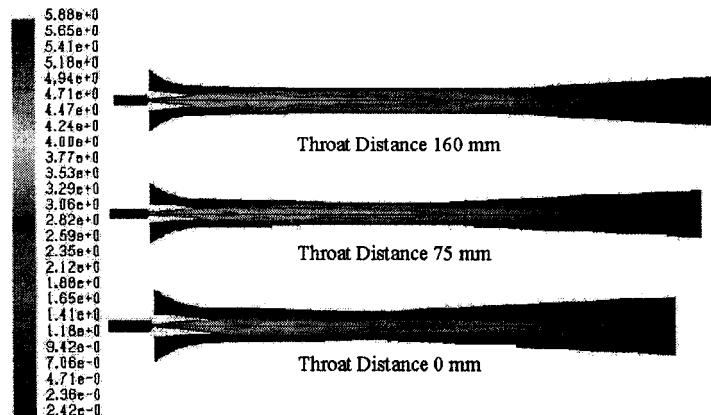


Figure 4. Contour of Mach Number at Different Throat Distance

4.2. EFFECT OF NOZZLE EXIT POSITION: Nozzle exit positions (NXP) were varied for 9 positions from -34.3 mm to +15 mm. From **Figure 5(a)**, when the NXP is decreased the entrainment ratio tend to increase. It seems that the furthest NXP (-34.3 mm) is the best position for highest entrainment ratio while the static pressure profile from each NXP are quite similar as shown in **Figure 5(b)**.

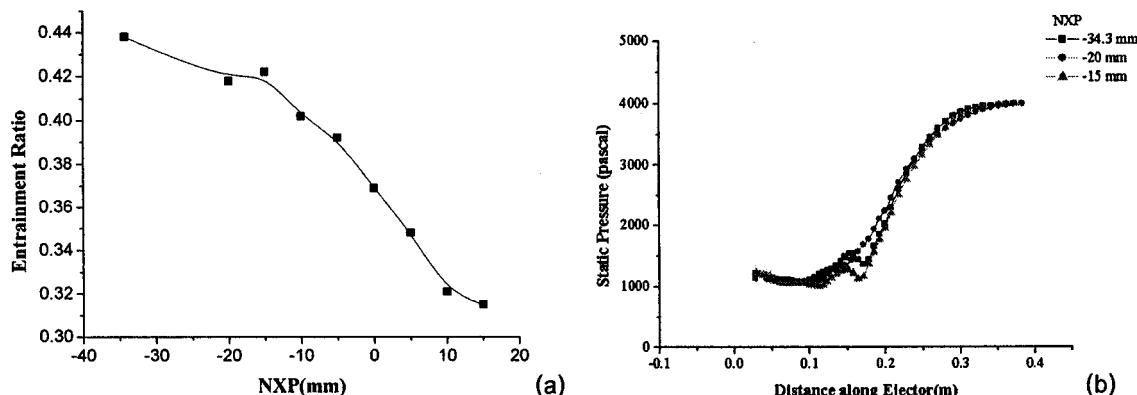


Figure 5. (a) Effect of the NXP to Entrainment Ratio (b) Static Pressure with changes of NXP

5. Conclusion

CFD can be successfully employed to investigate the flow characteristic inside the steam ejector. The entrainment ratio and the static pressure profile can be examined. This leads to the better understanding of ejector performance and will help in enhancing its performance. Also this will save time and cost in optimizing the ejector. However further studies such as using three dimensional geometry or variations of more parameters are still required and have to be performed.

References

- Chunnanond, K. and Aphornratana S., (2004), "An Experimental Investigation of a steam Ejector Refrigerator: the Analysis of the pressure profile along the Ejector." *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, 311-322.
 Rusly, E., Lu Aye, Charters, W.W.S., Ooi, A., and Pianthong, K. (2002) "Ejector CFD modelling with real gas model." *Proceedings of the 16th Annual conference of Mechanical Engineering Network Thailand*, Phuket, 14-16 October.

Simulation on performance of CPM and CRMC Steam Ejectors Using CFD Technique

Wirapan Seehanam¹, Kulachate Pianthong¹, Masud Behnia², K. Chunnanond³, S. Aphornratana³

1) Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ubon Ratchatany University,
Ubon Ratchatani, 34190, Thailand

2) Dean of Postgraduate Study, University of Sydney, Sydney, NSW, Australia

3) Department of Mechanical Engineering, Sirinhorn International Institute of Technology, Pathumthani, Thailand
Tel: 0-45288400 Ext. 3204, Fax: 0-45288378 E-mail: K.Pianthong@ubu.ac.th

Abstract

Steam ejector refrigeration has been studied and improved continuously for many years. In this study, the flow behavior of the steam ejector is thoroughly investigated. The Computation Fluid Dynamics (CFD) code (FLUENT) is employed to describe the flow behavior, mixing characteristic, and also predict the ejector performance. The flow geometry is assumed to be axis-symmetry while the steam property is set as a perfect compressible gas. Flow characteristics of two kinds of ejectors; called CPM and CRMC, are investigated and compared. The entrainment ratio, pressure lift ratio and static pressure profile along the ejector are the main interest. Moreover the velocity magnitude profile of CRMC and CPM ejector are plotted and analyzed.

1. Introduction

An ejector is a simplified type of vacuum pump or compressor which has no pistons, valves, rotors or other moving parts. It consists essentially of a nozzle which discharges a high-velocity jet (or primary flow) across a suction chamber that is connected to the fluid to be delivered (or secondary flow) or to the equipment to be evacuated. The secondary flow is entrained by the primary flow and carried into a venturi-shaped diffuser which converts the velocity energy into pressure energy at a pressure between the two incoming pressures. Nozzles are devices in subsonic flow that have a decreasing area and accelerate the flow to supersonic at its diffuser. They convert pressure energy to velocity energy. A minimum area is reached when velocity reaches sonic flow. In supersonic flow, the nozzle is an increasing area device. A diffuser in subsonic flow has an

increasing area and converts velocity energy into pressure energy.

Tremendous interests have been owing to many advantages of ejector such as simplicity and reliability, low installation and operation costs, thermally powered system. The energy sources can be any low grade and environmentally friendly sources such as solar energy, waste heat etc.

Lately, ejectors have been employed in the refrigeration cycle. Its function is to replace the mechanical compressor to pump the refrigerant to circulate in the system. A liquid pump, a boiler (or heat generator), and an ejector are used in place of a compressor [1]. Thermal energy has to be provided substituting the electrical energy that runs the compressor. This can be obtained from a boiler or a generator powered by many alternative heat sources.

For many years, the steam ejector used in steam ejector refrigeration are usually designed based on two conventional assumptions either constant pressure mixing (CPM) or constant area mixing (CAM) at mixing region as shown in Figure 1. Lately, there is an experimental study confirms that CPM ejector gives the better performance than that of CAM ejector. However, it seems that the performance of CPM ejector is still very low and there is no sign of improvement in this ejector so far. Lately, Eamse [2] presented the novel prescription for the design of supersonic ejector called constant rate of momentum change (CRMC) method and described it would increase entrainment ratio and gradually increase the static pressure along the ejector axis (i.e. avoiding the total pressure loss associated with the shock wave effect in the diffuser).

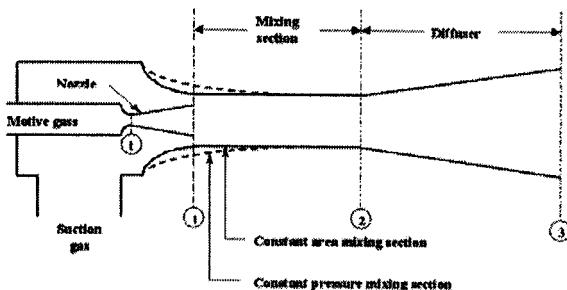


Figure 1 Conventional CPM and CAM ejector

This study employs computational fluid dynamics (CFD) technique to elucidate the flow characteristics on the ejector flow of both conventional CPM and CRMC ejectors. Moreover the ejector performance can be predicted, enhanced, and simulated at various conditions. The some aspects on performance of both ejectors are compared. These will also give us some idea how CFD can help engineers to improve the ejector refrigeration while saving operating time and costs due to experiments, although some actual tests are still required.

2. Ejector characteristics

Flow characteristics inside the ejector directly affect the coefficient of performance (COP) of the ejector refrigeration. Therefore understanding the flow behavior is very important and will lead to enhancement of COP. Ejector consists of mainly 4 parts; (1) primary nozzle, (2) mixing chamber, (3) throat, and (4) mixing chamber as shown in Figure 2. The velocity and pressure profile along the ejector axis are also shown in this figure.

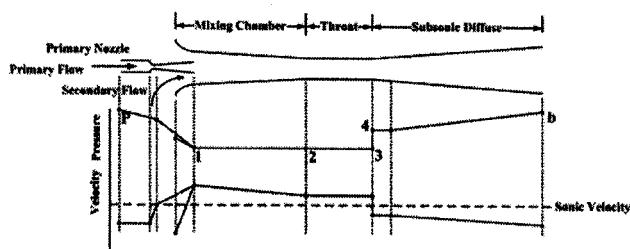


Figure 2 Typical steam ejector and flow characteristic in the ejector.

At the boiler, the liquid water is heated and becomes superheated vapor at high pressure. The superheated vapor flows though the primary nozzle and choked at the nozzle throat, then it becomes supersonic in the nozzle diffuser (or divergence section). At the exit of the nozzle, the superheated vapor (primary fluid) flows at supersonic speed and cause the static pressure

around the its exit or mixing chamber very low, this will induce the water vapor (secondary fluid) from the evaporator. Those two fluid mix and flow through the throat while their velocity reduces to subsonic, finally, they expands at the diffuser. Here, the velocity or dynamic pressure converts to be static pressure and force the fluid to circulate along the cycle. The design concept and theoretical analysis of steam ejector maybe found are usually related to 3 basic equation i.e. energy equation, momentum equation, and continuity equation. But the two important parameters represented the ejector performance are;

$$\text{Entrainment ratio } R_m = \frac{\text{mass of secondary flow}}{\text{mass of primary flow}} \quad (1)$$

$$\text{Pressure lift ratio } PLR = \frac{\text{static pressure at diffuser exit}}{\text{static pressure of secondary flow}} \quad (2)$$

The entrainment ratio will directly affect COP of the system. However it is limited by the "critical back pressure" or condensing pressure of the system which the pressure that the ejector can maintain its entrainment ratio. Ejector geometry and other operating condition also affect the ejector performance as well.

3. CFD modeling

Geometries of CPM and CRMC ejector, also the mesh geometry, used in the simulation are shown in Figure 3. The variables of CPM ejector are the length of the ejector throat and the nozzle exit position (NXP)[3]. The operation conditions are listed in Table 1.

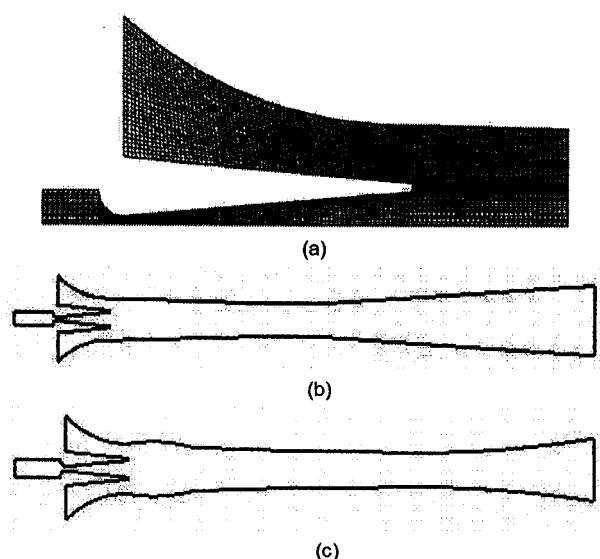


Figure 3 Geometry of ejector (a) mesh geometry (b) CPM geometry (c) CRMC geometry

Table. 1 Operating conditions

Boundary	Pressure (Pascal)	Temperature (K)
Secondary Fluid Inlet	1227.6	283
Primary Fluid Inlet	270100	403
Ejector Exit	4000	302
Fluid	Water-Vapor (Ideal-gas)	

Geometry or shape of the CRMC ejector, especially the diffuser, is designed base on the prescription provided by Eames [4], however the operating conditions were according to Table 1. The profile of the diffuser designed by using CRMC method is shown in Figure 4.

CFD commercial package (FLUENT 6.0) is used as the tool to simulate the ejector flow characteristics. Ejector geometry is assumed to be axis-symmetry with quadrilateral mesh element. The mesh was densely created at the area of high shear flow and mixing layer. The material of the refrigerant (steam) is water vapor and set as ideal gas. Turbulence model is realizable k- ϵ with the couple-implicit solver for non-linear equations. Inlet pressure and outlet pressure were used as boundary conditions at the entrance of the nozzle and at the exit of the ejector respectively.

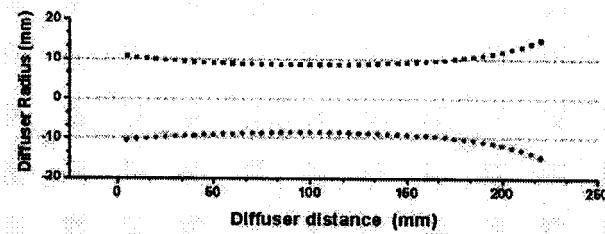


Figure 4 Profile of the diffuser of CRMC ejector

4. Results

Some of particular cases of CFD simulations were validated with the experiments in our previous works [4] and they show good agreement well with the experimental results.

4.1 Constant – pressure mixing ejector

4.1.1 Effect of throat length

Length of the ejector throat was varied from 10 mm to 170 mm while the operating conditions are fixed. It is found that the entrainment ratio increase when the throat distance is increased from 10 mm to 70 mm as shown in Figure 3(a). But further increase of throat distance gives roughly the same entrainment

ratio (from 80-170 mm). The profiles of the static pressure and the pressure jump position (or shock condition) are also related to the throat distance as shown in Figure 4(b). Contours of Mach number at various throat distances are shown in Figure 4.

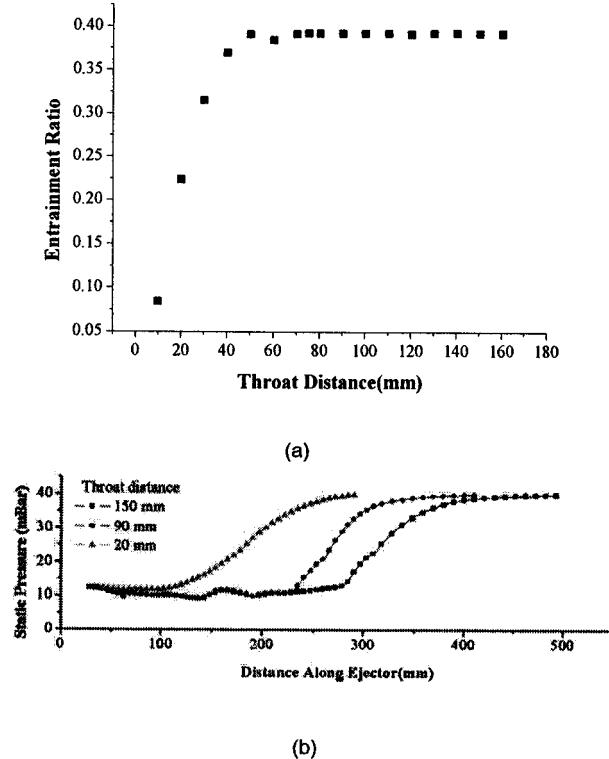


Figure 5 (a) Throat distances with entrainment ratio (b) Throat distances with static pressure.

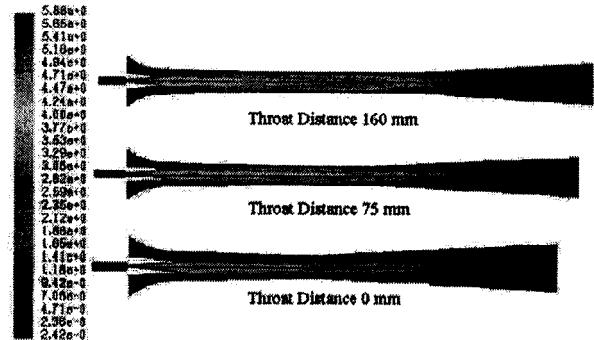


Figure 6 Contour of Mach number at different throat distance

4.1.2 Effect of nozzle exit position

Nozzle exit positions (NXP) were varied for 9 positions from -34.3 mm to +15 mm. From Figure 5(a), when the NXP is decreased the entrainment ratio tend to increase. It seems that the furthest NXP (-34.3 mm) is the best position for highest

entrainment ratio while the static pressure profile from each NXP are quite similar as shown in Figure 5(b).

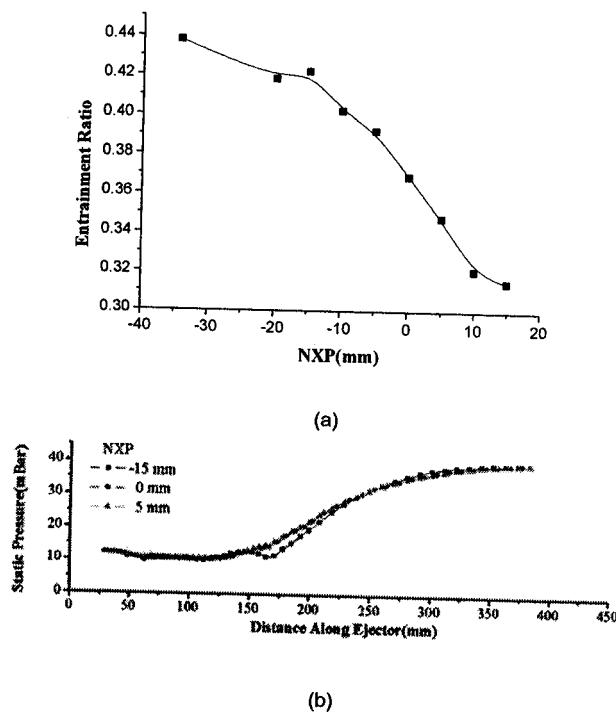


Figure 7 (a) Effect of the NXP to entrainment ratio (b) Static pressure with changes of NXP.

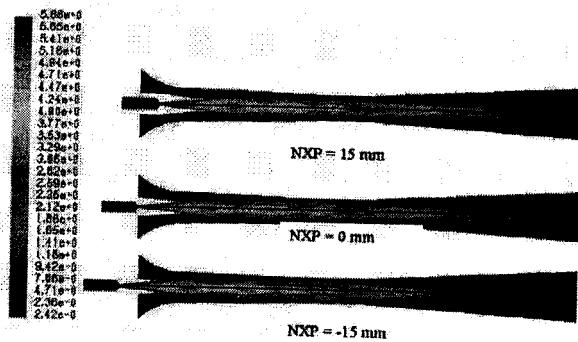


Figure 8 Contour of Mach number at different NXP

4.2 CRMC ejector

From Figure 8, we will see that the static pressure along the ejector axis is gradually increased as suggested by Eames. This behavior will reduce the loss of total pressure caused by shock pressure (or shock wave at the diffuser). This advantage helps the CRMC ejector to be able to operate at the higher critical back pressure (i.e. condensing pressure). However, the entrainment ratios given by CRMC ejector are quite similar to those obtained from CPM ejector. Case of 15 mm mixing chamber distance seems to give the best pressure profile while the 50 mm case has a strong fluctuation of pressure (i.e. higher pressure loss)

which is not desirable for the ejector design. Contour of Mach number in CRMC ejector are shown in Figure 9 where Figure 10 shown the plot of velocity magnitude (at axis position) along the ejector. It shows that the CRMC give a constant velocity at a longer distance which agrees well with the concept of constant rate of momentum change. This is one of the evidence that CRMC would enhance the pressure loss in the diffuser.

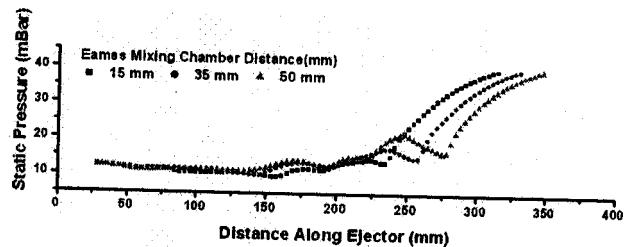


Figure 9 CRMC's Static pressure along ejector axis

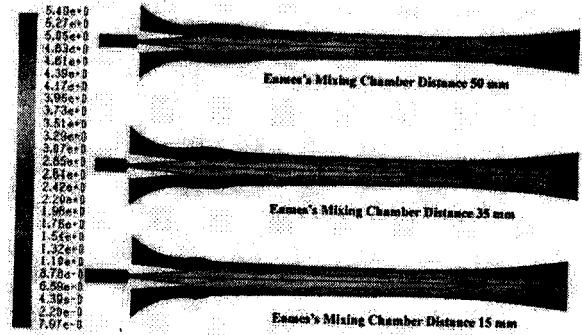


Figure 10 Contour of Mach number for CRMC ejectors

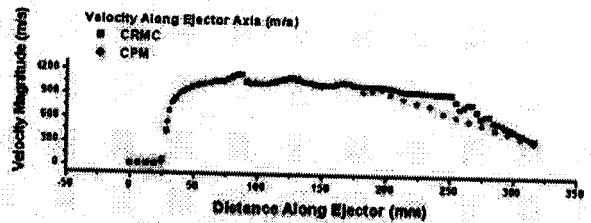


Figure 11 Velocity magnitude along the CRMC and CPM ejector

5. Concluding remarks

CFD can be successfully employed to investigate the flow characteristic inside the steam ejector. The entrainment ratio and the static pressure profile can be examined. This leads to the better understanding of ejector performance and will help in enhancing its performance. The novel design concept ejector (CRMC) is also investigated and analyzed its flow behavior. The results are then examined referring to its 1D theoretical design

and also compared with the CPM ejector. However further studies such as using wider operating conditions and comparing with the experimental results should be performed in the near future.

6. Acknowledgement

This research is financially supported by the Thai Research Fund (TRF). Contract no. MRG4680175).

7. References

- [1] Rusly, E., Lu Aye, Charters, W.W.S., Ooi, A., and Pianthong, K. (2002) "Ejector CFD Modelling with Real Gas Model", Proceedings of the 16th Annualconference of Mechanical Engineering Network Thailand, Phuket, 2004, paper no. TF136
- [2] Eame I. W., "A New Prescription for Desing of Supersonic Jet-Pumps: Constant Rate of Mometum Change Method", Applied thermal engineering, 2002, Vol 22, pp.121-131
- [3] Pianthong, K., Seehanam, W., Chunnanond, K. Aphornratana, S., and Behnia M., "Prediction of Performance and Flow Behavior of Steam Ejector Using Computational Fluid Dynamics Techniques," Proceedings of the 8th Annual National Symposium on Computational Science and Engineering (ANSCSE8), at Nakorn Ratchaseema, Thailand , 2004, paper no. CFDM-028.
- [4] Chunnanond, K. and Aphornratana S.,(2004), "An Experimental Investigation of a Steam Ejector Refrigerator: the Analysis of the Pressure Profile Along the Ejector." Applied Thermal Engineering, 2003, Vol. 24, pp.311-322

Prediction of Flow Characteristic and Performance of Steam Ejector in Refrigeration Cycle Using CFD

W. Seehanam¹, K. Sahumin¹, K. Pianthong¹ and M. Behnia²

1. Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ubon Ratchatany University, Ubon Ratchatani, 34190, Thailand

Tel: 0-45288400 Ext. 3382, Fax: 0-45288378 E-mail: K.Pianthong@ubu.ac.th

2. Dean of Postgraduate Study, University of Sydney, Sydney, NSW, Australia

Corresponding author: K. Pianthong

Abstract

Steam ejector refrigeration has been studied and improved continuously for many years. In this study, the flow behavior of the steam ejector is thoroughly investigated. The Computation Fluid Dynamics (CFD) code (FLUENT) is employed to describe the flow behavior, mixing characteristic, and also predict the ejector performance. The flow geometry is assumed to be axis-symmetry while the steam property is set as a perfect compressible gas. Flow characteristics of three kinds of ejectors; called CPM, CMA and Modified CRMC, are investigated and compared. The entrainment ratio, pressure lift ratio and static pressure profile along the ejector are the main interests. Simulation results show good agreement with the concept of ejector flow and experimental results.

Keyword: *ejector, CFD, ejector refrigeration*

1. Introduction

An ejector is a simplified type of vacuum pump or compressor which has no pistons, valves, rotors or other moving parts. It consists essentially of a nozzle which discharges a high-velocity jet (or primary flow) across a suction chamber that is connected to the fluid to be delivered (or secondary flow) or to the equipment to be evacuated. The secondary flow is entrained by the primary flow and carried into a venturi-shaped diffuser which converts the velocity energy into pressure energy at a pressure between the two incoming pressures. Nozzles are devices in subsonic flow that have a decreasing area and accelerate the flow to supersonic at its diffuser. They convert pressure energy to velocity energy. A minimum area is reached when velocity reaches sonic flow. In supersonic flow, the nozzle is an increasing area device. A diffuser in subsonic flow has an increasing area and converts velocity energy into pressure energy.

Tremendous interests have been owing to many advantages of ejector such as simplicity and reliability, low installation and operation costs, thermally powered system. The energy sources can be any low grade and environmentally friendly sources such as solar energy, waste heat etc.

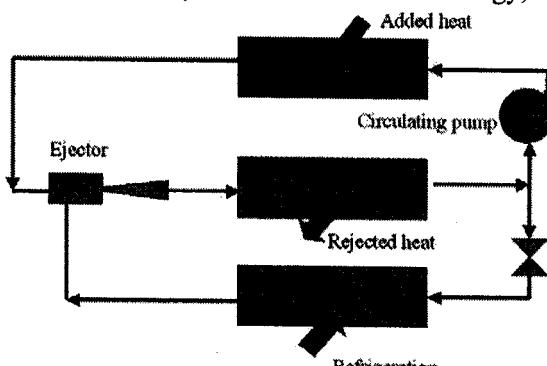


Fig 1. Ejector refrigeration cycle

Lately, ejectors have been employed in the refrigeration cycle. Its function is to replace the mechanical compressor to pump the refrigerant to circulate in the system, as shown "Fig. 1". A liquid pump, a boiler (or heat generator), and an ejector are used in place of a compressor [1]. Thermal energy has to be provided substituting the electrical energy that runs the compressor. This can be obtained from a boiler or a generator powered by many alternative heat sources.

For many years, the steam ejector used in steam ejector refrigeration are usually designed based on two conventional assumptions either constant pressure mixing (CPM) or constant mixing area (CMA) at mixing region as shown in "Fig. 2(a)". However, these ejectors have quite low performance and there is no sign of improvement in these ejectors so far. Lately, Eamse [2] presented the novel prescription for the design of supersonic ejector called constant rate of momentum change (CRMC) method and described that it would increase critical backpressure while the entrainment ratio is the same. Moreover we used CFD to further improve this ejector performance and called the new ejector shape as Modified CRMC as shown in "Fig. 2 (b)".

This study employs computational fluid dynamics (CFD) technique to elucidate the flow characteristics on the ejector flow of conventional CPM, CMA and Modified CRMC ejectors. Moreover the ejector performance can be predicted, enhanced, and simulated at various conditions. Some aspects on performance of the ejectors are compared. These will also give us some idea how CFD can help engineers to improve the ejector refrigeration while saving operating time and costs due to experiments, although some actual tests are still required.

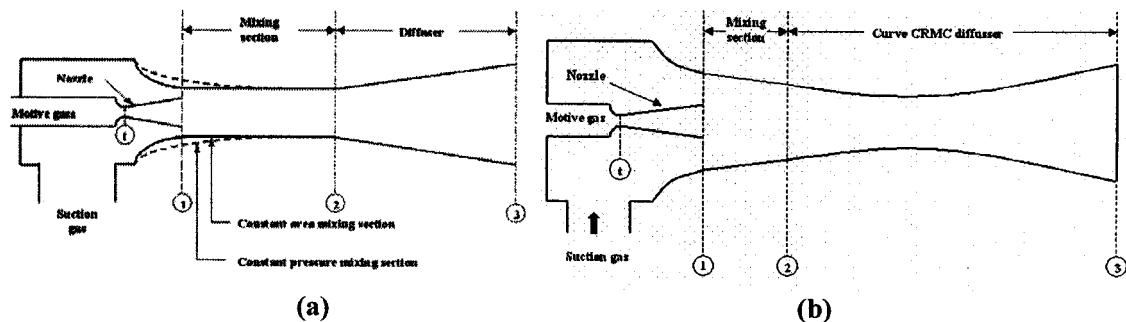


Fig. 2. (a) Conventional CPM and CMA ejector, (b) Modified CRMC ejector

2. Ejector Flow Characteristics

Flow characteristics inside the ejector directly affect the coefficient of performance (COP) of the ejector refrigeration. Therefore understanding the flow behavior is very important and will lead to enhancement of COP. Ejector consists of main 4 parts; (1) primary nozzle, (2) mixing chamber, (3) throat, and (4) diffusser as shown in "Fig. 3". The velocity and pressure profile along the ejector axis are also shown in "Fig. 3(a)".

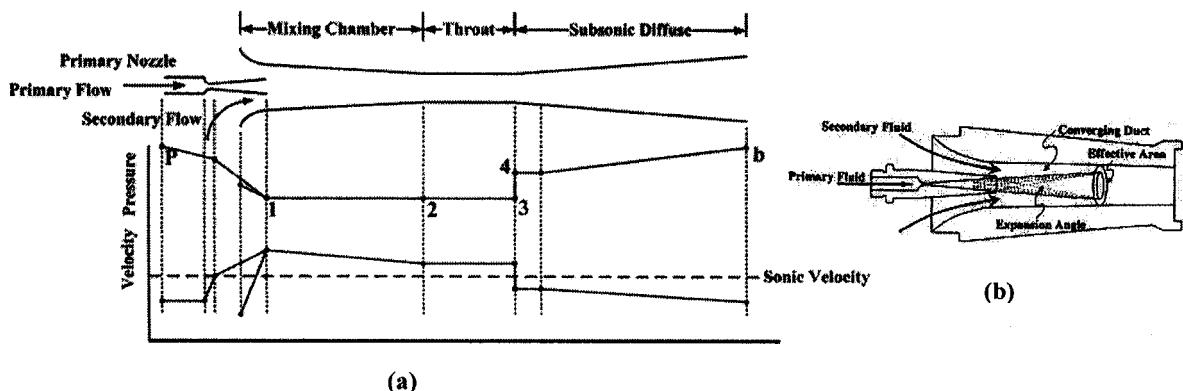


Fig. 3. (a) Typical steam ejector and flow characteristics in the ejector, (b) Phenomena in the converging duct of the ejector.

At the boiler, the liquid water is heated and becomes superheated vapor at high pressure. The superheated vapor flows through the primary nozzle and choked at the nozzle throat, then it becomes supersonic in the nozzle diffuser (or divergence section). At the exit of the nozzle, the superheated vapor (primary fluid) flows at supersonic speed and cause the static pressure around its exit or mixing chamber very low, this will induce the water vapor (secondary fluid) from the evaporator the water vapor (secondary fluid) from the evaporator. The primary fluid's expansion wave was believed to flow and form a converging duct without mixing with the secondary fluid. At some distance along this duct, the speed of secondary fluid rises to sonic value and chokes. This cross-section was defined by Munday and Bagster [3] as the "effective area" as shown in "Fig. 3(b)". Those two fluids flow through the throat while their velocity reduces to subsonic, finally, they expand at the diffuser. Here, the velocity or dynamic pressure converts to be static pressure and force the fluid to circulate along the cycle. The design concept and theoretical analysis of steam ejector maybe found are usually related to 3 basic equations i.e. energy equation, momentum equation, and continuity equation. The two important parameters represented the ejector performance are;

$$\text{Entrainment ratio } R_m = \frac{\text{mass of secondary flow}}{\text{mass of primary flow}} \quad (1)$$

$$\text{Pressure lift ratio } PLR = \frac{\text{static pressure at diffuser exit}}{\text{static pressure of secondary flow}} \quad (2)$$

The entrainment ratio will directly affect COP of the system. However it is limited by the "critical back pressure" or condensing pressure of the system which the pressure that the ejector can maintain its entrainment ratio. Ejector geometry and other operating condition also affect the ejector performance as well.

3. CFD Model Setup

A commercial Computational Fluid Dynamics (CFD) code, FLUENT, is selected as a CFD code to simulate the flow phenomena in the ejector. We used the hexahedral grid type in the CFD model and around 28000 cells of quadrilateral grid with more concentration at the area where two fluids meet is employed. Fluid density was chosen as ideal gases type. In the solver, an axisymmetric ejector geometry and coupled solver method was selected. A standard realizable k-epsilon was chosen as turbulent model. At the entrance of primary nozzle and secondary fluid entering were defined as the pressure inlet. The diffuser exit was defined as the pressure outlet and all wall as solid wall. Result of these model give agree with the experimental data as well [4]. Therefore, flow phenomena in the ejector can be investigated and ejector performances are predicted.

4. Results and Discussion

Usually, after 15,000-20,000 interations, the simulation is assumed converging while the calculation residual seems not to reduce anymore. It is important that the mass flux between in-flow and out-flow must be equal(mass balance). At different boiler and evaporator temperature, the entrainment ratio are plotted against the condenser pressure as shown in "Fig. 4" and "Fig. 6". These operating conditions are selected base on the experimental data used in the previous study[5].

4.1 Effect of boiler temperature

Boiler temperatures used in this study are between 120°C - 140°C. The results are shown in "Fig. 4". They show that at higher boiler temperature, the ejector can work well at the higher condenser pressure, however its entrainment ratio is decreased. The reason might be that the higher boiler temperature give a stronger primary flow which has a bigger expansion angle (in the mixing area and throat) resulting a smaller effective area as shown in "Fig. 5". Usually, the CMA ejector gives a highest entrainment ratio, but its critical backpressure is low because its throat area is bigger than other type.

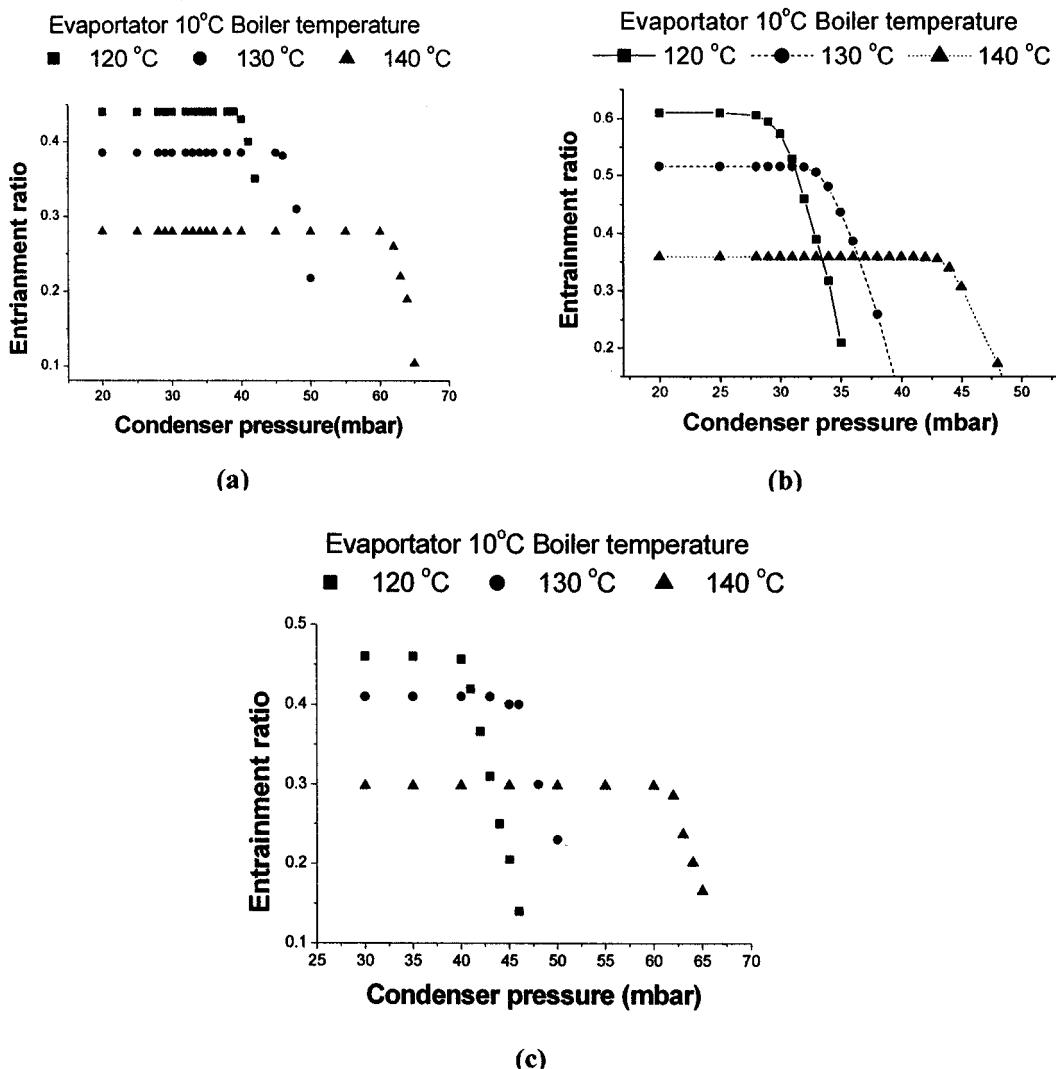


Fig. 4. Boiler effect (a) CPM (b) CMA and (c) Modified CRMC

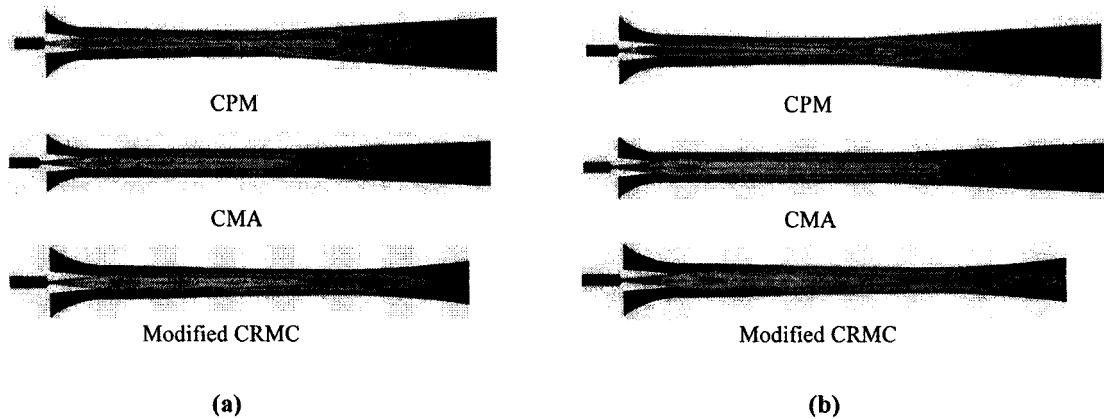


Fig. 5. Mach number contour (a) 120 °C and (b) 140 °C boiler temperature at evaporator 10 °C and condenser pressure 30 mbar

4.2 Effect of evaporator temperature

The evaporator temperature is varied from 5 °C, 10 °C to 15 °C. In all kind of ejector the entrainment ratio is increased while the evaporator temperature is increased as shown in "Fig. 6". The high evaporator temperature , the high momentum of the secondary fluid (i.e. easier to be increased). The effective area seem to be bigger and result to the high entrainment ratio and critical back pressure as show in "Fig .7".

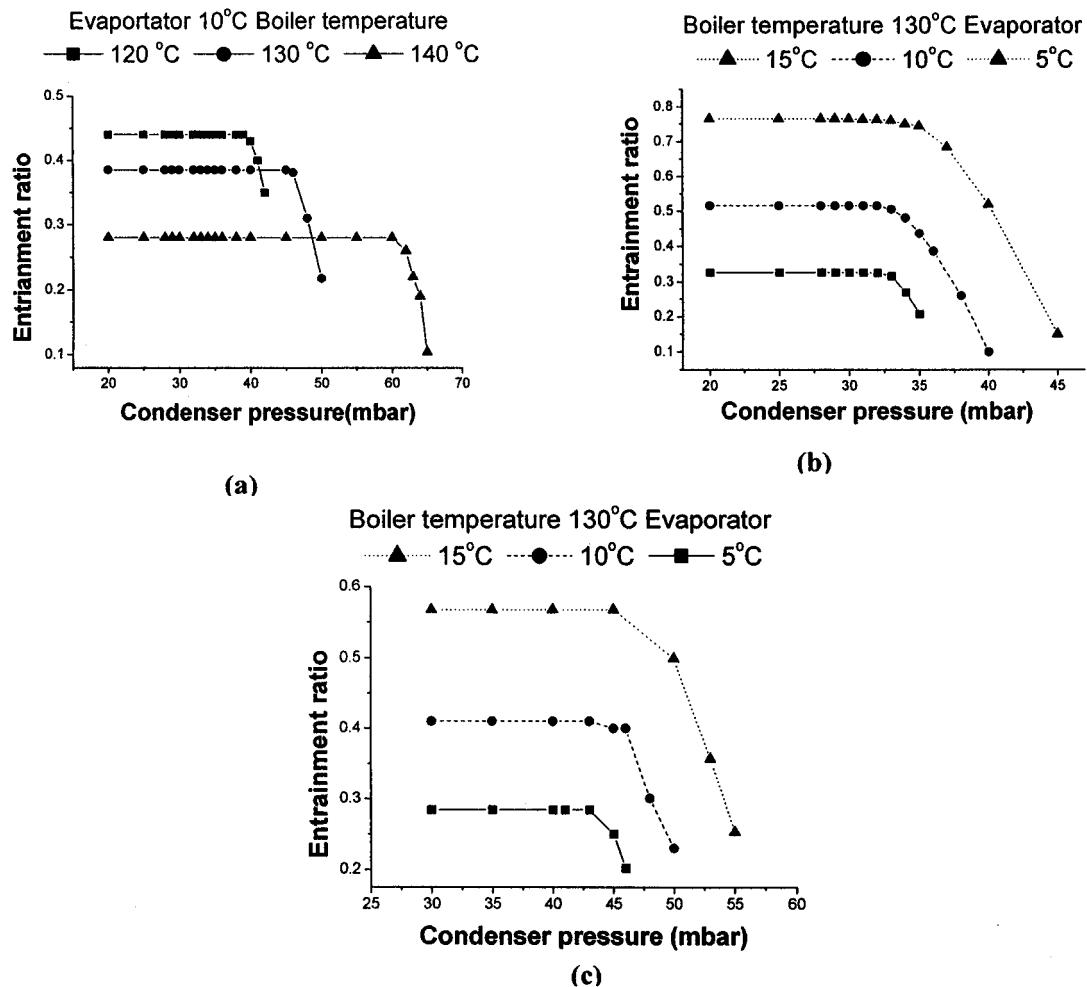


Fig. 6. Evaporator effect (a) CPM (b) CMA and (c) Modified CRMC

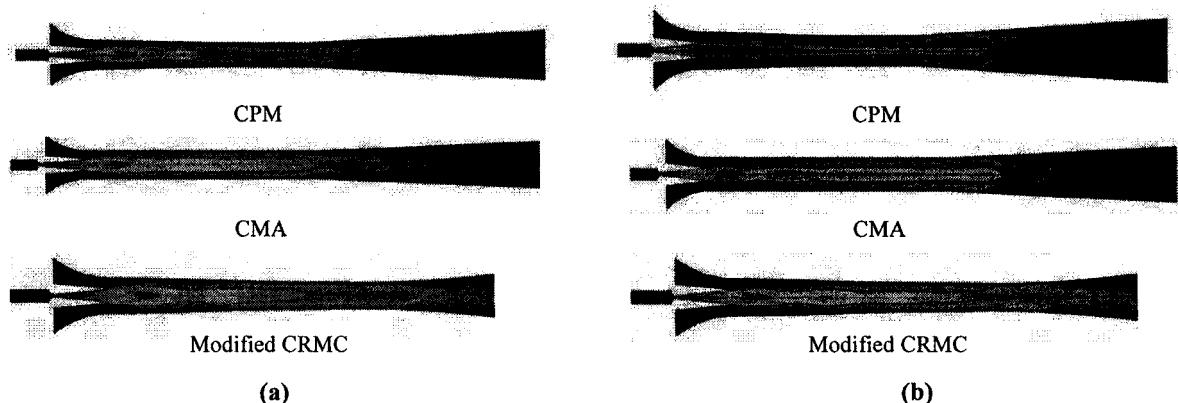


Fig. 7. Mach number contour (a) 5 °C and (b) 15 °C boiler temperature at boiler 130 °C and condenser pressure 30 mbar

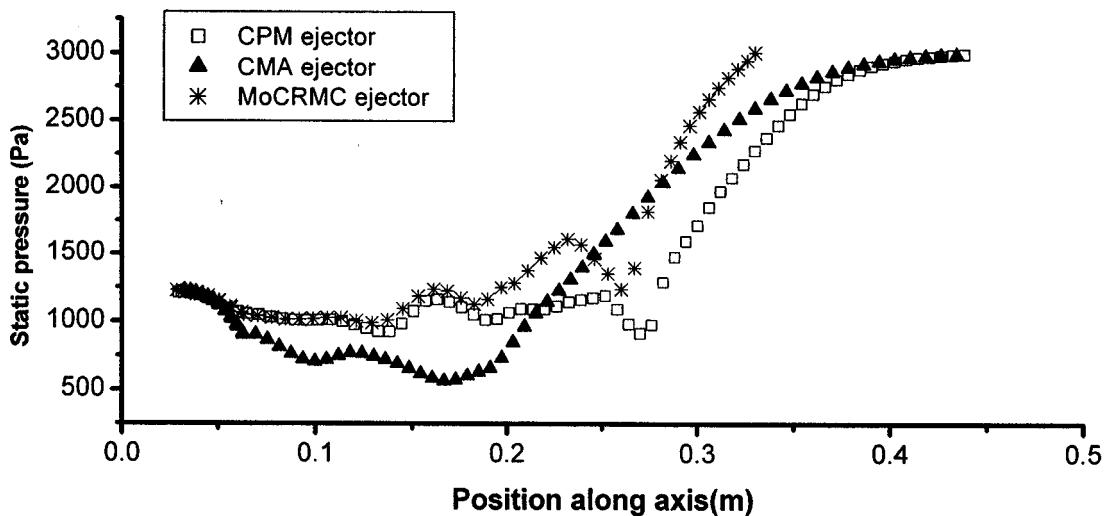


Fig. 8. Static pressure profile along the ejector, at condenser pressure 30 mbar evaporator temperature 10 °C and boiler temperature 130 °C.

The plot of static pressure along the ejector from three kinds of ejectors are presented in "Fig. 8". They can give similar lift ratio according to the boundary conditions set at the diffuser exit. However, the modified CRMC reach the maximum pressure at the shorter distance. It is shown that the CMA gives quite smooth increment of pressure along the ejector where the CPM and modified CRMC give an undulate pressure profile. This characteristic implies that the CMA will give a higher entrainment ratio but the critical back pressure will be usually lower.

6. Concluding Remarks

The CFD technique is successfully adopted to simulation the flow characteristics in the steam ejector for refrigeration cycle. Also the ejector performance and its optimum operating conditions can be predicted. The concept at effective area related to the maximum flow rate in the ejector has been confirmed and agree well with the results from the simulation. Other useful parameters can also be obtained from the simulation and may be used to design the better performance ejector.

References

- [1] Rusly E., Lu Ayè., Charters W.W.S., Ooi A., and Pianthong, K., "Ejector CFD modelling with real gas model." *Proceedings of the 16th Annual conference of Mechanical Engineering Network Thailand*, Phuket, 14-16 October.
- [2] Eame I. W., "A New Prescription for Desing of Supersonic Jet-Pumps: Constant Rate of Momentum Change Method", *Applied thermal engineering*, Vol 22, 2002, pp.121-131.
- [3] Munday J.T, Bagster D.F., "A new theory applied to steamjet refrigeration". *Ind. Eng. Chem. Pro. Des. Dev.*, Vol 16, 1997, pp. 442-9.
- [4] Pianthong, K., Seehanam W., Chunnanond K., Aphornratana S., and Behnia M., "Prediction of Performance and Flow Behavior of Steam Ejector Using Computational Fluid Dynamics Techniques," *Proceedings of the 8th Annual National Symposium on Computational Science and Engineering (ANSCSE8)*, at Nakorn Ratchasima, Thailand , 2004, paper no. CFDM-028.
- [5] 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, 2003, pp.311-322.

การออกแบบและทดสอบการทำงานของ steam ejector ชนิด CRMC ในระบบทำความเย็น

Design and Test of CRMC Steam Ejector in Refrigeration System

วิระพันธ์ สีหานาม¹ กุลเชษฐ์ เพียรทอง^{1*} ธนรัฐ ศรีเวระกุล¹ ศรัตตรา อารากรณ์รัตน์² Masud Behnia³

¹ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี อ.วารินชาราม จ.อุบลราชธานี 34190

²ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ จ.ปทุมธานี 12121

³Dean of Postgraduate Study, University of Sydney, Sydney, NSW, Australia

E-mail: K.Pianthong@ubu.ac.th

Wirapan Seehanam¹ Kulachate Pianthong^{1*} Thanarath Sriveerakul¹ Satha Aphornratana² Masud Behnia³

¹ Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ubon Ratchathani University,

Ubon Ratchathani, 34190, Thailand

²Department of Mechanical Engineering, Sirinhorn International Institute of Technology, Pathumthani, Thailand

³Dean of Postgraduate Study, University of Sydney, Sydney, NSW, Australia

E-mail: K.Pianthong@ubu.ac.th

บทคัดย่อ

ระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์เป็นระบบที่ได้ระบบความสนิอย่างยิ่งในปัจจุบันเนื่องจากเป็นระบบที่ นำความร้อนทึ้งกลับมาใช้ให้เป็นประโยชน์ มีระบบการทำงานที่ทันทันนี้เนื่องจากมีชั้นส่วนเคลื่อนที่น้อย (ไม่มีเครื่องอัดไอ) นอกจากนี้แล้วยังสามารถใช้น้ำเป็นสารทำงานได้อีกด้วย แต่ระบบทำความเย็นนี้มีข้อเสียคือ สมรรถนะทำความเย็นต่ำ สมรรถนะทำความเย็นของระบบนี้จะขึ้นอยู่กับสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ เป็นหลัก ดังนั้นงานวิจัยขั้นนี้จึงมีแนวคิดที่จะศึกษาและพัฒนาอีเจ็คเตอร์ โดยออกแบบด้วยทฤษฎีการออกแบบใหม่ ที่ใช้หลักการ Constant Rate of Momentum Change(CRMC) และใช้วิธีคำนวณเชิงตัวเลขสำหรับการไหล(CFD)ช่วยในการจำลองการไหลและหาสมรรถนะที่สำคัญของอีเจ็คเตอร์ เช่น Entrainment ratio (R_m) และ Critical Back Pressure(CBP) แล้วนำผลของ CFD มาช่วยในการปรับปรุงรูป่างอีเจ็คเตอร์ก่อนการสร้างจริง ผลการศึกษาและทดลองพบว่าค่า R_m และ CBP จากการทดลองแทรกต่างกับค่าที่ได้จากการ CFD อยู่ประมาณ 11% และ 3% ตามลำดับ ผลการจำลองการไหลภายในอีเจ็คเตอร์ของ CFD พบว่าของไหลในอีเจ็คเตอร์เกิดการหมุนวนเมื่อความดันของเครื่องกำเนิดไอกลูโคสูงกว่าจุด CBP ซึ่งทำให้สมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ลดลง สำหรับการศึกษาในขั้นตอนไปจะได้เบริร์ยมเทียบค่าความดันลดความยาวของอีเจ็คเตอร์เพื่อตรวจสอบลักษณะการไหลที่เกิดขึ้นภายในอีเจ็คเตอร์ คำหลัก อีเจ็คเตอร์, ระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์, CFD, CRMC

Abstract

Recently, an ejector refrigeration system has drawn great attention from some researchers, because this system can utilize the low-grade energy for driving the cycle. Moreover this system has a simple construction, few moving parts, and is possible to operate by water. One weak point is its low COP and cooling capacity. Usually the ejector performance directly affect to the system performance. Therefore, this study is to design and investigate the new ejector in refrigeration cycle. Constant Rate of Momentum Change(CRMC) method is employed to design the new ejector. Then Computational Fluid Dynamics(CFD) is used to investigate the flow phenomena in ejector. This also predicts the ejector performance such as Entrainment ratio(R_m) and Critical Back Pressure(CBP). CFD results can be used to help modifying the ejector before actually building one for the experiment. The experimental results are compared with CFD result. It is found that the R_m and CBP from the CFD calculation is higher than those of the experiment by 11% and 3%, respectively. In CFD simulation, the reverse flow behavior is clearly displayed when the condenser pressure is over the CBP. This behavior declines the ejector performance. Pressure profile along the ejector is being measured and will be compared with the CFD results in the near future.

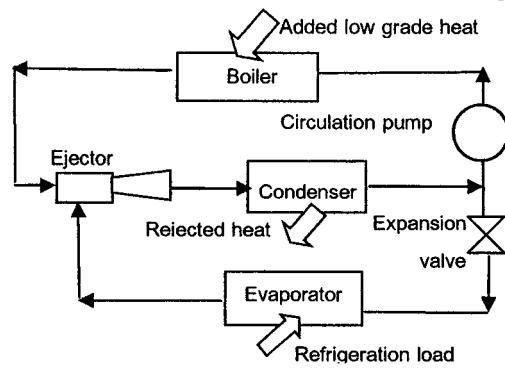
Keywords: Ejector, CFD, Ejector refrigeration, CRMC

1. บทนำ

ระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์เป็นระบบทำความเย็นทางเลือกใหม่ที่เหมาะสมอย่างยิ่งกับสภาวะการในปัจจุบันเนื่องจากเป็นระบบที่สามารถนำเอาความร้อนทึ่งจากโรงงานอุตสาหกรรมหรือพลังงานความร้อนราคากลางๆ เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ เป็นพลังงานขั้นเบื้องต้นของระบบ สามารถนำหัวมาใช้เป็นสารทำความเย็นได้ทำให้ระบบไม่ต้องให้เกิดบัญหาลิ่งแผลลม นอกจากนี้แล้วยังมีอุปกรณ์ใช้งานนานและเสียค่าซ่อมบำรุงต่ำกว่าระบบทั่วไป เนื่องจากมีชั้นส่วนเคลื่อนที่น้อย(ไม่มีเครื่องอัดไอ) ดังรูปที่ 1 จะสังเกตเห็นได้ว่า อีจีคเตอร์, เครื่องกำนันดิไอ(boiler or generator) และ ปั๊มน้ำวน(circulating pump) เป็นส่วนที่ติดตั้งแทนเครื่องอัดไอ(compressor) ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ โดยสารทำงานความดันสูงที่ได้จากการเติมภายในเครื่องกำนันดิไอจะถูกนำไปเป็นก๊าซปั๊มภูมิของอีจีคเตอร์ ก้ามความดันสูงนี้จะไหลและขยายตัวผ่านหัวฉีด(nozzle) ด้วยความเร็วสูง ก่อให้เกิดความดันต่ำบริเวณปากทางออกของหัวฉีดที่ต่อ กับระบบระเหย (evaporator) ทำให้ความดันของเครื่องระเหยลดลงด้วย ดังนั้นสารทำงานในเครื่องระเหยจึงสามารถเดือดและระเหยได้ในอุณหภูมิต่ำ ออกจากเครื่องระเหยหรือก๊าซทุติยภูมิของอีจีคเตอร์จะถูกดูดพร้อมเพิ่มความดันให้สูงขึ้น ที่ห้องผสมและทางออกของอีจีคเตอร์ตามลำดับ จากนั้นจะกลับตัวกลับเป็นสารทำงานเหลวภายในเครื่องควบคุม(condenser) สารทำงานเหลวนี้จะถูกหมุนเวียนกลับไปที่เครื่องกำนันดิไอด้วย ปั๊มน้ำวนและสารทำงานบางส่วนจะถูกลดความดันผ่านวาล์วลดความดัน(expansion valve) ก่อนจะไหลกลับเข้าสู่เครื่องระเหยเป็นการครบทั้งกระบวนการ จะสังเกตเห็นได้ว่า อุปกรณ์อีจีคเตอร์มีผลต่อสมรรถนะทำความเย็นของระบบโดยตรง

ในอดีตการออกแบบอีจีคเตอร์มีทฤษฎีที่ใช้กันอย่างกว้างขวางอยู่ 2 ทฤษฎี อันที่หนึ่งได้แก่ทฤษฎีของ Keenan และคณิต [1,2] ซึ่งอยู่ภายใต้ของข้อสมมติฐาน 2 ประการตามแต่ชนิดของอีจีคเตอร์คือ การผสมกันแบบความดันคงที่(constant pressure mixing) และ การผสมกันในพื้นที่หน้าตัดคงที่(constant mixing area) แต่ทฤษฎีนี้ก็ไม่สามารถอธิบายคุณสมบัติบางประการของอีจีคเตอร์ได้ดังนั้น ในลักษณะต่อมานี้ Muday และ Bagster[3] ได้เสนอทฤษฎีที่สามารถอธิบายปรากฏการณ์ของอีจีคเตอร์ได้ครอบคลุมมากขึ้น จากอดีตถึงปัจจุบันทั้งสองทฤษฎีนี้ถูกใช้ในการออกแบบอีจีคเตอร์กันอย่างกว้าง จนเมื่อเร็วๆ นี้ Eames[4] ได้เสนอทฤษฎี Constant Rate of Momentum Change(CRMC) ใน diffuser ของอีจีคเตอร์ทำให้อีจีคเตอร์มีรูปร่างของ diffuser ที่ต่างจากรูปร่างเดิมในอดีตที่ผ่านมา แต่ทฤษฎีนี้ก็ไม่ได้แนะนำถึงรูปร่างส่วนอื่นๆ ของอีจีคเตอร์ ที่เหมาะสมเท่าไหร่วกับทฤษฎีนี้

ปัจจุบันได้มีการนำความรู้ด้านการคำนวณเชิงตัวเลขสำหรับการใช้ CFD ขึ้นมาช่วยในการตรวจสอบสมรรถนะของอีจีคเตอร์ควบคู่กับการทดลองซึ่งให้ผลที่ยอมรับได้ [5,6,7] ดังนั้นการศึกษานี้จึงมีแนวคิดที่จะนำความรู้ทาง CFD ช่วยในการศึกษาและพัฒนาอีจีคเตอร์ ที่ออกแบบโดยทฤษฎีการออกแบบ CRMC ให้มีรูปร่างที่เหมาะสมมากขึ้นก่อนการนำไปสร้างจริงและทดลอง



รูปที่ 1 แผนผังแสดงระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์

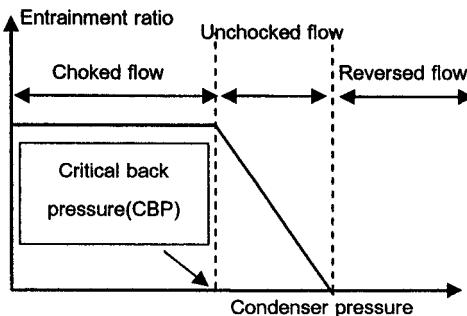
2. คุณลักษณะและสมรรถนะของอีจีคเตอร์

สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์นี้อยู่กับประสิทธิภาพของอีจีคเตอร์เป็นหลัก โดยอีจีคเตอร์มีพารามิเตอร์ที่บ่งชี้ 2 อย่างด้วยกันดังนี้

$$\text{Entrainment ratio } R_m = \frac{\text{mass of secondary flow}}{\text{mass of primary flow}} \quad (1)$$

$$\text{Pressure lift ratio } PLR = \frac{\text{static pressure at diffuser exit}}{\text{static pressure of secondary flow}} \quad (2)$$

ทั้งนี้ค่า R_m และ PLR จะเป็นค่าปั๊บของความสามารถในการเหนี่ยวนำสารและทำความดันของอีจีคเตอร์ตามลำดับ แต่อย่างไรก็ตามสมรรถนะของอีจีคเตอร์ก็ถูกจำกัดอยู่ในช่วงความดันที่ทางออกของอีจีคเตอร์ ดังรูปที่ 2 จากรูปเราเรียกความดันที่ทางออกสุดท้ายที่สมรรถนะของอีจีคเตอร์(R_m) ไม่ลดลงว่า critical back pressure(CBP) ช่วงความดันที่ R_m คงที่ ไม่from เนื่องจากเครื่องระเหย(evaporator) จะเกิดปรากฏการณ์ choking แต่ในช่วงหลังจากจุด CBP จะไม่เกิดปรากฏการณ์ที่ทำให้ความสามารถในการเหนี่ยวนำสารของอีจีคเตอร์ลดลง[1] ทั้งนี้สมรรถนะของอีจีคเตอร์จะขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงานของระบบด้วย



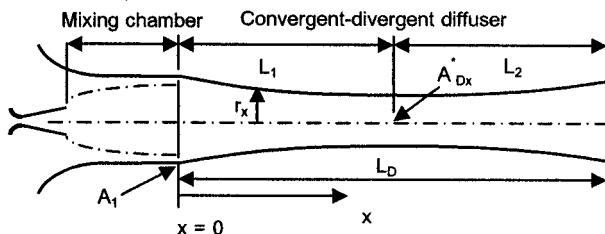
รูปที่ 2 คุณลักษณะทั่วไปของอีจีคเตอร์

3. ทฤษฎีออกแบบอีจีคเตอร์แบบ CRMC

การออกแบบอีจีคเตอร์ด้วยทฤษฎี Constant Rate of Momentum Change(CRMC) ถูกเสนอโดย Eames[2] ซึ่งเป็นความพยายามลดการสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการกระแทก shock ในอีจีคเตอร์ ซึ่งกำหนดสมมติฐานที่เกิดขึ้นใน Diffusser เป็น

$$\frac{dM_o^*}{dx} = m_g^* (1 + R_m) \frac{dV}{dx} = \beta \quad (3)$$

เมื่อ M_o^* คือ โมเมนตัมของไอล, m_g^* คือ อัตราการไหลของไอลจากเครื่องกำเนิดไอ และ V คือความเร็วของไอล



รูปที่ 3 รูปร่างทั่วไปของ CRMC ejector

จากสมการที่(3) และรูปที่ 3 มีเงื่อนไขของเขตของสมการเป็น

$$V_{D,x} = V_1 \quad \text{at } x = 0 \text{ ที่ทางเข้า diffuser}$$

$$\text{และ } V_{D,x} = V_{DE} \quad \text{at } x = L_D \text{ ที่ทางออกของ diffuser}$$

จะได้

$$V_{D,x} = V_1 - \frac{(V_1 - V_{DE})x}{L_D} \quad \text{for } 0 \leq x \leq L_D \quad (4)$$

ความดันคงที่ที่ช่วงการผลิตไอลจากสมการอนุรักษ์ momentum จะได้

$$V_1 = \frac{V_{NE} + R_m V_s}{1 + R_m} \quad (5)$$

โดย V_{NE} และ V_s เป็นความเร็วที่ปานกลางของหัวฉีดและปากทางเข้าของไอลที่มีความถี่ตามลักษณะ

สมดุลหลังงานในช่วงการผลิตจะได้สมการ อุณหภูมิสถิต ($T_{o,1}$) และ อุณหภูมิร่วน (T_1) ที่ทางเข้าของ diffuser เป็น

$$T_{o,1} = \frac{T_{o,p} + R_m T_{o,s}}{1 + R_m} \quad (6)$$

$$T_1 = T_{o,1} - \frac{V_1^2}{2C_p} \quad (7)$$

โดย C_p คือค่าความร้อนจำเพาะ(Specific heat) ของไอล กำหนดให้ความดันสถิตที่กระบวนการผลิตเท่ากับ P_{NE} จะได้ ความดันสถิต ($P_{o,1}$) และความดันร่วน (P_1) ที่ทางเข้า diffuser เป็น

$$P_{o,1} = P_{NE} \left(\frac{T_{o,1}}{T_1} \right)^{k/(k-1)} \quad (8)$$

$$P_1 = P_{o,s} - \frac{\rho_s V_s^2}{2} \quad (9)$$

อุณหภูมิร่วน ความดันร่วน และ ความหนาแน่น ที่ตำแหน่ง x ได้

$$T_x = T_{o,1} - \frac{V_{D,x}^2}{2C_p} \quad (10)$$

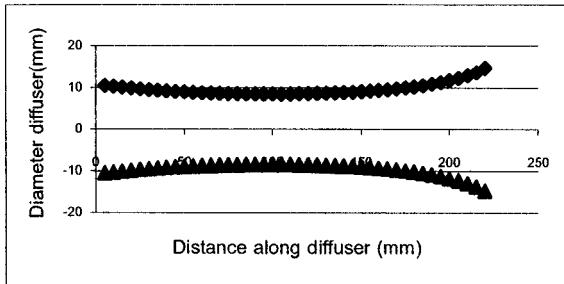
$$P_x = P_{o,1} \left(\frac{T_x}{T_{o,1}} \right)^{k/(k-1)} \quad (11)$$

$$\rho_x = \frac{P_x}{RT_x} \quad (12)$$

จากกฎทรงมวล จะได้เส้นผ่าศูนย์กลางของรูปร่าง diffuser เป็น

$$D_{D,x} = 2 \sqrt{\frac{m_g^* (1 + R_m) RT_x}{\pi P_x V_{D,x}}} \quad (13)$$

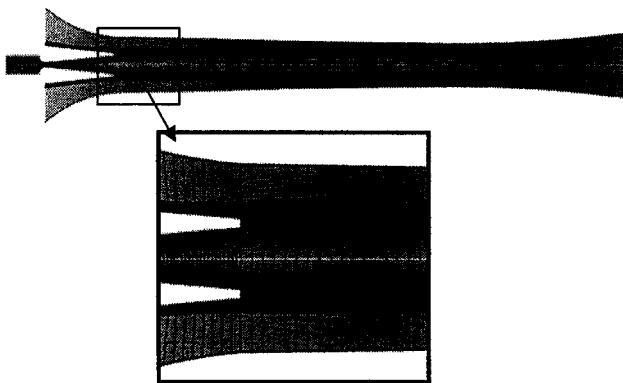
จากสมการที่ (5)-(13) จะได้รูปร่างของ diffuser ดังรูปที่ 4 เมื่อจากว่า ทฤษฎีการออกแบบ CRMC ไม่ได้แนะนำการออกแบบรูปร่างของ ของ ห้องผลิต(Mixing chamber) ไว้ ดังนั้นเราจึงได้นำเอา CFD เข้ามาช่วย หารูปร่างที่เหมาะสมของ Mixing chamber พร้อมกับการคาดคะเน สมรรถนะของอีจีคเตอร์ก่อนนำไปสร้างจริง



รูปที่ 4 พื้นที่หน้าตัดดัลต์ความยาวของ Diffuser จากการออกแบบ

4. CFD modeling

การจำลองปราศจากการไฟลและตรวจสอบสมรรถนะของอีจีคเตอร์จะทำการคำนวณโดยใช้โปรแกรม FLUENT โดยใช้กริดสี่เหลี่ยม ประมาณ 48,000 โนด และจะเพิ่มความหนาแน่นของกริดที่บริเวณช่วงที่ของไอลทั้งสองชนิดผสมกันดังรูป 5 แบบจำลองความถี่น้ำหนักที่ใช้เป็น $k - \varepsilon$ แบบ realizable รูปแบบการแก้ปัญหาแบบ couple-implicit โดยจำลองรูปร่างเป็นแบบ axis symmetry กำหนดเงื่อนไขข้อบันเดตทางเข้าและทางออกเป็น pressure inlet และ pressure outlet ตามลำดับ ของไอลภายกำหนดสมบัติเป็น ideal gases ซึ่งแบบจำลองนี้เป็นแบบจำลองที่ให้ผลที่ยอมรับได้เมื่อเปรียบเทียบกับการทดลอง



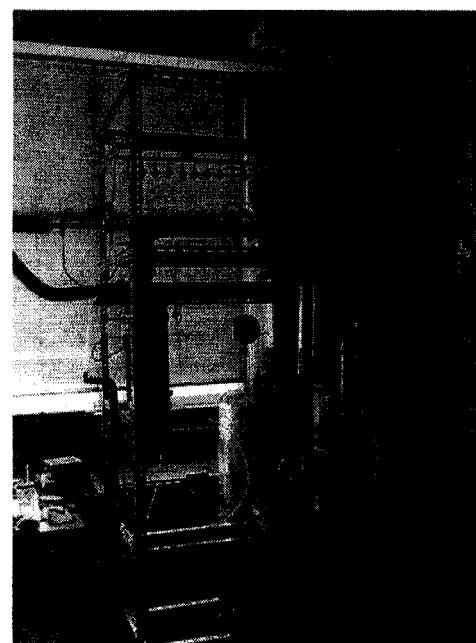
รูปที่ 5 รูปร่างและกริดของแบบจำลองอีจีคเตอร์ใน CFD

5. ชุดอุปกรณ์การทดลอง

ชุดการทดลองของระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์เป็นระบบทำความเย็นที่สามารถรับภาระทำความเย็นได้ที่ 4 kW โดยใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นซึ่ง ติดตั้งที่สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ (เอกสารอ้างอิง[8]) อีจีคเตอร์ที่ออกแบบไว้จะถูกนำไปต่อเข้ากับระบบ และทำการทดลองโดยเปลี่ยนแปลงเงื่อนไขการทำงานของ เครื่องกำเนิดไอ เครื่องระบายที่ค่าความดันของเครื่องความเย็นต่างๆ การวัดอัตราการไฟลของก๊าซปฐมภูมิ และ ทุติยภูมิ จะวัดระดับการเปลี่ยนแปลงปริมาณของเหลวในเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระบายตามลำดับ อีจีคเตอร์รูปร่างใหม่แสดงดังรูปที่ 6 และ ชุดการทดลองแสดงดังรูปที่ 7



รูปที่ 6 อีจีคเตอร์รูปร่างใหม่ที่ติดตั้งในชุดทดลอง

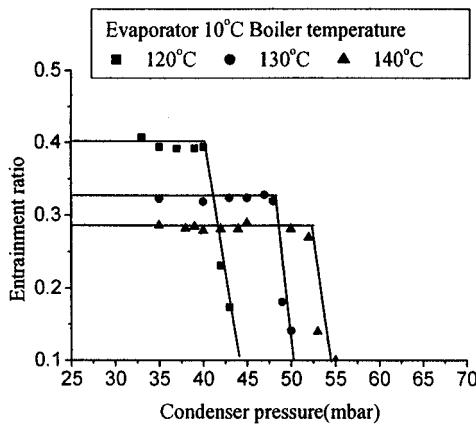


รูปที่ 7 ชุดทดลองระบบทำความเย็นแบบอีจีคเตอร์

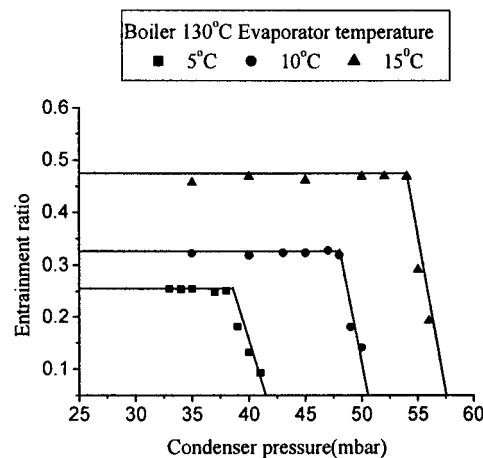
5. ผลการศึกษา

5.1 ผลกระทบของอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ

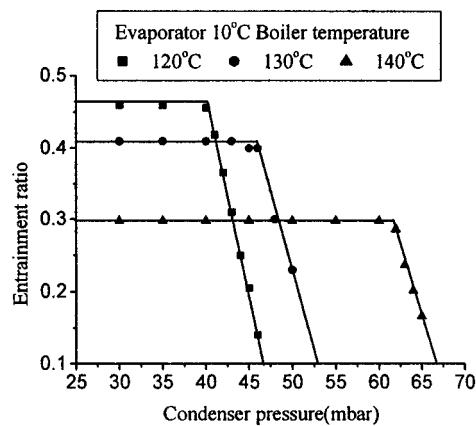
ช่วงอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอในการทดลองจะอยู่ที่ 120°C - 140°C ผลกระทบของอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอในการทดลองแสดงดังรูปที่ 8 ซึ่งแสดงค่า Entrainment ratio(R_m) ที่เปลี่ยนแปลงความดันของเครื่องควบแน่น ของแต่ละอุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอ จะเห็นว่าอีจีคเตอร์จะสามารถเหนี่ยวนำสารได้มากขึ้นหากอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดต่ำกว่าจากปราศการณ์ choking ของก๊าซทุติยภูมิ[1] แต่เมื่อความดันของก๊าซปฐมภูมิต่ำยังผลให้จุด CBP ต่ำลงซึ่งทำให้อีจีคเตอร์สามารถทำงานได้ในช่วงความดันของเครื่องควบแน่นที่แคบ



รูปที่ 8 ผลการทดลองของอิทธิพลจากเครื่องกำเนิดไอ



รูปที่ 10 ผลการทดลองของอิทธิพลจากเครื่องระเหย

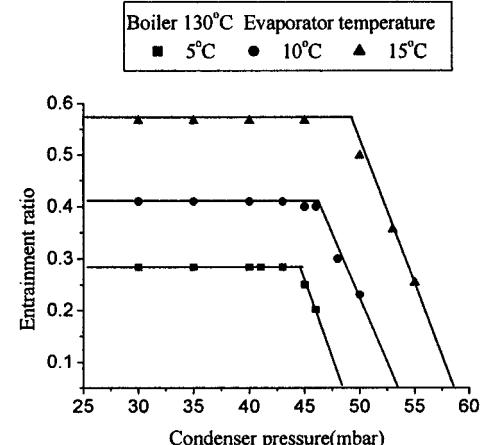


รูปที่ 9 ผลคำนวณจาก CFD ของอิทธิพลจากเครื่องกำเนิดไอ

รูปที่ 9 แสดงผลของการคำนวณคาดคะเนสมรรถนะของอีจีคเตอร์ จาก CFD คุณลักษณะพื้นฐานของสมรรถนะของอีจีคเตอร์ที่สามารถรักษาสมรรถนะได้ในช่วงความดันของเครื่องควบแน่นยังประภูมิ ในผลจาก CFD และค่าสมรรถนะของอีจีคเตอร์ที่คาดคะเนจาก CFD มีค่าต่างจากจากการทดลองประมาณ 11%

5.2 ผลกระทบของอุณหภูมิเครื่องระเหย

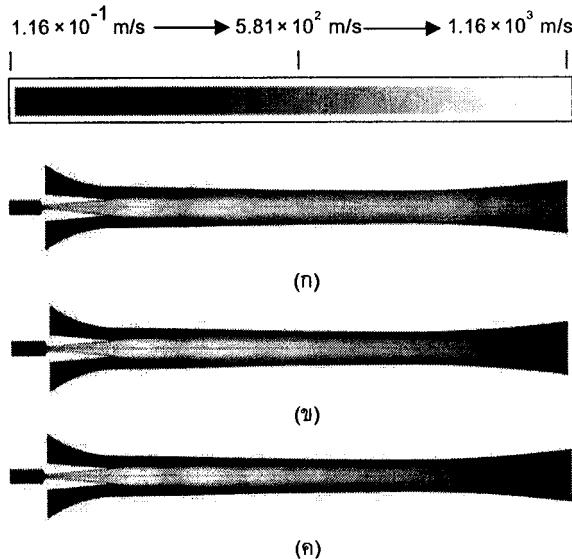
อุณหภูมิของเครื่องระเหยในการทดลองจะทำงานอยู่ที่ 5°C, 10°C และ 15°C พบว่าอีจีคเตอร์จะสามารถทำงานได้ดีขึ้นเมื่อเครื่องระเหยมีอุณหภูมิและความดันที่สูงขึ้นแสดงผลการทดลองดังรูปที่ 10 และแสดงผลจาก CFD ดังรูปที่ 11 เช่น เดียวกับผลของอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ สมรรถนะของอีจีคเตอร์นั้นคือ ค่า R_m และ CBP ที่ได้จากการจำลองเชิงตัวเลขจะมีค่าสูงกว่าที่ได้จากการทดลองประมาณ 11% และ 3% ตามลำดับ



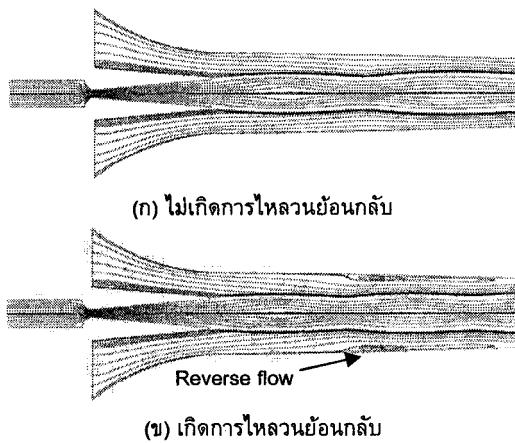
รูปที่ 11 ผลคำนวณจาก CFD ของอิทธิพลจากเครื่องกำเนิดไอ

5.3 ผลกระทบของการให้ไอล

ข้อได้เปรียบของผลที่ได้จากการคำนวณของ CFD นั้นคือสามารถแสดงผลจำลองการให้ไอลที่เกิดขึ้นภายในอีจีคเตอร์ได้ ดังแสดงดังภาพที่ 12 ซึ่งเป็นการแสดงภาพระดับสีขนาดความเร็วของประภูมิ การให้ไอลที่เกิดขึ้นในอีจีคเตอร์แต่ละความดันของเครื่องควบแน่นต่างๆ จะเห็นว่าเมื่อความดันน้อยกว่าจุด CBP ความเร็วของอีจีคเตอร์จะลดลงรวดเร็ว(เนื่องจากผลของ shock wave)ที่บริเวณ ใกล้ทางออกของอีจีคเตอร์ เมื่อเพิ่มความดันของเครื่องควบแน่นยิ่งทำให้ความเร็วของไอลที่บริเวณใกล้ปากทางออกลดลง และหากเพิ่มความดันเครื่องควบแน่นมากขึ้นเกินจุด CBP แล้วจะทำให้ของไอลบางส่วนหมุนวน (แสดงดังภาพที่ 13) เป็นเหตุให้สมรรถนะของอีจีคเตอร์ลดลง



รูปที่ 12 แบบสีความเร็วของอีเจ็คเตอร์ที่อุณหภูมิเครื่องกำนันดีไอ 130°C และ อุณหภูมิเครื่องระเหย 10°C โดยที่ความดันเครื่องควบแน่น (n) 30 mbar (x) 45 mbar และ (c) 48 mbar



รูปที่ 13 เส้นทางการไหลภายในอีเจ็คเตอร์ที่อุณหภูมิเครื่องกำนันดีไอ 130°C และ อุณหภูมิเครื่องระเหย 10°C โดยที่ความดันเครื่องควบแน่น (n) 30 mbar (x) 48 mbar

6. สรุป

การศึกษานี้ได้นำเสนอการออกแบบอีเจ็คเตอร์ใหม่แบบ CRMC และได้นำวิธีเชิงตัวเลขหรือ CFD เข้ามาช่วยในการปรับปรุงคุณสมบัติ และคาดคะเนสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ และอธิบายปรากฏการณ์การไหลเมื่ออีเจ็คเตอร์ทำงานในช่วงความดันของเครื่องควบแน่นต่ำและสูง กว่าจุด CBP เมื่อนำอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบไว้ไปสร้างและทำการทดลองพบว่า ค่า R_m และ CBP ของอีเจ็คเตอร์ที่ได้ต่างจาก CFD ประมาณ 11% และ 3% ทั้งนี้ในการศึกษาขั้นต่อไปจะได้เปรียบเทียบค่าความดันตลอดความยาวของอีเจ็คเตอร์เพื่อศึกษาคุณลักษณะการไหลที่เกิดขึ้นภายในอีเจ็คเตอร์

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจาก สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) และ ได้รับความร่วมมือ และ ช่วยเหลืออุปการะชุดการทดลอง จากสถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์

เอกสารอ้างอิง

- [1] Keenan JH, Neumann EP, Lustwerk. An investigation of ejector design by analysis and experiment. ASME J Appl MechTrans 1950;72:299-309.
- [2] Keenan JH, Neumann EP. A simple air ejector. ASME J Appl MechTrans 1942; 64:75-81.
- [3] J.T. Munday, D.F. Bagster, "A new theory applied to steam jet refrigeration", Industrial Engineering Chemical Process, Vol. 16, No.14, 1997, pp.442-449.
- [4] I.W. Eame, "A New Prescription for Desing of Supersonic Jet-Pumps: Constant Rate of Momentum Change Method", Applied thermal engineering, Vol. 22, 2002, pp.121-131
- [5] S.B. Riffat and S.A. Omer, "CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using metanol as the working fluid", International Jurnal Energy , Vol. 25, 2001, pp 115-128.
- [6] E Rusly, Lu Aye, Charters WWS, A Ooi, K Pianthong, "Ejector CFD modelling with real gas model", Proceedings of the 16th Annualconference of Mechanical Engineering Network, Phuket, Thailand, 14-16 October, 2002.
- [7] W. Seehanam, K. Pianthong, Masud Behnia, "Prediction of Flow Characteristics and Performance of Steam Ejector in Refrigeration Cycle Using CFD", Proceeding of the 8th Asian symposium on visualization, Chiangmai, Thailand, 23 -27, May, 2005, pp119-120.
- [8] K. Chunnanond, S. Aphornratana, "An experimental investigation of a stream ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector", Apply Thermal Engineering, Vol. 22, 2004, pp 311-322.

การศึกษาและพัฒนาระบบททำความเย็นแบบ อีจेकเตอร์โดยใช้วิธีเชิงตัวเลขสำหรับการให้*

วิระพันธ์ สีหานาม¹⁾ กุลเซชชู เพียรทอง²⁾ นรรษฐ์ ศรีวิรากุล³⁾ และศรัตตรา อากรณ์รัตน์⁴⁾

¹⁾ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี อ.วารินชาราม จ.อุบลราชธานี

²⁾ Dean of Postgraduate Study, University of Sydney, Sydney, NSW, Australia

³⁾ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ จ.ปทุมธานี

Email: wirapan_seehanam@yahoo.com

บทคัดย่อ

ระบบทำความเย็นแบบอีจेकเตอร์ (ejector refrigeration) เป็นระบบที่ใช้พลังงานความร้อนทึ้ง มาขับเคลื่อนระบบทำความเย็น มีดันทุนการบ้ารุงรักษาค่าต่ำเนื่องจากไม่มีชั้นส่วนเคลื่อนที่ เพราะไม่มี เครื่องอัดไอ (compressor) สมรรถนะของระบบทำความเย็นจะขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของอีจेकเตอร์เป็น หลักการศึกษาคุณลักษณะของอีจेकเตอร์และออกแบบอุปกรณ์อีจेकเตอร์อย่างมีประสิทธิภาพเจ็งสำคัญ ต่อการพัฒนาระบบททำความเย็นแบบอีจेकเตอร์และออกแบบอุปกรณ์อีจेकเตอร์อย่างยิ่ง ด้วยเหตุนี้งานวิจัยนี้จึงได้นำเอาความรู้ด้าน Computational Fluid Dynamics (CFD) โดยโปรแกรม FLUENT มาใช้เพื่อศึกษาปรากฏการณ์การให้ และผลกระทบของพารามิเตอร์ต่างๆ ที่เกิดกับอีจेकเตอร์แบบ CPM และ CMA ในระบบทำความเย็นที่ใช้ น้ำเป็นสารทำงาน โดยศึกษาที่สภาวะเครื่องกำเนิดไอ และเครื่องระเหยที่ 120°C-140°C และ 5°C-15°C ตามลำดับ จากผลของ CFD สามารถคาดคะเนสมรรถนะอีจेकเตอร์และแสดงให้เห็นถึงอิทธิพลของ เงื่อนไขการทำงานที่มีต่อการเกิด พื้นที่ประสิทธิผล (effective area) ซึ่งเชื่อมโยงกับสมรรถนะอีจेकเตอร์ โดยตรง นอกจากนี้พบว่าห้องดูดมีผลกับรูปแบบการให้ในอีจेकเตอร์น้อยมาก เพราะผลกระทบจากรูปร่าง แบบจำลองแบบสมมาตรในแนวแกน (axis symmetric) และ 3 มิติ (3D) ให้คำที่ใกล้เคียงกัน ซึ่งข้อมูลใน การศึกษานี้จะทำให้เข้าใจปรากฏการณ์การให้ในอีจेकเตอร์มากขึ้น อีกทั้งยังช่วยให้การออกแบบอีจ์ กเตอร์มีความเหมาะสมกับสภาวะการทำงานให้ดียิ่งขึ้น

คำสำคัญ : อีจ์กเตอร์, ระบบทำความเย็นแบบอีจ์กเตอร์, Computational Fluid Dynamics (CFD)

* รับต้นฉบับเมื่อวันที่ 1 มิถุนายน 2549 และได้รับบทความฉบับแก้ไขเมื่อวันที่ 28 กันยายน 2549

630 วิระพันธ์ สีหานาม กุลเชษฐ์ เพียรทอง Masud Behnia ธนารัช ศรีเวรากุล และศรัตตรา อาการณ์รัตน์

Investigation on Characteristics of Ejector Refrigeration Using CFD^{*}

**Wirapan Seehanam¹⁾ Kulachate Pianthong¹⁾ Masud Behnia²⁾ Thanarath Sriveerakul¹⁾
and Satha Aphornratana³⁾**

1) Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ubon Ratchatany University.

2) Dean of Postgraduate Study, University of Sydney, Sydney, NSW, Australia.

3) Department of Mechanical Engineering, Sirinhorn International Institute of Technology, Tammasat University.

ABSTRACT

Ejector refrigeration system is usually designed to utilize the low-grade energy for driving the cycle. It also has a low maintenance cost, because it operates without compressor. Mainly, the ejector performance directly affects the refrigerating performance. Therefore, an investigation on characteristics and an efficient design of the ejector are important to improve the ejector refrigeration system. In this study, Computational Fluid Dynamics (CFD) code (FLUENT) is employed to predict the flow phenomena and performance of CPM and CMA steam ejector. The ejector refrigeration system, using water as the working fluid, is operated at 120°C-140°C of boiler and 5°C-15°C of evaporator temperature. CFD can predict the ejector performance, very well and reveals the effect of operating conditions on an effective area which is directly related to its performance. Besides, it is found that the flow pattern doses not depend much on suction zone because the results of axis symmetric and 3D simulation are similar. This investigation aids to understand the ejector characteristics and provide the information for designing ejector to suited the optimum condition.

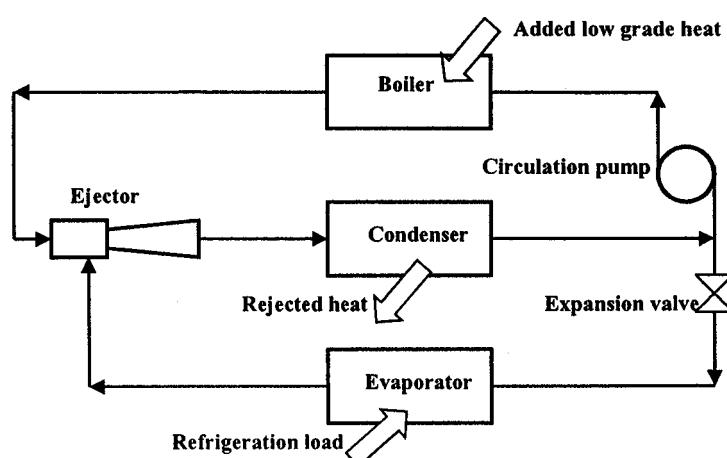
Keywords : Ejector, Ejector refrigeration, Computational Fluid Dynamics(CFD)

* Original manuscript submitted: June 1, 2006 and Final manuscript received: September 28, 2006

บทนำ

ระบบทำความเย็นแบบอีจิกเตอร์ถูกพัฒนาครั้งแรกโดย Maurice Leblanc ในปี ค.ศ. 1910 (Chunnanond, K., 2005) ซึ่งเป็นการนำความร้อนทั้งมวลเคลื่อนวัฏจักรทำความเย็น ข้อดีของระบบนี้ คือมีส่วนประกอบที่เคลื่อนที่น้อย ทำให้ระบบมีความทนทานและไม่เกิดการผุกร่อน มีอายุการใช้งานที่ยาวนาน สามารถใช้น้ำเป็นสารทำงานซึ่งเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม แต่น้อยด้อยของระบบทำความเย็นแบบอีจิกเตอร์มีจุดอ่อนที่ต้องปรับปรุง คือ สมรรถนะทำความเย็นต่ำกว่าระบบทั่วไป ซึ่งสมรรถนะของระบบนี้จะขึ้นอยู่กับสมรรถนะของอีจิกเตอร์เป็นหลัก

รูปที่ 1 แสดงภาพ วัฏจักรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีจิกเตอร์ สังเกตเห็นได้ว่า อีจิกเตอร์ (ejector), เครื่องกำเนิดไอ (generator or boiler) และ ปั๊มหมุนเวียนสารทำงาน (circulating pump) ถูกติดตั้งแทนที่เครื่องอัดไอ (compressor) ในระบบทำความเย็นทั่วไป(ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ) โดยการทำงานความดันสูงที่ได้จากการเดือดภายในเครื่องกำเนิดไอ จะถูกใช้เป็นกําชปฐมภูมิของ อีจิกเตอร์ กําชความดันสูงนี้จะไหลและขยายตัวผ่านหัวฉีด (nozzle) ภายในอีจิกเตอร์ด้วยความเร็วสูง ก่อให้เกิดความดันต่ำบริเวณปากทางออกของหัวฉีดซึ่งต่อ กับเครื่องระเหย (evaporator) ทำให้ความดัน ของเครื่องระเหยลดลงด้วย ดังนั้นสารทำงานในเครื่องระเหยจึงสามารถเดือดและระเหยได้ในอุณหภูมิต่ำ สารทำงานในเครื่องระเหยหรือกําชทุกภูมิของอีจิกเตอร์จะถูกดูดพร้อมเพิ่มความดันให้สูงขึ้น ในห้อง ผสมและทางออกของอีจิกเตอร์ตามลำดับ จากนั้นจะกลับตัวกลับเป็นสารทำงานเหลวภายในเครื่อง ควบแน่น (condenser) สารทำงานเหลวนี้จะถูกหมุนเวียนกลับไปที่เครื่องกำเนิดไอด้วยปั๊ม สารทำงาน บางส่วนจะถูกลดความดันผ่านวาล์วลดความดัน (expansion valve) ก่อนจะไหลกลับเข้าสู่เครื่องระเหย เป็นการรวมวัฏจักรการทำงาน จะสังเกตเห็นได้ว่า สมรรถนะการทำความเย็นของระบบจะขึ้นอยู่กับ ประสิทธิภาพและความสามารถในการหนีไนสารจากเครื่องระเหยของอีจิกเตอร์



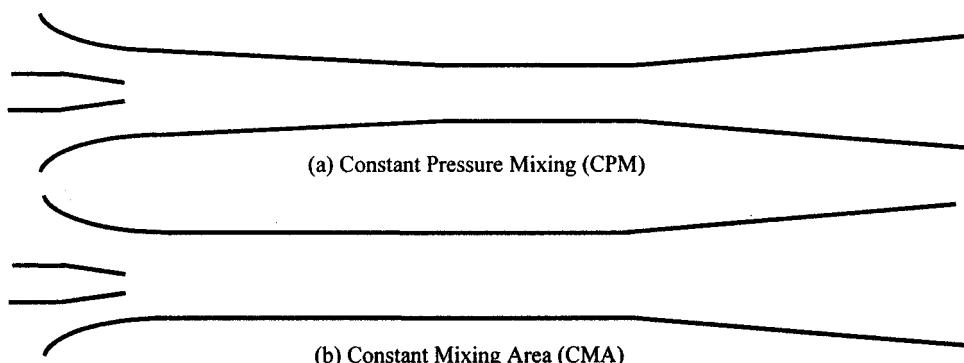
รูปที่ 1 วัฏจักรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอีจิกเตอร์

632 วิระพันธ์ สีหานาม กุลเซนซ์ เพียรทอง Masud Behnia ธนาสุ ศรีวิรากุล และศรัทตรา อาการโนรัตน์

คุณลักษณะที่บ่งบอกประสิทธิภาพของอีจิกเตอร์มี 2 อย่างด้วยกันคือ Entrainment ratio, E_m เป็นดัชนีบ่งชี้ประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำสารทำงาน ซึ่ง มีความสัมพันธ์ดังสมการที่ (1) และ Critical Back Pressure (CBP) คือ ค่าความดันของเครื่องควบแน่นสุดท้ายที่อีจิกเตอร์ยังสามารถทำงานได้โดย สมรรถนะของอีจิกเตอร์ไม่ลดลง เป็นดัชนีบ่งชี้ความสามารถทำความดันของอีจิกเตอร์

$$\text{Entrainment ratio } E_m = \frac{\text{mass flow rate of secondary flow}}{\text{mass flow rate of primary flow}} \quad (1)$$

โดยทั่วไปอีจิกเตอร์แบ่งตามรูปร่างออกเป็น 2 ประเภท ได้แก่ อีจิกเตอร์แบบ constant pressure mixing (CPM) และ constant mixing area (CMA) (แสดงดังรูปที่ 2.7) ทั้งนี้ อีจิกเตอร์ทั้งสอง ประเภท มีคุณสมบัติแตกต่างกัน โดย อีจิกเตอร์แบบ CMA มีค่า R_m หรือ สามารถเหนี่ยวนำสารทุกดิ ภูมิได้มาก แต่มีจุด CBP ต่ำ ขณะที่ อีจิกเตอร์แบบ CPM มีค่า R_m ต่ำ แต่จุด CBP สูง การเลือกใช้อีจิกเตอร์ทั้งสองประเภท ขึ้นอยู่กับ ช่วงความดันและอัตราการเหนี่ยวนำสารของการใช้งาน แต่อย่างไรก็ ตาม ในระบบทำความเย็นแบบอีจิกเตอร์ ยังไม่สามารถบ่งชี้ที่ได้ว่า อีจิกเตอร์รูปร่างใดเหมาะสมที่สุด เนื่องจากตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของอีจิกเตอร์มีมาก จึงเป็นเรื่องยากในการศึกษาและ ทดลองเปรียบเทียบ ด้วยเหตุนี้ เราจึงได้นำ การจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการไหล (Computational Fluid Dynamics : CFD) เข้ามาช่วยเพื่อใช้ในการศึกษาถึงผลของตัวแปรเหล่านั้นที่มีต่ออีจิกเตอร์เพื่อลด ต้นทุนและเวลาในการทดลองจริง



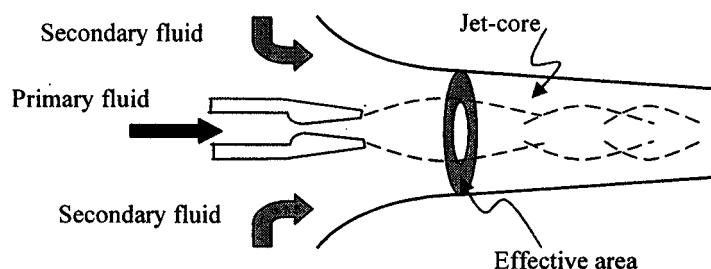
รูปที่ 2 อีจิกเตอร์แบบ (a) constant-pressure mixing ejector (b) constant-area mixing ejector

นักวิจัยพยายามที่จะศึกษาและอธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในอีจิกเตอร์ เพื่อใช้เป็น ฐานในการออกแบบและทำการเพิ่มสมรรถนะ Keenan และคณะ (Keenan, J.H. et al., 1942 and Keenan, J.H. et al., 1950) เป็นนักวิจัยกลุ่มแรกที่เสนอทฤษฎีการออกแบบอีจิกเตอร์โดยวิเคราะห์การ ไหลใน 1 มิติ เพื่อคาดคะเนคุณลักษณะของอีจิกเตอร์ โดยใช้ออกสมดุลฐานของลักษณะการผสมกัน ระหว่างของไหลทั้งสองร่วมกับทฤษฎีพื้นฐานการไหลของก๊าซ ทฤษฎีของเข้าให้ผลที่ยอมรับได้และถูกใช้ ในการออกแบบกันอย่างกว้างขวาง แต่อย่างไรก็ตามหลักการนี้ยังไม่สามารถอธิบายปรากฏการณ์ที่

การศึกษาและพัฒนาระบบท่าความเย็นแบบอีจิกเตอร์โดยใช้วิธีเชิงตัวเลขสำหรับการไอล 633

อีจิกเตอร์เหนี่ยวนำสารได้ดังที่ เมื่อความดันที่ปากทางออกของอีจิกเตอร์ลดลง (constant capacity effect) ซึ่งต่อมานี้ Munday J.T. และคณะ (Munday, J.T. et al., 1997) ได้ศึกษาปรากฏการณ์ดังกล่าว และอธิบายว่าของไอลทั้งสองจะยังไม่ผสมกัน จนกว่าสารทุติดภูมิจะมีความเร็วเท่ากับเสียง (sonic condition) โดยเมื่อการเคลื่อนที่ผ่านค่าของในหัวฉีด(การ choking ของสารทุติดภูมิ) พร้อมทั้งนิยาม พื้นที่หน้าตัดบริเวณที่สารทุติดภูมิมีความเร็วเท่ากับเสียงว่า พื้นที่ประสิทธิผล (effective area) แสดงดัง รูปที่ 3 แต่อย่างไรก็ตามทฤษฎีทั้งสองก็ยังไม่มีการประเมินเปรียบเทียบความถูกต้อง ที่แน่นชัด

นอกจากนี้พฤติกรรมการไอลภายในอีจิกเตอร์ที่เกิดขึ้นจริงสำหรับรูป่างที่แตกต่างกันออกไป หลายรูปักษณะ ยังมีผู้ทำการศึกษาและวิจัยน้อย เนื่องจากข้อจำกัดในด้านงบประมาณและเวลา ด้วยเหตุนี้ จึงได้มีการนำเอา CFD เข้ามาช่วยเพื่อแก้ปัญหาและอธิบายพฤติกรรมการไอลในอีจิกเตอร์ ซึ่งช่วยลดค่าใช้จ่ายและเวลาในการทดลอง



รูปที่ 3 พื้นที่ประสิทธิผลที่เกิดขึ้นในอีจิกเตอร์

การใช้ CFD เป็นเครื่องมือจะช่วยลดต้นทุนและเวลาในการศึกษาในการจำลองพฤติกรรมภายในอีจิกเตอร์ Riffat, S.B. และคณะ (Riffat, S.B. et al., 2001) ทำการจำลองการไอลที่เกิดขึ้นภายในอีจิกเตอร์กับระบบทำความเย็นที่ใช้เมทานอล (methanol) เป็นสารทำงานและทำการทดลองเพื่อเปรียบเทียบ พบว่าให้ผลเป็นที่ยอมรับได้ Rusly, E. และคณะ (Rusly, E. et al., 2002 and Rusly, E. et al., 2005) ทำการจำลองอีจิกเตอร์เป็นแบบ 2 มิติ และปรับปรุงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ใหม่ เพื่อให้ที่มีประสิทธิภาพดียิ่งกว่าเดิม พร้อมกำหนดสมบัติของสารทำความเย็นเป็น real gas model ซึ่งใกล้เคียงกับความเป็นจริงมากขึ้น จากการพัฒนาของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อที่ให้ความแม่นยำและใกล้เคียงความจริงสำหรับกรณีของการไอลในอีจิกเตอร์มากขึ้น ต่อมาก Seehanam, W. และคณะ (Seehanam, W. et al., 2005) ได้นำแบบจำลองของ Rusly, E. และคณะ มาใช้สำหรับช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการออกแบบอีจิกเตอร์แบบ โดยใช้แนวคิด "การเท่ากันของอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมภายในอีจิกเตอร์คงที่" (Constant Rate of Momentum Changes ,CRMC) ซึ่งช่วยให้อีจิกเตอร์สามารถทำงานได้ช่วงความดันที่กว้าง และเหนี่ยวนำสารได้ดีขึ้น ดังนั้นในการศึกษานี้จะได้ทำการศึกษาผลกระทบของพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะอีจิกเตอร์ แบบ CMA และ CPM โดยใช้ CFD เพื่อศึกษาปรากฏการณ์และคุณลักษณะการไอลที่เกิดขึ้นในอีจิกเตอร์

634 วิระพันธ์ สีหานาม กุลเซชชู เพียรทอง Masud Behnia ธนาสุศรี ศรีวีระกุล และศรัตตรา อาการณ์รัตน์

แบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการไฟล

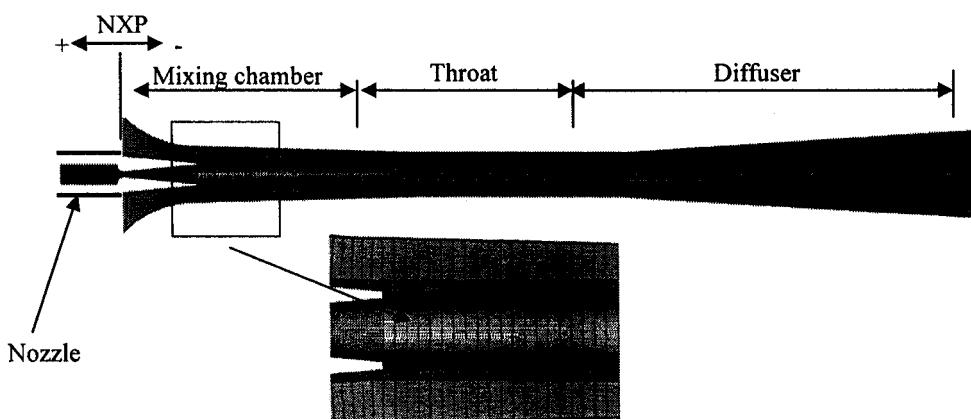
แบบจำลองเชิงตัวเลขของอีเจ็กเตอร์

รูปร่างองค์ประกอบทั่วไปของอีเจ็กเตอร์แสดงดังรูปที่ 4 โดยแบ่งออกเป็น 2 ส่วนหลัก คือ 1) หัวฉีดสารปฐมภูมิ (primary nozzle) ภายในมีข้อตอน ทำหน้าที่เปลี่ยนความดันสถิตเป็นความเร็ว และ 2) อีเจ็กเตอร์ แบ่งออกเป็น 4 ส่วน คือ ทางเข้าสารทุติยภูมิ (secondary inlet), ห้องผสม(mixing chamber), บริเวณพื้นที่หน้าตัดคงที่ (throat) และ ท่อกระจายตัว (diffuser) ซึ่งองค์ประกอบบูรณาการของอีเจ็กเตอร์และตำแหน่งการว่างตัวของหัวฉีดจะมีผลต่อประสิทธิภาพของอีเจ็กเตอร์

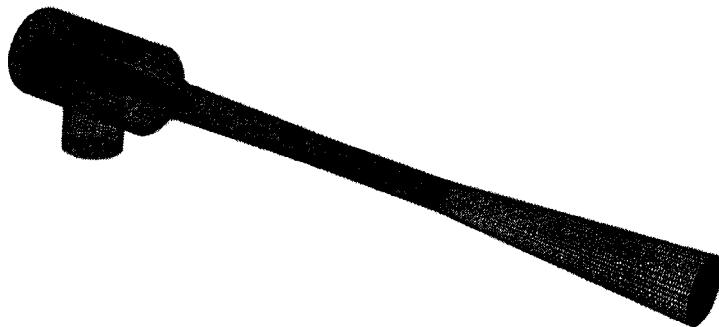
การจำลองปรากฏการณ์การไฟลและตรวจสอบสมรรถนะของอีเจ็กเตอร์จะทำการคำนวณโดยใช้โปรแกรม FLUENT ใช้ขนาดรูปร่างอีเจ็กเตอร์ตามเอกสารอ้างอิง (Chunnanond, K et al., 2004) โดยจำลองเป็นแบบสมมาตรในแนวแกน (axis symmetry) ใช้กริดสี่เหลี่ยม ประมาณ 48,000 โนด และจะเพิ่มความหนาแน่นของกริดที่บริเวณช่วงที่ห้องไฟลทั้งสองชนิดผสมกันแสดงดังรูปที่ 4 แบบจำลองความปั่นป่วนที่ใช้เป็น $k - \epsilon$ แบบ realizable ระเบียบวิธีแก้ปัญหาการไฟลบริเวณใกล้ผนัง (Near-wall treatment) เป็นแบบจำลองมาตรฐาน (standard near wall function) ใช้ couple-implicit เป็นลำดับขั้นตอนการแก้ปัญหา กำหนดเงื่อนไขข้อมูลทางเข้าและทางออกเป็น pressure inlet และ pressure outlet ตามลำดับ อีกทั้งเพิ่มการคำนวณในส่วนของสมการพลังงาน (energy equation) นอกจากนี้แล้วยังได้จำลองรูปร่างอีเจ็กเตอร์ใน 3 มิติ ซึ่งใช้กริด hexahedral จำนวนประมาณ 5,000,000 โนด แสดงดังรูปที่ 5 เพื่อการศึกษาผลกระทบของการไฟลในมิติที่ 3 และผลของท่อฉุดที่มีต่อสมรรถนะของอีเจ็กเตอร์

สมบัติของของไฟลกำหนดเป็น กําช อุดมคติ (ideal gases) เนื่องจากอีเจ็กเตอร์มีความดันภายในต่ำและการไฟลเป็นแบบบุบตัวได้ อีกทั้งสารจากเครื่องกำเนิดไม่มีสภาวะเป็นไอดงสูง โดยความสัมพันธ์ของความหนาแน่นกับความดัน แสดงตามสมการที่ (2) โดย P_{op} คือ ความดันที่ทำงาน หรือ ความดันอ้างอิง ณ ที่นี่กำหนดเป็นค่าให้เป็น 0

$$\rho = \frac{P_{op} + P}{RT} \quad (2)$$



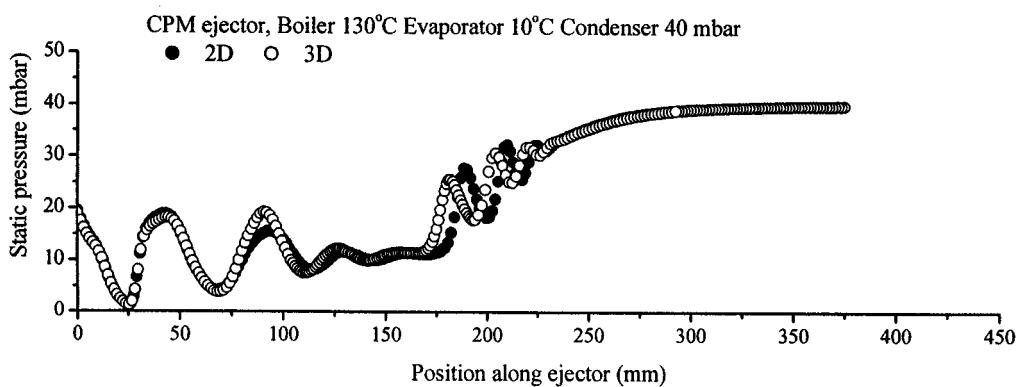
รูปที่ 4 รูปร่างแบบสมมาตรในแนวแกน และ กริดของแบบจำลองอีเจ็กเตอร์ใน CFD



รูปที่ 5 รูปร่าง 3D และ กริดของแบบจำลองอีจักเตอร์ใน CFD

ยืนยันผลระหว่างแบบจำลองใน 2 มิติ และ 3 มิติ

จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่กล่าวไว้ในหัวข้อข้างต้นนำมาคำนวณประกูลการณ์การไหลดในอีจักเตอร์ที่รูปร่างแบบสมมาตรในแนวแกน และ 3 มิติ โดยขนาดของอีจักเตอร์ที่ใช้ในการจำลองนั้น เป็นแบบ CPM ซึ่งให้ผลเบรียบเทียบแสดงดังรูปที่ 6 เมื่อเบรียบเทียบความดันสถิตตามแนวแกน (เริ่มจากปากทางออกของ nozzle) พนว่า ทั้งสองแบบจำลองให้ผลที่ไม่ต่างกัน ค่าความดันต่ำที่สุดจะอยู่ประมาณ 1 mbar และจะเพิ่มขึ้นแบบสั่น (fluctuation) ตาม shock train จนถึงที่ทางเข้าห้องระเจียดตัว การสั่นของค่าความดันจะหยุด แต่ความดันก็ยังคงเพิ่มขึ้นจนเท่ากับความดันที่ทางออกของอีจักเตอร์ ซึ่งผลของแบบจำลองทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน ดังนั้น shock train จะมีรูปร่างคล้ายกัน นั้นหมายถึง ที่นี่ที่ประสิทธิผล ของทั้งสองแบบจำลองจะให้ค่าใกล้เคียงกัน ถึงแม้ว่าในรูปร่าง 3 มิติ จะมีห่อหุ้ดต่อเข้ามา ก็ไม่มีผลต่อรูปแบบการไหลด และ ต้องใช้เวลาคำนวณในคอมพิวเตอร์มากกว่าแบบสมมาตรในแนวแกน ดังนั้น การศึกษาลักษณะการไหลดและคาดคะเนสมรรถนะของอีจักเตอร์ จึงใช้แบบจำลองรูปร่างแบบสมมาตรในแนวแกน เป็นหลัก

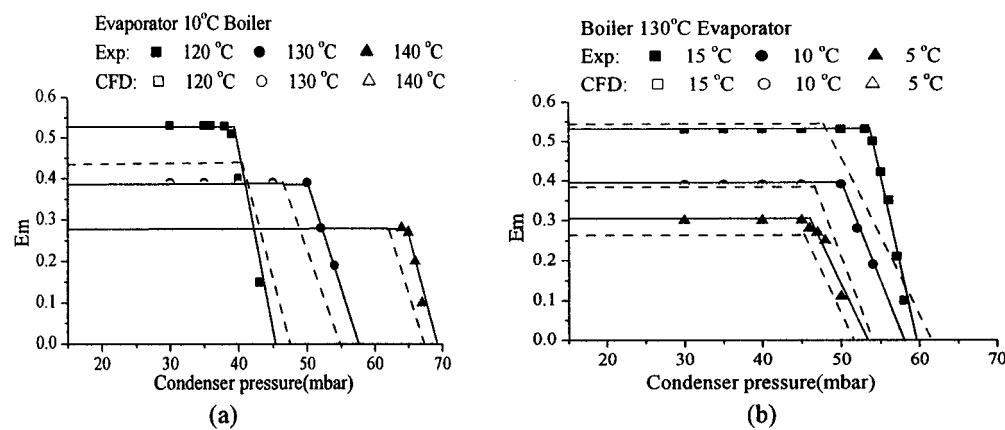


รูปที่ 6 เปรียบเทียบผลการคำนวณของแบบจำลองใน 2 มิติ (แบบสมมาตรในแนวแกน) และ 3 มิติ

636 วิระพันธ์ สีหานาม กุลเซชช์ เพียรทอง Masud Behnia ชนรัญ ศรีวีระกุล และครั้งรา อาการณ์รัตน์

การยืนยันผลกระทบของแบบจำลองเชิงตัวเลขกับผลการทดลอง

การศึกษาเปรียบเทียบพบว่าผลของ CFD และผลการทดลองนั้นให้ค่าที่ยอมรับได้ ซึ่งยืนยันได้ว่า CFD สามารถนำมาเป็นเครื่องมือช่วยในการศึกษาปรากฏการณ์ต่างๆที่เกี่ยวข้องกับอีจิกเตอร์ Chunnanond, K. (Chunnanond, K. et al., 2005) ได้เปรียบเทียบผลของ CFD และ ผลการทดลอง โดยศึกษาผลกระทบ ความดันของเครื่องความแ芬 อุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ และ เครื่องระเหย ที่มีต่อสมรรถนะของอีจิกเตอร์ดังแสดงผล ดังรูปที่ 7 พบว่า ค่า E_m และ CBP มีค่าคาดเดือนโดยค่าเฉลี่ยประมาณ 10% และ 6% ตามลำดับ จากข้อยืนยันนี้ทำให้ทราบใจได้ว่า CFD สามารถนำมาเป็นเครื่องมือสำหรับการศึกษาปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในอีจิกเตอร์ จากรูปที่ 7 เมื่อเราเพิ่มความดันและอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ จะทำให้อีจิกเตอร์สามารถทำความดันได้มากขึ้นแต่เหนี่ยวนำสารได้น้อยลง ถ้าเพิ่มความดันของเครื่องระเหย อีจิกเตอร์จะเหนี่ยวนำสารได้มากขึ้น อีกทั้งยังทำความดันได้มากขึ้นด้วย โดยทั้งการทดลองและการคำนวณเชิงตัวเลขก็ให้แนวโน้มของการเปลี่ยนแปลงเหมือนๆกัน



รูปที่ 7 เปรียบเทียบผลของ CFD กับ การทดลองที่เงื่อนไขการทำงานของ
(a) เครื่องกำเนิดไอ และ (b) เครื่องระเหย

ผลการศึกษา

เนื่องจากอีจิกเตอร์เป็นอุปกรณ์สำคัญในระบบทำความเย็นแบบอีจิกเตอร์ เพราะเป็นอุปกรณ์ที่กำหนดอัตราการไหลของสารทำความเย็นที่ผ่านเครื่องระเหย และความดันของเครื่องความแ芬 ด้วยเหตุนี้เรามีได้ทำการศึกษาพารามิเตอร์ต่างๆที่มีต่อสมรรถนะของอีจิกเตอร์ โดยทำการศึกษากับอีจิกเตอร์แบบ CPM และ CMA

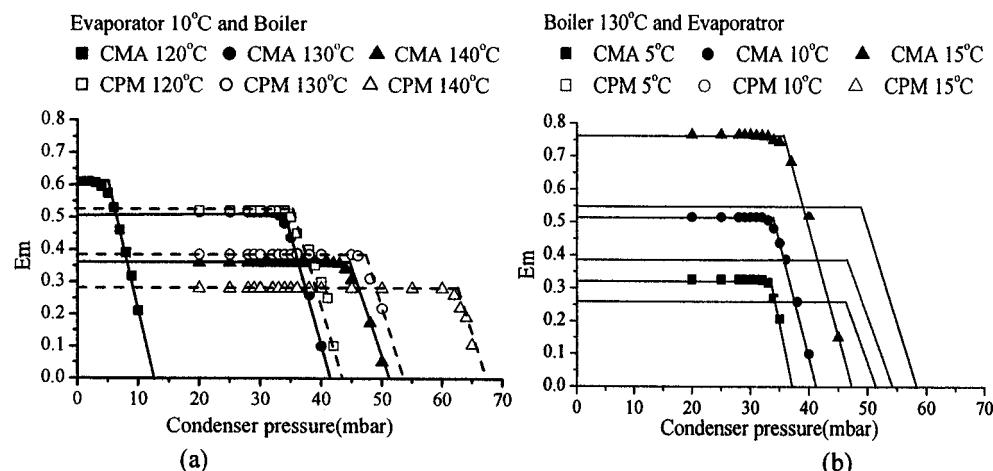
ผลกระทบต่อเงื่อนไขการทำงาน

จากหัวข้อที่ผ่านมาแสดงให้เห็นแล้วว่าผลของเงื่อนไขการทำงานในระบบทำความเย็นจะมีต่อสมรรถนะของอีจิกเตอร์แตกต่างกันไป กระบวนการทำงานเครื่องกำเนิดไอ จะส่งผลต่อกำลัง E_m และ CBP

การศึกษาและพัฒนาระบบท่ำความเย็นแบบอีจิกเตอร์โดยใช้วิธีเชิงตัวเลขสำหรับการให้ 637

หากความดันสูงขึ้นอีจิกเตอร์จะมีค่า E_m ลดลงแต่จุด CBP จะสูงขึ้น สภาวะการทำงานของเครื่องระเหยจะมีผลต่อการทำงานของอีจิกเตอร์ เช่นเดียวกับเครื่องกำเนิดไอ แต่มีความดันและอุณหภูมิของเครื่องระเหยเพิ่มขึ้นอีจิกเตอร์จะมีค่า E_m และ CBP สูงขึ้น ซึ่งแปรผันตามกัน อิทธิพลจากสภาวะการทำงานจะเกิดขึ้นกับอีจิกเตอร์ทั้งสองประเภทเหมือนกัน อีจิกเตอร์แบบ CMA จะมีความสามารถเหนี่ยวน้ำสาร (E_m) ได้ดีกว่าแบบ CPM แต่อีจิกเตอร์แบบ CMA สามารถทำความดันได้ต่ำกว่าแบบ CPM สังเกตได้จากรูปที่ 8 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า E_m กับความดันที่ทางออกของอีจิกเตอร์หรือความดันเครื่องควบแน่นที่ค่าต่างๆ ตามเงื่อนไขการทำงานของเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหย

จากรูปที่ 8(a) จะเห็นว่าการเพิ่มความดันหรืออุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอจะส่งผลต่อการเพิ่มหรือลดความสามารถในการเหนี่ยวน้ำสารและทำความดันของอีจิกเตอร์ ซึ่งทั้งสองค่าจะผูกพันกันตามการเปลี่ยนแปลงสภาวะของเครื่องกำเนิดไอ ด้วยเหตุนี้ทำให้เราเข้าใจได้มากขึ้นว่ารูปร่างของมนุษย์ตัวที่ปากทางออกของอีจิกเตอร์จะมีผลต่อความสามารถการเหนี่ยวน้ำสารและทำความดันของอีจิกเตอร์โดยตรง ในท่านองค์ลักษณ์ จากรูปที่ 8(b) แสดงให้เห็นสภาวะของเครื่องระเหยที่มีต่อสมรรถนะของอีจิกเตอร์ ซึ่งให้ผลในทางกลับกันกับเครื่องกำเนิดไอ



รูปที่ 8 ผลกระทบของเงื่อนไขการทำงานที่มีต่อสมรรถนะของอีจิกเตอร์
(a) เครื่องกำเนิดไอ (b) เครื่องระเหย

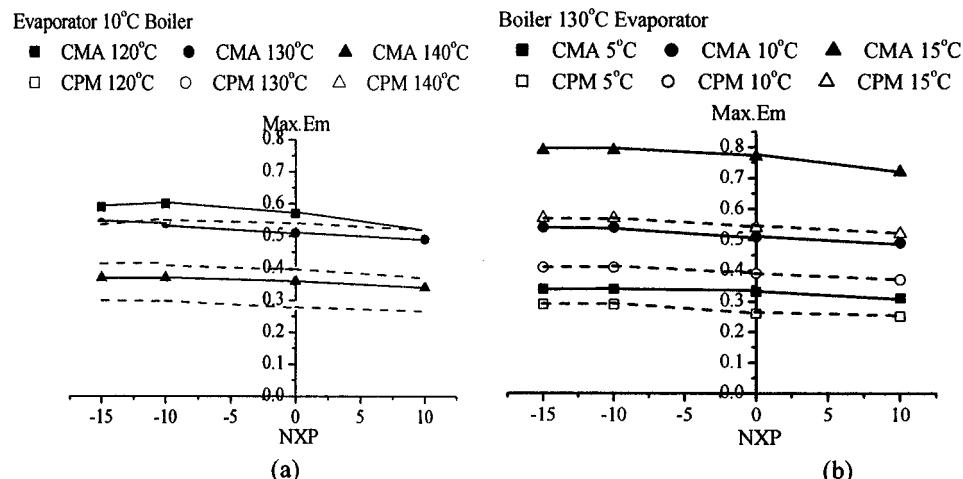
ผลกระทบจากรูปร่างของอีจิกเตอร์

ผลกระทบของ NXP ต่อสมรรถนะของอีจิกเตอร์

ในการศึกษาผลกระทบของตำแหน่งปากทางออกของหัวฉีด (NXP) จะทำการจำลองการให้และคาดการณ์สมรรถนะของอีจิกเตอร์ทั้งสองประเภทตามเงื่อนไขการทำงานต่างๆ เช่น ผลกระทบของเครื่องกำเนิดไอ เครื่องระเหย และเครื่องควบแน่น รูปที่ 9 แสดงผลกระทบของเครื่องกำเนิดไอที่ตำแหน่งหัวฉีด (Nozzle Exit Position, NXP) ค่าต่างๆ ที่มีต่อการเหนี่ยวน้ำสูงสุด (Maximum entrainment ratio, Max. E_m) พบว่าเมื่อถอยหัวฉีดออกจากทางเข้าห้องผสมทำให้อีจิกเตอร์สามารถ

638 วิระพันธ์ สีหานาม กุลเซชชู เพียรทอง Masud Behnia ธนารัช ศรีวีระกุล และศรัทธา อาการนรัตน์

เห็นได้ชัดเจนว่า ผลการทดสอบของหัวฉีดที่มีต่อสมรรถนะของอีจेकเตอร์ สำหรับหัวฉีดที่มีค่า NXP = 0 mm และความยาวของห้องผสม = 125 mm ตามรูปที่ 4 ใช้กับอีจेकเตอร์ทั้งสองรูปร่าง คือ อีจेकเตอร์แบบ CPM และ CMA โดยทดสอบผลกระบวนการเช่นเดียวกับหัวฉีดที่ผ่านมา

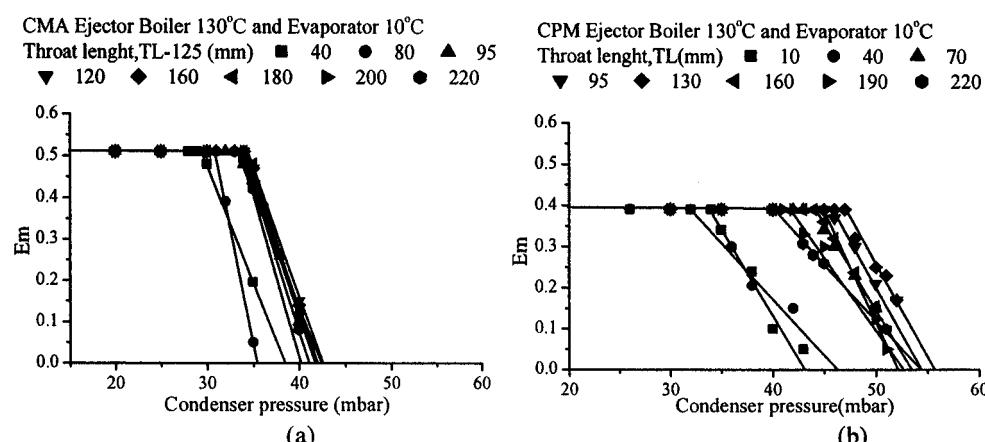


รูปที่ 9 ผลกระทบของต่ำแหน่งหัวฉีดที่มีต่อสมรรถนะของอีจेकเตอร์

(a) เครื่องกำเนิดไฟ (b) เครื่องระเหย

ผลกระทบของความยาว Throat ต่อสมรรถนะของอีจेकเตอร์

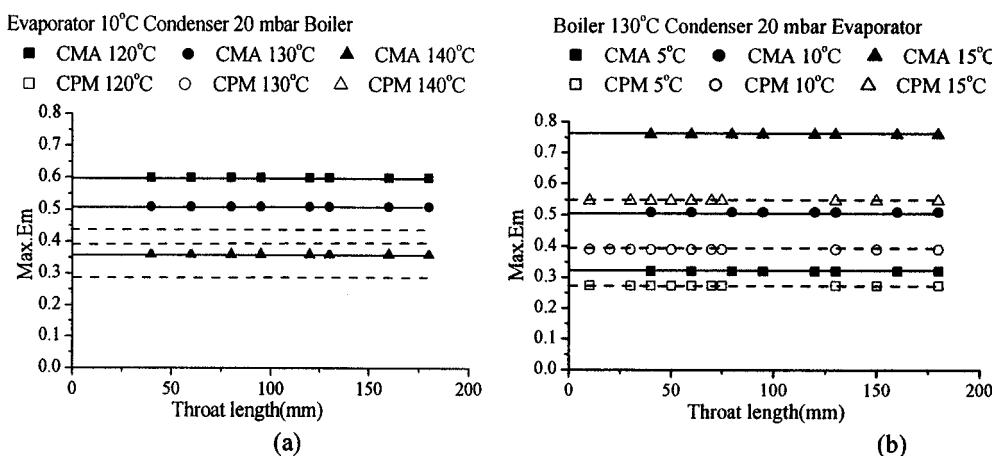
รูปร่างอีจेकเตอร์ที่สำคัญในการศึกษาอิทธิพลของความยาวบริเวณพื้นที่หน้าตัดคงที่ (TL) มีค่า $NXP = 0 \text{ mm}$ และ ความยาวของห้องผสม = 125 mm ตามรูปที่ 4 ใช้กับอีจेकเตอร์ทั้งสองรูปร่าง คือ อีจेकเตอร์แบบ CPM และ CMA โดยทดสอบผลกระบวนการเช่นเดียวกับหัวฉีดที่ผ่านมา



รูปที่ 10 ผลกระทบของความยาว throat ที่มีต่อความสามารถทำความดันของอีจेकเตอร์

(a) CMA (b) CPM

จากรูปที่ 10 แสดงผลกระทบของ TL ต่อสมรรถนะอีจิกเตอร์ที่เงื่อนไขการทำงานต่างๆ พบว่า เมื่อ TL ยานมากขึ้น จุด CBP จะเพิ่มขึ้นแต่ความสามารถในการเหนี่ยวนำจะคงที่ จากรูปที่ 10 (a) อีจิกเตอร์แบบ CMA ให้ค่า TL-125 ที่ให้ค่า CBP สูงสุดอยู่ที่ประมาณ 95-120 mm. และ จากรูปที่ 10(b) พบว่า TL อยู่ที่ประมาณ 130 mm. ที่ทำให้ CPM มีค่า CBP สูงสุด ซึ่งหากค่า TL เกินค่าเหล่านี้ไป CBP จะลดลง รูปที่ 11 และ 12 แสดงอิทธิพล ของ TL และ สภาวะเงื่อนไขที่มีต่อค่า Max.E_m ที่อีจิกเตอร์ทำได้ พบว่าการเพิ่มค่า TL จะไม่ทำให้ค่า E_m เปลี่ยนแปลง ทำให้ยืนยันได้ว่า TL จะไม่ส่งผลให้อีจิกเตอร์ เหนี่ยวน้ำสารเปลี่ยนแปลง



รูปที่ 11 ผลกระทบของความยาว TL ที่มีต่อค่า E_m สูงสุดของอีจิกเตอร์

(a) เครื่องกำเนิดไอ (b) เครื่องระเหย

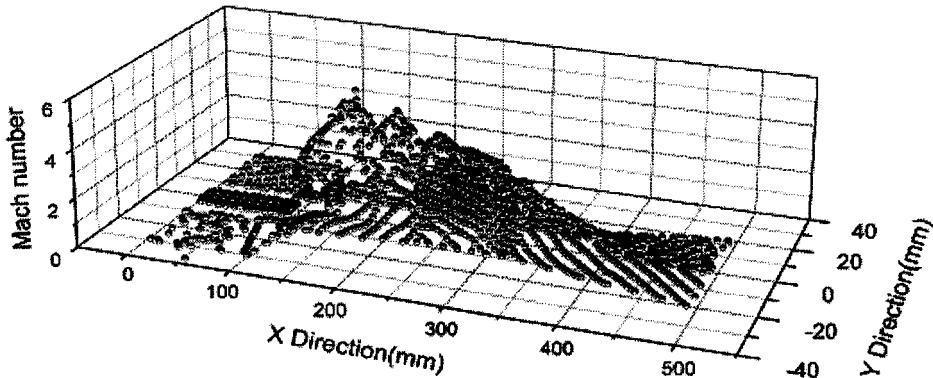
จากการศึกษาข้างต้นทำให้เราทราบถึงผลกระทบต่างๆ ที่มีต่ออีจิกเตอร์ ทั้งที่เกิดจากสภาวะการทำงานและรูปร่างของอีจิกเตอร์เอง โดยใช้ CFD เป็นเครื่องมือช่วยคาดคะเนสมรรถนะ ตามเงื่อนไขต่างๆ ทำให้เราเข้าใจผลต่างเหล่านั้นมากขึ้น นอกจากนี้แล้วผลที่ได้จาก CFD ทำให้เราทราบได้ว่า ปรากฏการณ์การไหลที่เกิดขึ้นภายใต้อีจิกเตอร์เป็นอย่างไร ในลำดับต่อไปเราจะได้นำผลดังกล่าวมา วิเคราะห์และวิจารณ์ผลกับสิ่งที่เกิดขึ้นโดยเชื่อมโยงกับการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะของอีจิกเตอร์ ตาม พารามิเตอร์ต่างๆ

อภิปรายผลการศึกษา

ปรากฏการณ์การไหลที่เกิดขึ้นในอีจิกเตอร์

ความสามารถของเห็นภาพปรากฏการณ์ไหลที่เกิดขึ้นกับอีจิกเตอร์ ถือเป็นข้อได้เปรียบของผลที่ได้จาก CFD ซึ่งจะทำให้เราสามารถเข้าใจผลกระทบของพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีต่ออีจิกเตอร์ได้มากขึ้น

640 วิระพันธ์ สีหานาม กุลเซชญ์ เพียรทอง Masud Behnia ธนรัช ศรีวีระกุล และครั้งรา อารอนเรตัน



รูปที่ 12 เลขมัค ของอีจิกเตอร์ในระบบแกน 3 มิติ

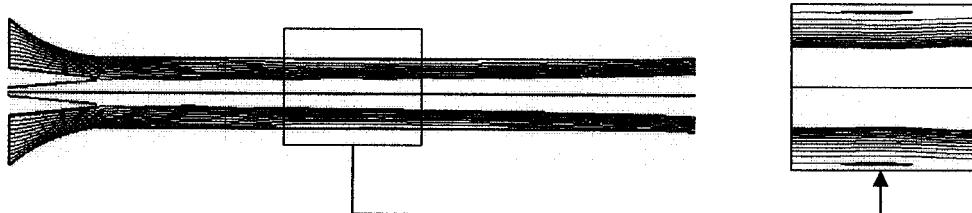
รูปที่ 12 แสดงกราฟ 3 มิติของเลขมัค (Mach number) ที่ ต่าแห่งแกน X และ Y ของอีจิกเตอร์โดยเป็นเงื่อนไขการทำงานที่ เครื่องกำเนิดไอมีอุณหภูมิ 130°C , เครื่องระเหยมีอุณหภูมิ 10°C และ ความดันของเครื่องควบแน่น 30 mbar จากกราฟพบว่า ความเร็วอีจิกเตอร์จะสูงพร้อมกับการสั่นสูงต่าจันสังเกตเห็นได้ชัด ที่บริเวณเล้นแกนและ ปากทางออกของหัวฉีด และจะลดลงเรื่อยๆ เมื่อยื่นไกล์บริเวณผนังและปากทางออกของอีจิกเตอร์ นอกจากนี้ยังพบว่า ความเร็วที่บริเวณห่อคูดมีค่าน้อยมาก เมื่อเทียบกับที่บริเวณภายในอีจิกเตอร์ ดังนั้นความสามารถสมมติได้ว่าความเร็วของสารทำงานเกือบทุกนิ่ง ก่อนที่จะเข้าห้องผสมของอีจิกเตอร์ ความแตกต่างระหว่างความเร็วของสารระหว่างบริเวณไกล์ผนัง กับแกนกลาง ทำให้ในช่วงแรกสารทั้งสองแยกขันในหลักน้อยชัดเจนที่บริเวณห้องผสม สารความเร็วสูง จะเสมือนเป็นแผ่นของห่อคูดให้สารทุติดภูมิเกิดปรากฏการณ์ choking

ความเร็วที่ห่อคูดเมื่อเปรียบเทียบกับบริเวณห้องผสมจะถึงปากทางออกของอีจิกเตอร์มีค่าต่ำกว่ามาก ทำให้ลักษณะรูปร่างของห่อคูด มีผลต่อการไหลและการเปลี่ยนแปลงสมบัติการไหลโดยรวมน้อยมาก ด้วยเหตุนี้เองผลของการจำลองการไหลแบบ แบบสมมาตรในแนวแกน (ไม่ร่วมห่อคูด) กับ 3 มิติ ให้ผลไกล์เดียวกัน เนื่องจากความเร็วสารต่ำมากๆ ความหนืดของสารจึงมีค่าน้อย ทำให้รูปร่างการไหลไม่แตกต่างกัน ดังนั้นการจำลองการไหลรูปร่างแบบสมมาตรในแนวแกน สำหรับอีจิกเตอร์ จึงน่าจะเพียงพอแล้ว

การไหลย้อนกลับที่สภาวะความดันที่ปากทางออกสูง

การศึกษาปรากฏการณ์การไหลในอีจิกเตอร์โดยท้าไปแล้วเราจะพยายามทำความเข้าใจในช่วง การออกแบบ (on design conditions) ซึ่งเป็นช่วงที่ค่า E_m คงที่เมื่อความดันปากทางออก (back pressure) เพิ่มขึ้นโดยไม่เกินจุด CBP แต่อย่างไรก็ตามการทราบถึงปรากฏการณ์นอกช่วงการออกแบบ (off design condition) จะทำให้เราเข้าใจปรากฏการณ์ในอีจิกเตอร์ได้ดียิ่งขึ้น

รูปที่ 13 แสดงลายเส้นการไหล (path line) ของสารปฐมภูมิที่ความดันปากทางออกอยู่ในช่วงของการออกแบบของอีจิกเตอร์แบบ CMA จะเห็นได้ว่าสารทุติยภูมิจะเกิดการไหลย้อนกลับ (reverse flow) หลังตำแหน่งของพื้นที่ประสิทธิผล ทำให้สารทุติยภูมิที่ถูกเหนี่ยวนำมาเผชิญกับการสูญเสียพลังงาน การไหลที่บริเวณดังกล่าว ทำให้อัตราการไหลลดลง (ค่า E_m ลดลง)

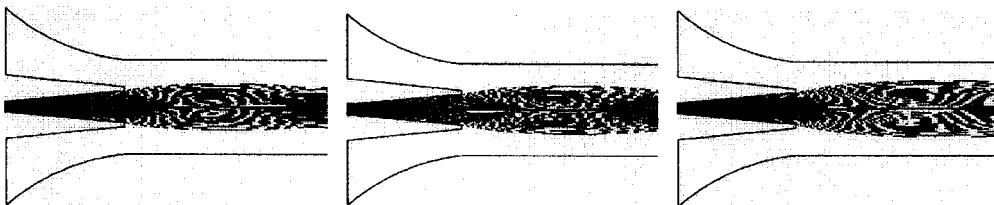


รูปที่ 13 ลายเส้นแสดงการไหลที่เกิดขึ้นเมื่อความดันของเครื่องควบคุมสูงขึ้น

โดยปกติแล้ว การเกิดการไหลย้อนกลับ จะเกิดขึ้นอยู่แล้วในอีจิกเตอร์บริเวณห่อกระจาดตัว เพื่อลดความเร็ว และทำความดันให้ได้เท่ากันที่ปากทางออก แต่การที่การไหลวนย้อนกลับเกิดที่ห้องสมน หรือ throat จะทำให้การเหนี่ยวนำสารของอีจิกเตอร์ลดลง เพราะการสูญเสียพลังงานไปกับการไหลวนนั้นเอง จากเหตุดังกล่าวทำให้เราต้องใส่ใจกับการเกิดการไหลย้อนกลับ ในการออกแบบรูปร่าง อีจิกเตอร์ ซึ่งไม่ควรให้เกิดขึ้น บริเวณที่กล่าวไว้ข้างต้น ซึ่งในทางปฏิบัติเก็บเป็นไปได้ยากมากที่จะทราบได้ ดังนั้นการนำ CFD เข้ามาช่วยจึงเป็นทางออกของการแก้ปัญหานี้ได้เป็นอย่างดี

ผลของพื้นที่ประสิทธิผล ที่มีต่อสมรรถนะของอีจิกเตอร์

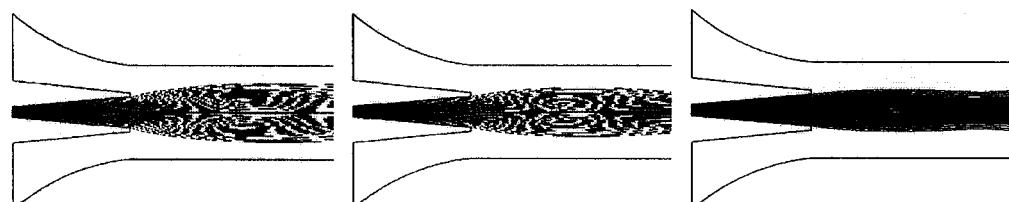
ผลที่แสดงໄດ้ใน CFD ทำให้เราเข้าใจสิ่งที่เกิดขึ้นในอีจิกเตอร์ขณะของไหลวิ่งผ่านได้มากยิ่งขึ้น โดยเฉพาะการเกิดพื้นที่ประสิทธิผล (แสดงดังรูปที่ 3) ซึ่งเป็นปรากฏการณ์สำคัญ ที่บ่งชี้สมรรถนะของ อีจิกเตอร์ และ ยังเป็นข้อถกเถียงกันอย่างกว้างขวางในปัจจุบันถึงปัจจัยต่างๆ ที่มีอิทธิพลต่อการเกิด พื้นที่ประสิทธิผล โดยผล CFD สามารถแสดงให้เห็น ลายเส้นการไหล ของสารปฐมภูมิ ซึ่งส่วนหนึ่ง ของห่อคุตดที่เหนี่ยวนำสารทุติยภูมิ จากผลของ CFD ทำให้เราทราบว่าพื้นที่ประสิทธิผลจะขึ้นอยู่กับ เนื่องจากการทำงานของอีจิกเตอร์ ทั้งที่ทางเข้าหัวฉีดและห่อคุต รูปที่ 14 และ 15 แสดงมุมขยายตัว ของ jet-core บริเวณปากหัวฉีด ที่สภาวะของเครื่องกำเนิดไอและเครื่องระเหยต่างๆ ตามลำดับ



รูปที่ 14 รูปร่าง jet-core ที่ปากทางออกของหัวฉีดที่อุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ

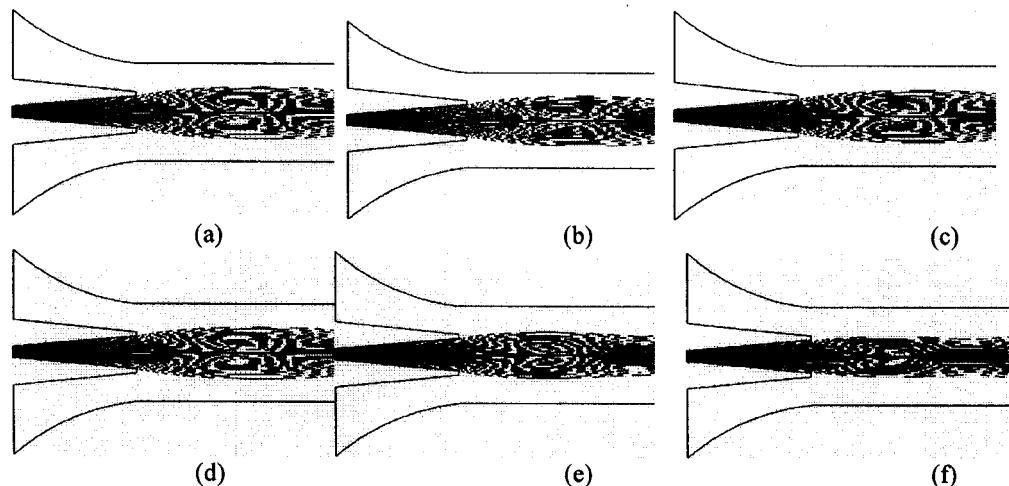
(a) 120°C , (b) 130°C และ (c) 140°C

642 วิระพันธ์ สีหานาน กุลเซชช์ เพียรทอง Masud Behnia ธนารัตน์ ศรีวีระกุล และศรัทธา อาภรณ์รัตน์



รูปที่ 15 รูปร่าง jet-core ที่ปากทางออกของหัวฉีดที่อุณหภูมิของเครื่องระเหย
(a) 5°C , (b) 10°C และ (c) 15°C

จากรูปที่ 14 แสดงให้เห็นว่าเมื่ออุณหภูมิหรือความดันที่ทางเข้าหัวฉีดมีค่ามากขนาดของ มุม ขยายตัว มีขนาดโตขึ้น สังเกตที่ขนาดของรูปร่าง jet-core ที่อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอที่ค่า 140°C (รูป 14 (c) มีขนาดโตกว่าที่อุณหภูมิ 120°C ด้วยเห็นนี้ พื้นที่ประสิทธิผลจึงมีขนาดเล็กกว่า ทำให้เห็นว่าสาร ทุติยภูมิได้น้อย อย่างไรก็ตามเมื่อความดันของสารปฐมภูมิมีค่าสูง ไมemenดัมของการไหลจะมีมาก ความ ดันที่อีจิกเตอร์ทำได้จึงมีค่าสูงตามด้วย ดังผลใน รูปที่ 8 (a) รูปที่ 15 แสดงภาพความสัมพันธ์ระหว่าง スペースของที่ทางเข้าของสารทุติยภูมิกับขนาดของ jet-core ซึ่งพบว่าเมื่ออุณหภูมิหรือความดันของสาร ที่มาจากการอีจิกเตอร์ได้เพิ่มความดันของสารทุติยภูมิให้สูงขึ้น จะมีขนาดเล็กลงส่งผลต่อการเห็นว่าสารได้ดีขึ้น นอกจากนี้แล้วการเพิ่มความดันของสารทุติยภูมิให้สูงขึ้น ทำให้อีจิกเตอร์สามารถทำความดันได้สูงขึ้น ตามด้วย ดังเห็นได้จากรูปที่ 8 (b) จากรูปที่ 14 และ 15 ทำให้เรารู้และเข้าใจได้ว่าเงื่อนไขการทำงาน ของทางเข้าอีจิกเตอร์ จะส่งผลต่อขนาดของพื้นที่ประสิทธิผล และ สมรรถนะของอีจิกเตอร์ โดยตรง



รูปที่ 16 รูปร่าง jet core ที่ปากทางออกของหัวฉีดที่ความดันของเครื่องควบแน่น
(a) 20 mbar , (b) 25 mbar , (c) 30 mbar , (d) 35 mbar (CBP), (e) 38 mbar และ (f) 40 mbar

เมื่อเราทำการศึกษาผลกระทบของสภาวะที่ปากทางออกของอีจิกเตอร์ (back pressure) ดังแสดงในรูปที่ 16 ซึ่งแสดงผลความดันของเครื่องควบคุม เพิ่มขึ้นในช่วงการออกแนว ก่อนจุด CBP ขนาดของมุนขยายตัวจะไม่มีการเปลี่ยนแปลง ด้วยเหตุนี้ค่า E_m ของอีจิกเตอร์จะมีค่าคงที่ ในช่วงความดันนี้ แต่เมื่อเพิ่มขึ้นเฉลี่ยจุด CBP ค่า E_m จะเปลี่ยนแปลงตามความดันนั้น ซึ่งพื้นที่ประสิทธิผล จะมีขนาดโตขึ้น แต่ไม่ทำให้อีจิกเตอร์สามารถเห็นได้มากขึ้น เพราะการสูญเสียพลังงานของการไหล

จากข้อมูลและเหตุผลด้านบนทำให้เราเข้าใจได้ว่า ที่เงื่อนไขการออกแนว (ก่อนจุด CBP) เงื่อนไขการทำงานของอีจิกเตอร์ที่ทางเข้า จะส่งผลต่อขนาดของพื้นที่ประสิทธิผล โดยจะไม่ขึ้นกับความดันที่ปากทางออกเลย แต่ย่างไรก็ตามเมื่อความดันปากทางออกมีค่าเกินจุด CBP ความดันที่ปากทางออกจะมีผลต่อค่า E_m ให้ลดลง เพราะการสูญเสียพลังงานสำหรับการไหลวน แม้ว่าขนาดของพื้นที่ประสิทธิผล จะโตขึ้นก็ตาม

ผลของการบวนการที่เกิดในห้องผสมที่มีต่อสมรรถนะของอีจิกเตอร์

การผสมกันระหว่างสารทุติยภูมิกับปฐมภูมิ เป็นกระบวนการส่งถ่ายพลังงานโมเมนตัมระหว่างห้องสองสารผ่านชั้น (layer) ของของไหล ซึ่งประสิทธิภาพของกระบวนการ จะมีผลกับความดันที่อีจิกเตอร์ทำได้ โดยขึ้นอยู่กับปัจจัยหลัก 2 อย่างก็คือ อันที่ 1 ขนาดของห้องผสมหากขนาดห้องผสมมีขนาดใหญ่ก็ก็ไม่สามารถดำเนินการได้สูงกว่าแบบ CMA เพราะขนาดของห้องผสมที่เล็กกว่า แต่ย่างไรก็ตามการที่ห้องผสมมีขนาดเล็กเกินไปจะทำให้พื้นที่ประสิทธิผล มีขนาดเล็ก ค่า E_m จึงมีค่าน้อยลง ปัจจัยที่ 2 คือระยะเวลาของการถ่ายเทพลังงานระหว่างสองสาร หากมีเวลาเพียงพอ การถ่ายเทพลังงานจะสมบูรณ์มากกว่าที่ระยะเวลาสั้นๆ ยืนยันได้จากการเปลี่ยนแปลงค่า TL ที่มีต่อสมรรถนะของอีจิกเตอร์ ในรูปที่ 10 และ 11 ซึ่ง TL จะทำให้อีจิกเตอร์ทำความดันได้สูงขึ้น แต่ไม่มีผลต่อพื้นที่ประสิทธิผล เพราะค่า E_m คงที่ อย่างไรก็ตามการเพิ่มความยาวมากเกินไปจะเป็นการเพิ่มการสูญเสียพลังงานของการไหลได้เช่นกัน ดังนั้นหากยาวมากเกินไปความดันที่อีจิกเตอร์ทำได้อาจกลับได้เช่นกัน

สรุปผลการศึกษา

การศึกษานี้ เราได้นำเอารายเบียนวิธีการทางตัวเลขสำหรับการไหล เข้ามาช่วยศึกษาพฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นกับอีจิกเตอร์ โดยทำการจำลองรูปร่างแบบ แบบสมมาตรในแนวแกน และ 3 มิติ ที่คิดรูปร่างของหอดูดด้วย พบว่าหอดูดมีผลกับรูปแบบการไหลในอีจิกเตอร์น้อยมาก เนื่องจาก ผลของห้องสองแบบจำลองมีค่าใกล้เคียงกัน CFD ทำให้เราเห็นภาพประกายการณ์การไหลที่เกิดขึ้น ซึ่งเป็นทำได้ยากในการทดลองจริง ทำให้เราได้เห็นอิทธิพลของเงื่อนไขการทำงานที่มีต่อการเกิดพื้นที่ประสิทธิผลซึ่งเกี่ยวข้องกับสมรรถนะอีจิกเตอร์โดยตรง นอกจากนี้แล้วเรายังสามารถใช้ CFD ช่วยในการคาดคะเนสมรรถนะของอีจิกเตอร์ได้เนื่องจากผลของการทดลองกับผล CFD ให้ค่าที่ใกล้เคียงกัน ผลการศึกษาที่ได้สามารถใช้เป็นข้อมูล เพื่อการออกแบบอีจิกเตอร์ให้เหมาะสมกับสภาวะการทำงานให้ดีที่สุดอีกด้วย

644 วิระพันธ์ สีหานาม กุลเชษฐ์ เพียรทอง Masud Behnia ชานรัช ศรีวีระกุล และศรัตตรา อาการโนรัตน์

เอกสารอ้างอิง

- Chunnanond, K. 2005. "A study of steam ejector refrigeration cycle, parameters affecting performance of ejector". **Ph.D. Thesis**, Sirindhorn International Institute of Technology University Thailand
- Chunnanond, K. and Aphornratana, S. 2004. "An experimental investigation of a stream ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector". **Applied Thermal and Energy**. 24:311-322.
- Keenan, J.H. and Neumann, E.P. 1942. "A simple air ejector". **Transactions of the ASME. Journal of Mechanics**. 64:75-81.
- Keenan , J.H., Neumann, E.P. and Lustwerk. 1950. "An investigation of ejector design by analysis and experiment" **Transactions of the ASME. Journal of Mechanics**. 72 : 299-309.
- Munday, J.T. and Bagster, D.F. 1997 . "A new theory applied to steam jet refrigeration". **Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development**.16(4) : 442-449.
- Riffat, S.B. and Omer, S.A. 2001. "CFD modeling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid". **International Journal of Energy Research**. 25:115 -128.
- Rusly, E., Lu Aye., Charters, W.W.S., Ooi, A. and Pianthong, K. 2002. "Ejector CFD modelling with real gas model" **Proceedings of the 16th Annual conference of Mechanical Engineering Network Thailand**, Phuket, Thailand : Paper TF 136.
- Seehanam, W., Sahumin, K.,Pianthong, K. and Behnia, M. 2005. "Prediction of flow characteristic and performance of steam ejector in refrigeration cycle using CFD". **Proceedings of the 8th Asian Symposium on Visualization**, Chiangmai, Thailand : Paper 10.

ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ นาย วิระพันธ์ สีหานาม (Mr. Wirapan Seehanam) —————
 เกิดเมื่อวันที่ 23 สิงหาคม 2523 อายุ 25 ปี สถานภาพ โสด
 ภูมิลำเนา อยู่บ้านเลขที่ 47 หมู่ที่ 8 ตำบล นาคุ่ อ. นาแก จ. นครพนม
 รหัสไปรษณีย์ 48130 E-mail: wirapan_seehanam@yahoo.com
ประวัติการศึกษา สำเร็จการศึกษาในระดับมัธยมศึกษาตอนต้น และตอนปลาย สาย
 วิทยาศาสตร์-คณิตศาสตร์ ที่โรงเรียนนาแกพิทยาคม สำเร็จการศึกษา¹
 ระดับปริญญาตรี สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
 มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี

บทความทางวิชาการ

1. K. Pianthong, W. Seehanam, K. Chunnanond, S. Aphornratana, M. Behnia, "Prediction of performance and flow behavior of steam ejector using computational fluid dynamics techniques," Proceedings of the 8th Annual National Symposium on Computational Science and Engineering (ANSCSE8), at Nakorn Ratchaseema, Thailand , 21-23 July 2004, paper no. CFDM-028.(National)
2. W. Seehanam, K. Pianthong, M.Behnia, K. Chunnanond, and S. Aphornratana, "Simulation on performance of CPM and CRMC steam ejectors using CFD technique," Proceedings of the 18th Annual Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, Khonkaen, 18-20 October, 2004, paper no. CST29. (National)
3. W. Seehanam, K. Sahumin, K. Pianthong and M. Behnia, "Prediction of flow characteristic and performance of steam ejector in refrigeration cycle using CFD," Proceedings of the 8th Asian Symposium on Visualization (8ASV), 23-27 May. 2005, Chiangmai, Thailand. (International)
4. W. Seehanam, K. Pianthong, T. Sriveerakul, S. Aphornratana, and M.Behnia, "Design and test of CRMC steam ejector in refrigeration system," Proceedings of the 19th Annual conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, Phuket, 19-21 October, 2005, paper no. CST043. (National)
5. วิระพันธ์ สีหานาม, ถูลเซมส์ เพียรทอง, Masud Behnia, ธนารัฐ ศรีวีระกุล และ ศรัทธา อาการล์ตัน. "การศึกษาและพัฒนาระบบททำความเย็นแบบอีจิกเตอร์โดยใช้วิธีเชิงตัวเลขสำหรับการให้ผล," วิศวกรรมสาร มข. ปีที่ 33 ฉบับที่ 6 (629-644) 2549. (National journal)