

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การศึกษาออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อดึงความร้อนทิ้ง
กลับมาใช้งานสำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

THE DESIGNING AND MANUFACTURING HEAT EXCHANGER TO RECOVERY
HEAT FOR GAS TURBINE ENGINE



เลขหมู่.....
เลขทะเบียน...119544...
วัน,เดือน,ปี...- 8 S.A. 2554

b.....
i.....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2553

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2553

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อดึงความร้อนทิ้ง
กลับมาใช้งานสำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

THE DESIGNING AND MANUFACTURING HEAT EXCHANGER TO RECOVERY HEAT FOR
GAS TURBINE ENGINE

ผู้จัดทำ

1. นาย จิตรดิศก ประสิทธิ์เสรีฐ - รหัสประจำตัว 50010224
2. นาย ฉัตรเฉลิม ร่วมเจริญชัย - รหัสประจำตัว 50010271
3. นาย ชวลิต กาพภักดี - รหัสประจำตัว 50010328



อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ. ดร. จารุวัตร เจริญสุข)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้งานสำหรับ
เครื่องยนต์กังหันแก๊ส

นายจิตรติลก	ประสิทธิ์เสริฐ	50010224
นายฉัตรเฉลิม	ร่วมเจริญชัย	50010271
นายชวลิต	ภาพภักดี	50010328
รศ. ดร.จารุวัตร	เจริญสุข	อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2553		

บทคัดย่อ

โครงการนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษาออกแบบและสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่ออุ่นอากาศที่ผ่านการอัดตัวจากเครื่องอัดอากาศสำหรับใช้ในห้องเผาไหม้เครื่องยนต์กังหันแก๊ส โดยทำการออกแบบและสร้างห้องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบร่วมแกนกับห้องเผาไหม้เดิมซึ่งดัดแปลงส่วนกระจายอากาศของห้องเผาไหม้ให้เชื่อมต่อกับห้องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างขึ้น โดยใช้รูปแบบการไหลแบบทิศทางเดียวกันระหว่างก๊าซไอเสียที่จากห้องเผาไหม้กับอากาศที่ไหลผ่านการอัดตัวจากเครื่องอัดอากาศเข้ามายังห้องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการออกแบบ อาศัยทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนและหลักการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้ในการคำนวณ รวมทั้งอาศัยการจำลองลักษณะการไหลของไอดีและไอเสีย ซึ่งคำนึงถึงความดันตกเมื่อของไหลทั้งสองไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน, จำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยวิเคราะห์อุณหภูมิทางออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของของไหลทั้งสอง โดยใช้โปรแกรมแกมบิตและแอนซิส เป็นเครื่องมือในการนำมาวิเคราะห์แนวทางก่อนสร้างอุปกรณ์จริงด้วย โดยในการคำนวณและการใช้โปรแกรมจำลองตั้งเป้าไว้ว่า งานที่ต้องใช้เพื่อขับเคลื่อนของไหลให้ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้จะต้องไม่เกิน 30% ของความร้อนที่สามารถดึงกลับมาใช้ได้ หลังจากนั้นสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและทดลองเปรียบเทียบผลการทดลอง กับผลจากการคำนวณและผลการจำลองของโปรแกรม

**THE DESIGNING AND MANUFACTURING HEAT EXCHANGER TO RECOVERY HEAT
FOR GAS TURBINE ENGINE**

Jitdilok Prasitsurt 50010224
Chatchalearm Ruamchareonchai 50010271
Chavalit Khanpakdee 50010328
Assoc.Prof.Dr. Jaruwat Chareonsuk Advisor

ABSTRACT

This project is aimed to study, design and manufacture a heat exchanger for warming the air that pass from the compressor for use in the combustion chamber of gas turbine. The heat exchanger is designed associated with original combustion chambers that modify the former part of air-diffuser to connect with the heat exchanger. The design of heat exchanger use parallel flow between exhaust gas and compressed air. Heat transfer theory, Heat exchanger design theory, GAMBIT and ANSYS program are applied to analyze the heat transfer before manufacturing. Both fluid temperature at the outlet of heat exchanger and pressure drop are considered. The target of our design is the pumping power must be less quantity than 30 percent of heat recovery.

กิติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี โดยมี รศ.ดร.จากรุวัตร เจริญสุข ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษา ได้ให้คำแนะนำ สั่งสอน เอาใจใส่และช่วยเหลือ เสนอแนะแนวทางที่ถูกต้องเรื่อยมาตลอดเวลาในการศึกษาโครงการนี้ ผู้เขียนขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่มอบทุนสนับสนุนในการทำโครงการ และภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลที่สนับสนุนเรื่องสถานที่และเครื่องมือที่ใช้ในการทำโครงการ

ขอขอบคุณเพื่อนนักศึกษาปริญญาโทที่อยู่ในความดูแลของ อาจารย์ จากรุวัตร เจริญสุข ทุกคน ที่คอยให้คำแนะนำ ช่วยเหลือ และข้อมูลต่างๆ ในการทำโครงการตลอดมา

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากปริญญานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดา มารดา ซึ่งเป็นที่รักและเคารพของข้าพเจ้ายิ่ง ตลอดจนอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้ข้าพเจ้ามาตลอด

นายจิตรดิศก ประสิทธิ์เสรีฐ
นายฉัตรเฉลิม ร่วมเจริญชัย
นายชวลิต กาพภักดี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญรูป	VIII
สารบัญตาราง	XII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	3
1.3 ขอบเขตการศึกษาโครงการ	3
1.4 ขั้นตอนการดำเนินโครงการ	4
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	4
บทที่ 2 ทฤษฎีเครื่องยนต์กังหันแก๊ส	5
2.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์	5
2.2 วัฏจักรในอุดมคติ (Ideal cycle)	6
2.3 วัฏจักรที่แท้จริง (Actual cycle)	7
2.4 วัฏจักรเครื่องยนต์กังหันแก๊สเมื่อเพิ่ม Heat Recovery	9
2.5 การวัดและคำนวณคุณสมบัติของของไหลที่ตำแหน่งต่างๆในเครื่องยนต์กังหันแก๊ส	10
2.5.1 การวัดอุณหภูมิของของไหล (Fluid temperature)	10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
2.5.2 การวัดความดันของการไหลของของไหล (Fluid flow pressure)	11
2.5.3 การคำนวณหาความเร็วการไหล (Velocity flow)	12
2.5.4 การคำนวณหาความหนาแน่นของอากาศหลังจากถูกอัดโดยประมาณ (Compressed air approximated density)	13
2.5.5 การคำนวณอัตราการไหลเชิงมวลของของไหล (Fluid mass flow rate)	14
2.5.6 ทฤษฎีการหาอัตราการไหลของเชื้อเพลิง (Fuel mass flow rate)	14
บทที่ 3 ทฤษฎีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและการออกแบบ	17
3.1 ประเภทของการถ่ายเทความร้อน	17
3.1.1 การนำความร้อน	17
3.1.2 การพาความร้อน (Convection)	19
3.1.3 การแผ่รังสีความร้อน	21
3.2 การสูญเสียภายในท่อ	21
3.2.1 การสูญเสียหลัก	22
3.2.2 การสูญเสียรอง	23
3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	24
3.3.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน (cross-flow heat exchanger)	24
3.3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (shell and tube) ท่อซ้อนกัน (concentric pipe)	25
3.4 ทฤษฎีการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	26
3.4.1 การพาแบบบังคับสำหรับการไหลภายในท่อ	26
3.4.2 การถ่ายเทความร้อนในท่อผิวเรียบ	28
3.4.3 การไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อซ้อนกันรูปวงแหวน	29

สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
3.4.4 การสมดุลพลังงาน(กรณีการถ่ายเทความร้อนที่ผิวคงที่)	30
3.4.5 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหล	31
3.4.6 ความดันตกคร่อมและงานที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนของไหล	33
3.4.7 วิธีการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	34
3.4.8 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน	37
บทที่ 4 การคำนวณและการออกแบบ	39
4.1 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	39
4.1.1 ส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	39
4.2 การคำนวณหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	41
4.2.1 ขั้นตอนการคำนวณ	41
4.2.2 ตัวอย่างการคำนวณ	43
บทที่ 5 การจำลองและวิเคราะห์ผลการออกแบบด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์	51
5.1 การเตรียมแบบจำลอง	51
5.1.1 การเตรียมแบบจำลองในขั้นตอนการร่างแบบ	51
5.1.2 การสร้างเอลิเมนต์ในแบบจำลอง	53
5.2 การจำลองการออกแบบ	55
5.2.1 การเตรียมแบบจำลองในขั้นตอนการประมวลผล	55
บทที่ 6 อุปกรณ์และการทดลอง	77
6.1 การจัดเตรียมอุปกรณ์ในการทดลองและเก็บข้อมูล	77
6.1.1 อุปกรณ์ในการทดลอง	77
6.1.2 อุปกรณ์ในการเก็บข้อมูล	81

สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
6.2 ขั้นตอนในการดำเนินการทดลอง	85
6.2.1 การติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง	85
6.2.2 จุดประสงค์ในการทดลอง	85
6.2.3 ขั้นตอนการสแตร์ตเครื่องยนต์กังหันแก๊ส	85
6.2.4 ขั้นตอนการ START	86
6.2.5 ขั้นตอนให้เครื่องทำงานและเก็บผลการทดลอง	86
บทที่ 7 ผลการทดลองและวิจารณ์	88
7.1 ผลการทดลอง	89
7.2 สรุปและวิจารณ์ผลการทดลอง	95
7.3 แนวทางพัฒนา	95
บรรณานุกรม	96
ภาคผนวก	97
ภาคผนวก ก ตัวอย่างการคำนวณด้วยโปรแกรม Excel	
ภาคผนวก ข อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	
ภาคผนวก ค ตัวอย่างตารางบันทึกผลการทดลอง	

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดงการทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส	5
2.2 การทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สและแผนภาพ P-v กับ T-s	6
2.3 แสดงเครื่องยนต์กังหันแก๊สที่มีการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	9
2.4 แสดงแผนภาพ T-S ของวัฏจักร Brayton ที่ประกอบด้วยรีเจนเนอเรชัน	9
2.5 เครื่องอ่านค่าอุณหภูมิ (Data logger)	11
2.6 Pitot Static Tube	12
2.7 เครื่องมือวัดความเร็วลมแบบดิจิตอล (Anemometer)	13
2.8 กระบวนการอัด โดยเครื่องอัดอากาศ	13
2.9 การวัดอัตราการไหลด้วยออร์ฟิส	15
2.10 เครื่องมือวัดอัตราการไหล LPG แบบ โรตารีมิเตอร์	15
3.1 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ cross-flow a) unmixed, b) mixed	24
3.2 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนท่อซ้อนกัน	25
3.3 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด shell and tube	25
3.4 แสดงท่อซ้อนกันรูปวงแหวน	30
3.5 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิสำหรับการไหลแบบสวนทางกัน และการไหลแบบตามกัน	34
3.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบต่างๆ	38
4.1 แสดงส่วนประกอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	39
4.2 แสดงชุดรับไอเสียที่ไหลผ่านจาก Power turbine	40
4.3 แสดงชุดรับอากาศที่ไหลผ่านการอัดตัวจาก Compressor	40
4.4 แสดงขั้นตอนการคำนวณ	42
5.1 แบบจำลองที่ใช้แสดงเป็นโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	52
5.2 แบบจำลองที่ใช้แสดงเป็นของไหลที่เป็นอากาศดี ในชั้นอากาศดี	52
5.3 แบบจำลองที่ใช้แสดงเป็นของไหลที่เป็นไอเสีย ในชั้นไอเสีย	53

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.4 แสดงการสร้างเอลิเมนต์บริเวณผิวสัมผัสระหว่างชั้นของแบบจำลอง	54
5.5 แสดงการสร้างเอลิเมนต์ในแบบจำลองในมุมมองที่แตกต่างกัน	54
5.6 แสดงการนำเข้าไฟล์ (.msh)	55
5.7 แสดงการกำหนดขนาดแบบจำลอง	56
5.8 แสดงการแปลงเอลิเมนต์เป็นรูปแบบหลายเหลี่ยม (Polyhedral)	56
5.9 แสดงการกำหนดรูปแบบของแบบจำลองสำหรับการวิเคราะห์ผล	57
5.10 แสดงการกำหนดคุณสมบัติของสแตนด์เลสที่เป็นโครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	58
5.11 แสดงตัวอย่างการกำหนดคุณสมบัติของอากาศที่อัตราการไหล 70 SCFH (อุณหภูมิ 313 K)	62
5.12 แสดงตัวอย่างการกำหนดวัสดุให้กับบริเวณที่ต้องการวิเคราะห์	63
5.13 แสดงการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตทางเข้าของอากาศ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 313 K)	68
5.14 แสดงการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตทางออกของอากาศ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 313 K)	68
5.15 แสดงวิธีการกำหนดสมการสำหรับใช้ในการหาผลเฉลย	69
5.16 แสดงวิธีการกำหนดตำแหน่งเริ่มต้นสำหรับการคำนวณ	70
5.17 แสดงการเริ่มต้นสำหรับการคำนวณหาผลเฉลย	70
5.18 กราฟแสดงการลู่เข้าของคำนวณด้วยโปรแกรม ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH	71
5.19 กราฟแสดงการลู่เข้าของคำนวณด้วยโปรแกรม ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH	71
5.20 กราฟแสดงการลู่เข้าของคำนวณด้วยโปรแกรม ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH	72
5.21 แสดงลักษณะการกระจายของอุณหภูมิ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH	73
5.22 แสดงลักษณะการกระจายของอุณหภูมิ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH	73
5.23 แสดงลักษณะการกระจายของอุณหภูมิ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH	74
5.24 แสดงลักษณะการกระจายของความดัน ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH	74

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.25 แสดงลักษณะการกระจายของความดัน ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH	75
5.26 แสดงลักษณะการกระจายของความดัน ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH	75
5.27 แสดงเส้นลักษณะการไหลของอากาศภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	76
6.1 แสดงชุดเครื่องยนต์กังหันแก๊ส	78
6.2 แสดงชุดป้อนอากาศเริ่มต้น	78
6.3 แสดงท่อนำแก๊สไอเสียเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	79
6.4 แสดงท่อนำอากาศที่ผ่านการอัดตัวเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	79
6.5 แสดงชุดแผงควบคุมเครื่องยนต์กังหันแก๊ส	80
6.6 แสดงชุด Power Turbine	80
6.7 แสดงปั๊มลม	81
6.8 แสดงถังเชื้อเพลิงแก๊ส LPG	81
6.9 แสดงอุปกรณ์ชุดวัดอัตราการไหลของอากาศ	82
6.10 แสดงอุปกรณ์ชุดวัดอุณหภูมิของของไหล	82
6.11 แสดงอุปกรณ์ชุดวัดความดันของไหล	83
6.12 แสดง Data Logger	83
6.13 แสดงอุปกรณ์วัดอัตราการไหลแก๊ส LPG	84
6.14 แสดงคอมพิวเตอร์	84
7.1 แสดงอุณหภูมิทางเข้าทางออกของอากาศดีและแก๊สไอเสียของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	89
7.2 กราฟแสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้	89
7.3 กราฟแสดงความดันลดของอากาศดีและแก๊สไอเสียเมื่อไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	90
7.4 กราฟแสดงผลความร้อนที่สามารถดึงกลับมาได้เปรียบเทียบกับค่า Pumping Power	91

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
7.5 กราฟแสดงผลเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียก่อน – หลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	92
7.6 แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิทางออกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จากผลการจำลองจากโปรแกรม กับผลการทดลองจริง	93



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 แสดงค่าการนำความร้อน (ที่อุณหภูมิ 300 K)	18
3.2 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย	20
3.3 แสดงค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อ	23
4.1 แสดงเงื่อนไขเริ่มต้นในการคำนวณ	43
4.2 แสดงค่าเริ่มต้นในการคำนวณ Pumping Power	48
5.1 การกำหนดขนาดในการสร้างเอลิเมนต์ในแบบจำลอง	53
5.2 ข้อกำหนดของรูปแบบของแบบจำลองสำหรับการวิเคราะห์ผล	57
5.3 คุณสมบัติเชิงกลของสแตนเลส ที่นำมาใช้เป็นโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	58
5.4 คุณสมบัติของอากาศที่ อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 313 K)	59
5.5 คุณสมบัติของไอเสีย ที่ อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 653 K)	59
5.6 คุณสมบัติของอากาศที่ อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH (อุณหภูมิ 315 K)	60
5.7 คุณสมบัติของ ไอเสีย ที่ อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH (อุณหภูมิ 673 K)	60
5.8 คุณสมบัติของอากาศที่ อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH (อุณหภูมิ 315 K)	61
5.9 คุณสมบัติของ ไอเสีย ที่ อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH (อุณหภูมิ 773 K)	61
5.10 การกำหนดวัสดุให้กับบริเวณที่ต้องการวิเคราะห์	62
5.11 เงื่อนไขขอบเขตทางเข้าของอากาศ ที่ อัตราป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 313 K)	63
5.12 เงื่อนไขขอบเขตทางออกของอากาศ ที่ อัตราป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 313 K)	64
5.13 เงื่อนไขขอบเขตทางเข้าของ ไอเสีย ที่ อัตราป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 653 K)	64
5.14 เงื่อนไขขอบเขตทางออกของ ไอเสีย ที่ อัตราป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 653 K)	64
5.15 เงื่อนไขขอบเขตทางเข้าของอากาศ ที่ อัตราป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH (อุณหภูมิ 315 K)	65
5.16 เงื่อนไขขอบเขตทางออกของอากาศ ที่ อัตราป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH (อุณหภูมิ 315 K)	65
5.17 เงื่อนไขขอบเขตทางเข้าของ ไอเสีย ที่ อัตราป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH (อุณหภูมิ 673 K)	65
5.18 เงื่อนไขขอบเขตทางออกของ ไอเสีย ที่ อัตราป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH (อุณหภูมิ 673 K)	66
5.19 เงื่อนไขขอบเขตทางเข้าของอากาศ ที่ อัตราป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH (อุณหภูมิ 315 K)	66

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง(ต่อ)

ตารางที่	หน้า
5.20 เส้นใยขอบเขตทางออกของอากาศดี ที่อัตราป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH (อุณหภูมิ 315 K)	66
5.21 เส้นใยขอบเขตทางเข้าของไอเสีย ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH (อุณหภูมิ 773 K)	67
5.22 เส้นใยขอบเขตทางออกไอเสีย ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH (อุณหภูมิ 773 K)	67
5.23 การกำหนดสมการสำหรับใช้ในการหาผลเฉลย	69
7.1 อัตราการไหลอากาศดีและแก๊สไอเสียที่ไหลเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	88
7.2 ค่าขอบเขตเงื่อนไขที่นำไปใช้ในการจำลองด้วยโปรแกรม	92



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

ในปัจจุบันและอนาคตข้างหน้า เชื้อเพลิงเป็นสิ่งที่มีความจำเป็นอย่างมากในการใช้ขับเคลื่อนของเครื่องยนต์หรือใช้เป็นเชื้อเพลิงในเครื่องต้นกำลัง เช่น เครื่องกำเนิดไฟฟ้าและเครื่องจักรใหญ่ๆ ที่ต้องการกำลังขับเคลื่อน เป็นต้น เครื่องยนต์เหล่านี้ส่วนใหญ่แล้วใช้น้ำมันเชื้อเพลิง ซึ่งปัจจุบันเชื้อเพลิงเหล่านี้มีแนวโน้มที่มีปริมาณที่ลดลงจากโลกและมีราคาที่สูงขึ้น ดังนั้นมนุษย์เราจึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่ต้องหาเชื้อเพลิงชนิดอื่นมาใช้เป็นพลังงานทดแทนและพัฒนาเครื่องยนต์เหล่านี้ให้มีประสิทธิภาพที่สูงขึ้น

เครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์หรือเครื่องยนต์กังหันแก๊สนั้นเป็นเครื่องยนต์ชนิดหนึ่งซึ่งถูกพัฒนามาอย่างต่อเนื่องเพราะเป็นเครื่องยนต์ที่ทำให้กำลังในการขับเคลื่อนสูง เครื่องยนต์กังหันแก๊สเป็นเครื่องยนต์ทางความร้อน (Heat engine) ซึ่งทำงานโดยมีกระบวนการทำงานแบบต่อเนื่อง ประกอบด้วยการอัดอากาศจากบรรยากาศปกติ แล้วอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้นโดยการเผาไหม้เชื้อเพลิงภายในห้องเผาไหม้เชื้อเพลิงที่เผาไหม้ส่วนมากเป็นน้ำมันก๊าด ก๊าซที่มีอุณหภูมิสูงเมื่อถูกสันดาปจะขยายตัวและไปจับชุดกังหันให้หมุนเพื่อไปขับเพลลาให้ได้งานออกมา ซึ่งการสันดาปจะเกิดขึ้นต่อเนื่องตลอดเวลาต่างจากเครื่องยนต์แบบลูกสูบ และงานที่ได้ออกมานั้นจะเป็นงานในลักษณะของกระบวนการไหลสม่ำเสมอ (Flow work) เครื่องยนต์กังหันแก๊สอย่างง่าย จะประกอบด้วยเครื่องอัดอากาศหรือคอมเพรสเซอร์ (Compressor) ห้องเผาไหม้ (Combustion chamber) และชุดกังหันแก๊สหรือเทอร์ไบน์ (Turbine unit)

ข้อดีของเครื่องยนต์กังหันแก๊สที่ดีกว่าเครื่องยนต์แบบลูกสูบ

(1) ในเครื่องยนต์แบบลูกสูบจะมีจังหวะการทำงาน 1 ครั้ง ต่อการหมุนครบรอบวัฏจักร เช่น ในกรณีเครื่องยนต์ 4 จังหวะ จะมีจังหวะงานในช่วงจังหวะระเบิด ส่วนในจังหวะดูดอัดคายจะไม่ได้งานแต่สำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊สจะทำงานสม่ำเสมอและต่อเนื่องตลอดเวลาที่เพลามุนไป

(2) ในเครื่องยนต์แบบใช้ลูกสูบจะมีการสูญเสียกำลังเนื่องจากความฝืดที่เกิดจากการเสียดสีระหว่าง แหวนลูกสูบกับกระบอกสูบแต่เครื่องยนต์กังหันแก๊สจะไม่มี การสูญเสียในลักษณะนี้

(3) ในเครื่องยนต์ลูกสูบการใช้ไปนานๆ การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจะเพิ่มสูงขึ้นเพราะการสึกหรอของเครื่องยนต์ทำให้ส่วนผสมของอากาศกับน้ำมันรั่วไหลออกไปได้แต่ในเครื่องยนต์กังหันแก๊สจะไม่มี การสึกหรอในลักษณะนี้

(4) ในเครื่องยนต์แบบใช้ลูกสูบการอัดการจุดระเบิดและการขยายตัว จะเกิดขึ้นภายในกระบอกสูบ และลูกสูบซึ่งเป็นหน่วยเดียวกัน แต่สำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊สนั้นมีการจัดอากาศ ห้องเผาไหม้ และชุดกังหันแยกกัน จึงง่ายต่อการสร้างและการออกแบบนั่นเอง

ข้อเสียของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

(1) การระบายความร้อนจากกังหันกำลังมีลักษณะซับซ้อน ทำให้ไม่สามารถทนต่ออุณหภูมิที่สูงต่อการเผาไหม้

(2) ชุดเทอร์โบไนโบพัดที่ถูกขับจากแก๊สมีลักษณะบางมากดังนั้นวัสดุที่ใช้สร้างจึงต้องออกแบบเป็นพิเศษเพื่อให้ทนต่ออุณหภูมิที่สูงต่อก๊าซร้อน

(3) ประสิทธิภาพโดยรวมของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กจะต่ำกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ลูกสูบเนื่องจากทำงานที่ความดันต่ำกว่า

ถ้าเราจะกล่าวถึงระบบผลิตกระแสไฟฟ้าพลังงานความร้อนหรือวัฏจักรร่วม (Combined Cycle) ซึ่งมีการผลิตกระแสไฟฟ้าโดยใช้เซลล์เชื้อเพลิง (Fuel cells) ร่วมกับเครื่องยนต์กังหันแก๊สซึ่งตัวเครื่องยนต์กังหันแก๊สจะเป็นเครื่องยนต์ขนาดเล็ก (Micro turbine) จึงมีความจำเป็นที่จะต้องพัฒนาเครื่องยนต์

กัณฑ์แก๊สขนาดเล็กให้มีประสิทธิภาพที่มากขึ้นเรื่อยๆ ซึ่งเครื่องยนต์กัณฑ์แก๊สเป็นสิ่งสำคัญที่ใช้กันในโรงงานไฟฟ้าและในอากาศยานต่างๆ ในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์กัณฑ์แก๊ส มีการสูญเสียความร้อนไปเป็นจำนวนมากจากแก๊สไอเสียที่จากห้องเผาไหม้ การนำความร้อนที่นี้กลับมาใช้ประโยชน์ใหม่เป็นวิธีหนึ่งที่สามารถช่วยให้มีการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงลดลงได้ ในการนี้ต้องอาศัยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการดึงความร้อนที่นี้กลับมาใช้ใหม่ การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดจึงเป็นประเด็นสำคัญที่น่าศึกษาอย่างยิ่ง ดังนั้นโครงการนี้จึงเป็นการพัฒนาอุปกรณ์เพิ่มเติมจากโครงการของปีการศึกษา 2552 โดยได้มีการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเข้ากับชุดเครื่องยนต์กัณฑ์แก๊ส ซึ่งนำไอเสียที่ที่ไม่ได้ใช้ประโยชน์กลับมาอุ่นอากาศ ในการออกแบบได้ใช้ทฤษฎีการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้ในการคำนวณให้ได้ทราบถึงขนาดที่เหมาะสม และนำเอาซอฟต์แวร์มาจำลองและวิเคราะห์ลักษณะการไหลของอากาศดีและไอเสีย (Aerodynamics), การแลกเปลี่ยนความร้อน รวมไปถึงความดันสถิตที่เกิดจากการไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ก่อนที่จะนำผลจากคำนวณและการวิเคราะห์นั้นมาใช้ในการสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจริง

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1.2.1 เพื่อศึกษาหลักการการทำงานของเครื่องยนต์กัณฑ์แก๊สอย่างง่าย และใช้เป็นชุดทดลองในห้องปฏิบัติการ (Laboratory) ของนักศึกษาระดับปริญญาตรีวิศวกรรมเครื่องกล

1.2.2 นำความร้อนที่สูญเสียจากไอเสียของเครื่องยนต์กัณฑ์แก๊สกลับมาใช้ประโยชน์ให้ได้มากที่สุด

1.2.3 เพื่อออกแบบและสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้ในการอุ่นอากาศที่ได้จากเครื่องอัดอากาศ สำหรับใช้ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์กัณฑ์แก๊ส

1.3 ขอบเขตการศึกษาโครงการ

1.3.1 ออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ทฤษฎีการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และโปรแกรมการจำลอง (Simulation)

1.3.2 สร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบเพิ่มเติมเข้ากับชุดทดลองเครื่องยนต์กังหันแก๊สเดิม แล้วทดลองเปรียบเทียบผลกับการคำนวณและการจำลอง

1.4 ขั้นตอนการดำเนินโครงการ

1.4.1 ศึกษาชนิด หลักการทำงานและทฤษฎีการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

1.4.2 ทำการออกแบบห้องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบร่วมแกนกับห้องเผาไหม้เดิม โดยทำการตัดแปลงส่วนกระจายอากาศของห้องเผาไหม้เดิมให้เชื่อมต่อกับห้องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยตั้งเป้าไว้ว่า Pumping Power ที่ใช้จะต้องไม่เกิน 30% ของความร้อนที่สามารถดึงกลับมาใช้ได้

1.4.3 จำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนและลักษณะการไหลของอากาศกับไอเสียขณะไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้โปรแกรมแกมบิท (Gambit) และ แอนซิส (ANSYS)

1.4.4 สร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและทดลองเปรียบเทียบผลการทดลอง กับผลจากการคำนวณและผลการจำลองจากโปรแกรม รวมทั้งเสนอแนะแนวทางปรับปรุงประสิทธิภาพโดยรวมของชุดเครื่องยนต์กังหันแก๊สและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างขึ้น

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

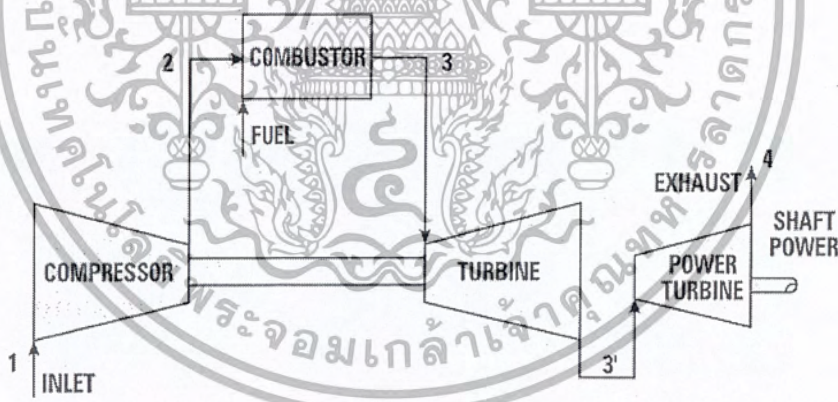
สามารถนำพลังงานความร้อนทิ้งจากไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์กังหันแก๊สกลับมาใช้เพื่ออุ่นอากาศ โดยคาดว่าจะใช้ลดอัตราการบริโภคน้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์กังหันแก๊สลง และยังสามารถลดอัตราการสูญเสียความร้อนจากผนังด้านนอกของห้องเผาไหม้เดิมที่ยังคงสัมผัสกับอากาศรอบๆ โดยตรง

บทที่ 2

ทฤษฎีเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

2.1 หลักการทำงานของเครื่องยนต์

การทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส เริ่มจากการดูดอากาศเข้าที่จุดที่ 1 ที่อุณหภูมิและความดันอากาศและถูกอัดผ่านเครื่องอัดอากาศ ทำให้มีความดันและอุณหภูมิที่สูงขึ้นไปยังจุดที่ 2 และผ่านเข้าไปในห้องเผาไหม้ ซึ่งมีหัวฉีดก๊าซเชื้อเพลิงออกมาผสมกับอากาศ และทำการจุดระเบิดให้เกิดการเผาไหม้ขึ้น โดยจะเกิดงานที่ได้จากการขยายตัวของแก๊สผสม ทำให้มีแรงไปหมุนกังหันซึ่งมีเพลาคู่อยู่กับเครื่องอัดอากาศ จากนั้นก๊าซไอเสียที่ยังมีความดัน อุณหภูมิและพลังงานจลน์เหลืออยู่ก็จะไหลออกไปสู่บรรยากาศที่จุดที่ 4 ดังรูปที่ 2.1

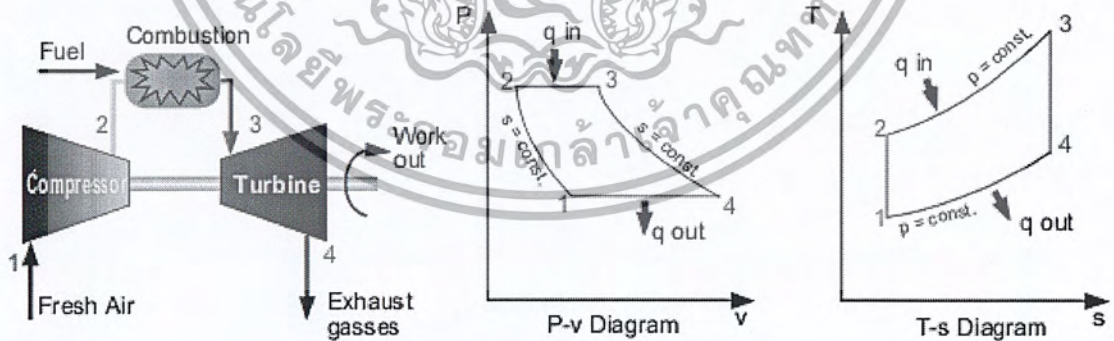


รูปที่ 2.1 แสดงการทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

2.2 วัฏจักรในอุดมคติ (Ideal cycle)

การพิจารณาพลังงานที่ได้และประสิทธิภาพของเครื่องยนต์กังหันแก๊สเพื่อให้ง่ายจึงต้องคิดในลักษณะของวัฏจักรอุดมคติก่อน ซึ่งในสภาวะนี้แต่ละองค์ประกอบของเครื่องยนต์จะแยกกันคิดงานที่ได้ของแต่ละชนิด (Specific work) และประสิทธิภาพของวัฏจักรขึ้นอยู่กับอัตราส่วนความดันและอุณหภูมิสูงสุดของวัฏจักรเท่านั้น หลังจากนั้นจึงทำการพิจารณาให้ถูกต้องมากขึ้นในภายหลัง จากหลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่กล่าวถึงเครื่องยนต์กังหันแก๊สได้ตั้งข้อสมมุติฐานไว้ดังนี้

- (1) กระบวนการอัดและการขยายตัวเป็นแบบอเดียเบติกชนิดย้อนกลับได้ (Reversible adiabatic)
- (2) ไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ของสารตัวกลางระหว่างทางเข้าและทางออกของแต่ละส่วนของอุปกรณ์
- (3) ไม่มีการสูญเสียความดันในอุปกรณ์ต่างๆ
- (4) กำหนดให้สารตัวกลางมีองค์ประกอบไม่เปลี่ยนแปลงตลอดวัฏจักรและเป็นแก๊สสมบูรณ์ที่มีค่าความร้อนจำเพาะ (Specific heat) คงที่
- (5) มวลที่ไหลตลอดวัฏจักรมีค่าคงที่



รูปที่ 2.2 การทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊สและแผนภาพ P-v กับ T-s

เมื่อทำการพิจารณา specific work และความร้อนต่อ 1 kg สารทำงาน ในแต่ละอุปกรณ์จะได้
จากจุดที่ 1-2 เป็นกระบวนการอัดตัวแบบอเดียเบติก จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์จะได้

$$W_{12} = -h_2 - h_1 = -c_p(T_2 - T_1) \quad (2.1)$$

จากจุดที่ 2-3 เป็นกระบวนการให้ความร้อนในแบบความดันคงที่ จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์
จะได้

$$Q_{23} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (2.2)$$

จากจุดที่ 3-4 เป็นกระบวนการขยายตัวแบบอเดียเบติก จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์จะได้

$$W_{34} = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) \quad (2.3)$$

จากจุดที่ 4-1 เป็นกระบวนการคายความร้อนในแบบความดันคงที่ จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์
จะได้

$$Q_{41} = -h_4 + h_1 = -c_p(T_4 - T_1) \quad (2.4)$$

เมื่อ Q และ W เป็นความร้อนและงานที่ถ่ายเทจากระบบต่อหนึ่งหน่วยมวล ทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนของวัฏจักร (Thermal efficiency) คือ

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{W_{net}}{Q_{in}} \\ &= \frac{W_{34} - W_{12}}{Q_{23}} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \end{aligned} \quad (2.5)$$

2.3 วัฏจักรที่แท้จริง (Actual cycle)

ข้อแตกต่างของการทำงานของวัฏจักรที่แท้จริงของเครื่องยนต์กังหันแก๊สจะไม่เป็นไปตามวัฏจักร
ในอุดมคติ ทั้งนี้เป็นเพราะว่าในวัฏจักรที่เกิดขึ้นจริงนั้น จะมีตัวแปรหลายอย่างที่ทำให้วัฏจักรไม่เป็นไป
ตามทฤษฎี ดังนั้นในการคำนวณหาค่าต่าง ๆ ของวัฏจักรจึงต้องคำนึงถึงข้อแตกต่างเหล่านั้นดังนี้

(1) เนื่องจากการไหลของมวลในอุปกรณ์มีความเร็วสูง มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ระหว่างทางเข้าและทางออกมาก ดังนั้นเราจึงจำเป็นต้องออกแบบเครื่องมีอวดความดันและอุณหภูมิที่สแตกเนชัน (Stagnation) ซึ่งเป็นการพิจารณาพลังงานที่เกิดขึ้นทั้งหมด

(2) กระบวนการที่เกิดขึ้นในขณะมีการอัดตัวในคอมเพรสเซอร์และการขยายตัวในเทอร์ไบน์เป็นกระบวนการอะเดียเบติกแบบย้อนกลับไม่ได้ (Irreversible adiabatic) จึงเป็นการเพิ่มขึ้นของเอนโทรปี (Entropy)

(3) ผลจากความฝืดจึงทำให้มีการสูญเสียความดันในห้องเผาไหม้ ตลอดจนในท่อทางเข้าและทางออกของห้องเผาไหม้

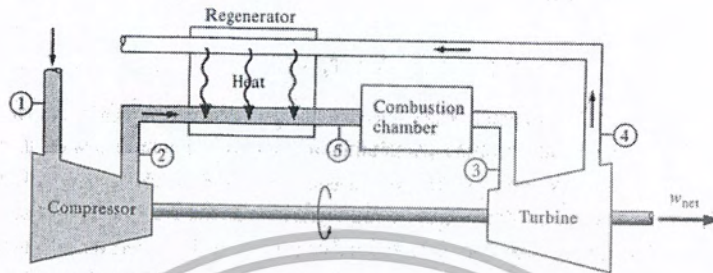
(4) จำเป็นต้องมีการป้อนงานให้กับคอมเพรสเซอร์มากกว่าทางทฤษฎี เนื่องจากการสูญเสียพลังงานที่แท้จริง การต้านของแรงลมและการสูญเสียในระบบการส่งกำลังระหว่างคอมเพรสเซอร์

(5) ค่าของ C_p และ γ ของสารตัวกลาง ขณะทำงานตลอดวัฏจักรเปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิ และตามองค์ประกอบทางเคมีของสารของไหล

(6) การเผาไหม้ไม่มีความสมบูรณ์ ดังนั้นประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ไม่ถึง 100% จึงมีผลต่อการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น

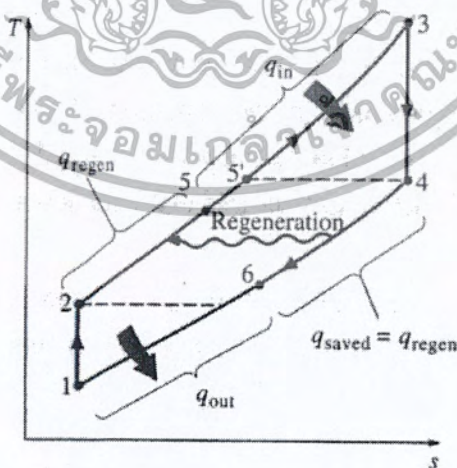
(7) มวลของแก๊สที่ไหลออกจากห้องเผาไหม้มีมากกว่ามวลของอากาศที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ เนื่องจากมวลของเชื้อเพลิงที่ผสมเข้าไป ในทางปฏิบัติมวลจะมีเพิ่มขึ้นประมาณ 1-2% เนื่องจากมีค่าเล็กน้อยจึงเป็นการสมมุติว่า มวลไหลผ่านคอมเพรสเซอร์และเทอร์ไบน์เท่ากัน

2.4 วัฏจักรเครื่องยนต์กังหันแก๊สเมื่อเพิ่ม Heat Recovery



รูปที่ 2.3 แสดงเครื่องยนต์กังหันแก๊สที่มีการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ในเครื่องยนต์กังหันแก๊ส อุณหภูมิของอากาศที่ระบายออกจากกังหันมักจะสูงกว่าอุณหภูมิของอากาศที่ออกจากเครื่องอัดอากาศค่อนข้างมาก ดังนั้น อากาศที่มีความดันสูงที่ออกจากเครื่องอัดสามารถถูกทำให้ร้อนขึ้น โดยการถ่ายโอนความร้อนจากแก๊สร้อนที่ระบายออกจากกังหัน ได้ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ถูกเรียกว่า รีเจนเนอเรเตอร์ (regenerator) หรือ รีคิวัเพอเรเตอร์ (recuperator) ภาพของเครื่องยนต์กังหันแก๊สที่ใช้รีเจนเนอเรเตอร์ และแผนภาพ T-s ของวัฏจักรนี้ถูกแสดงไว้ในรูป 2.3 และ 2.4 ตามลำดับ



รูปที่ 2.4 แผนภาพ T-s ของวัฏจักร Brayton ที่ประกอบด้วยรีเจนเนอเรชัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักร Brayton เพิ่มขึ้นเนื่องจากผลของรีเจนเนอเรชัน เพราะว่าพลังงานบางส่วน of แก๊สที่ระบายออกจากกังหัน ซึ่งโดยปกติจะถูกปล่อยออกสู่สิ่งแวดล้อมนั้นถูกนำไปใช้ในการให้ความร้อนขึ้นต้นกับอากาศก่อนที่จะป้อนเข้าห้องเผาไหม้ ทำให้สามารถลดปริมาณความร้อน (ประหยัดเชื้อเพลิง) ที่ต้องป้อนเข้าไปเพื่อให้ได้งานสุทธิในปริมาณที่เท่ากัน แต่อย่างไรก็ตามการใช้รีเจนเนอเรเตอร์ถูกแนะนำให้ใช้ในกรณีที่อุณหภูมิของแก๊สที่ระบายออกจากกังหันสูงกว่าอุณหภูมิของแก๊สที่ไหลเข้าเครื่องอัดมากขึ้น มิฉะนั้นแล้วความร้อนที่จะถ่ายโอนในทิศทางย้อนกลับได้ (ถ่ายโอนไปยังแก๊สที่ระบายออกจากกังหัน) ทำให้ประสิทธิภาพลดลง

อุณหภูมิสูงสุดภายในรีเจนเนอเรเตอร์ คือ อุณหภูมิ T_4 ซึ่งเป็นอุณหภูมิของแก๊สที่ระบายออกจากกังหันและไหลเข้ารีเจนเนอเรเตอร์ โดยปกติอากาศจะไหลออกจากรีเจนเนอเรเตอร์ที่อุณหภูมิต่ำกว่า T_4 คือ T_5 ในกรณีอุดมคติ อุณหภูมิของอากาศจะไหลออกจากรีเจนเนอเรเตอร์ (T_5) จะเท่ากับ T_4 สมมติว่ารีเจนเนอเรเตอร์จะถูกหุ้มด้วยฉนวนอย่างดี และการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์น้อยมาก การถ่ายโอนความร้อนจริงและสูงสุดจากแก๊สที่ระบายออกจากกังหันไปยังอากาศสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$q_{\text{regen,act}} = h_5 - h_2 \quad (2.6)$$

และ

$$q_{\text{regen,max}} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2 \quad (2.7)$$

2.5 การวัดและคำนวณคุณสมบัติของของไหลที่ตำแหน่งต่างๆในเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

2.5.1 การวัดอุณหภูมิของของไหล (Fluid temperature)

เพื่อเป็นการเริ่มต้นของการประเมินและวิเคราะห์เครื่องยนต์โดยอาศัยทฤษฎีของวัฏจักรเบรตัน (Brayton's cycle) และเป็นอุณหภูมิเริ่มต้นสำหรับออกแบบชุด Heat Recovery โดยจะวัดอุณหภูมิในรูปของอุณหภูมิตกนิ่ง (Stagnation temperature) ซึ่งนิยามมาจาก

$$T_0 = T + \frac{v^2}{2c_p} \quad (2.8)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดย	T_0	คือ อุณหภูมิสถณชั้น (K)
	T	คือ อุณหภูมิสถณที่ไ้จากการวัด (K)
	v	คือ ความเร็วการไหลของของไหล ในที่นี้คืออากาศ (m/s)
	C_p	คือ ค่าความจุความร้อนของของไหลที่ความดันคงที่ (อากาศ=1.405 kJ/kg.k)

การวัดอุณหภูมินั้นเครื่องมือที่ใช้วัดและอ่านค่าอุณหภูมิประกอบไปด้วยเทอร์โมคัปเปิ้ลสำหรับวัดอุณหภูมิและเครื่องอ่านค่าอุณหภูมิ (Data logger) โดยค่าที่วัดได้เป็น Static temperature ซึ่งต้องมีการคำนวณเพื่อให้ได้ค่า Stagnation temperature

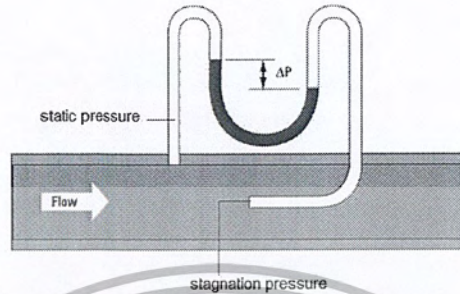


รูปที่ 2.5 เครื่องอ่านค่าอุณหภูมิ (Data logger)

2.5.2 การวัดความดันของการไหลของของไหล (Fluid flow pressure)

เนื่องจากการวิเคราะห์ โดยหลักการของวัฏจักรเบรตันนั้นตั้งอยู่บนเงื่อนไขว่ากระบวนการอัดตัวและการขยายตัว เป็นกระบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic process) หรือกระบวนการอเดียเบติกแบบย้อนกลับได้ (Reversible adiabatic process) ซึ่งเกิดกระบวนการเอนโทรปีคงที่ที่ขึ้นทำให้สามารถคำนวณค่าของอุณหภูมิและความดันหลังการอัดหรือการขยายตัวได้โดยไม่ต้องทำการวัด แต่ในความเป็นจริงไม่เป็นไปตามนั้น กระบวนการจริงเกิดขึ้น โดยกระบวนการซึ่งกำหนดโดยค่าประสิทธิภาพทางไอเซนโทรปิก ดังนั้นเราจึงทำการวัดความดันการไหลแบบสแตทเนชันประกอบกับอุณหภูมิสแตทเนชันในทุกๆ

จุดข้างต้น ความดันสถณณชั้นในจุด 01 หรือทางเข้าเครื่องยนต์สามารถแทนได้ด้วยความดันบรรยากาศได้เช่นเดียวกับกรณีของอุณหภูมิต



รูปที่ 2.6 Pitot Static Tube

2.5.3 การคำนวณหาความเร็วการไหล (Velocity flow)

จากหัวข้อที่ผ่านมา Pitot Static Tube จะสามารถวัดความดันสถณณตติก (Static pressure) และสแตกเนชัน (Stagnation pressure) ได้พร้อมกันเมื่อหาค่าความแตกต่างของความดัน (Pressure different) ระหว่างความดันสถณณตติกกับความดันสถณณชั้น จะได้ความดันไดนามิก (Dynamic pressure) ซึ่งอยู่ในรูปของความเร็วในการไหลดังสมการ

$$P_0 = P + \rho \frac{v^2}{2} \quad (2.9)$$

โดย P_0 คือความดันสถณณชั้น (K)
 P คือความดันสถณณชั้นที่ได้จากการวัด (K)
 v คือความเร็วการไหลของอากาศที่ทางเข้า (m/s)
 ρ คือความหนาแน่นของอากาศ (kg/m³)

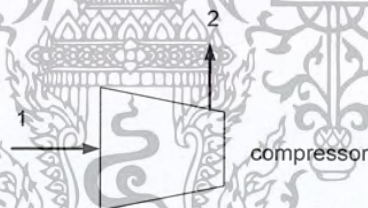
โดยที่ $\rho \frac{v^2}{2}$ คือความดันไดนามิก ดังนั้นเมื่อหาความแตกต่างของ P_0 และ P ได้ก็จะสามารถหาความเร็วในการไหลได้



รูปที่ 2.7 เครื่องมือวัดความเร็วลมแบบดิจิทัล (Anemometer)

2.5.4 การคำนวณหาความหนาแน่นของอากาศหลังจากถูกอัดโดยประมาณ (Compressed air approximated density)

เนื่องจากอากาศไหลผ่านกระบวนการอัดในเครื่องอัดอากาศ (Compressor) ดังรูป ทำให้ค่าความหนาแน่นเปลี่ยนไปเมื่อสมมติโดยประมาณให้อากาศที่สภาวะนี้เป็นก๊าซอุดมคติคำนวณได้จากสมการของก๊าซอุดมคติ



รูปที่ 2.8 กระบวนการอัดโดยเครื่องอัดอากาศ

โดยมีความสัมพันธ์ของสมการดังนี้

$$\frac{P_1}{\rho_1 T_1} = \frac{P_2}{\rho_2 T_2} \quad (2.10)$$

เมื่อ ตัวห้อย 1 หมายถึง ตำแหน่งทางเข้าเครื่องอัด

ตัวห้อย 2 หมายถึง ตำแหน่งหลังจากการอัด

2.5.5 การคำนวณอัตราการไหลเชิงมวลของของไหล (Fluid mass flow rate)

$$m = \rho \bar{U} A \quad (2.11)$$

เมื่อ	m	คือ อัตราการไหลของอากาศ(kg/s)
	ρ	คือ ค่าความหนาแน่นของอากาศ(kg/m ³)
	\bar{U}	คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหล(m/s)
	A	คือ พื้นที่หน้าตัดของการไหล(m ²)

ดังนั้นเมื่อวัดความเร็วการไหลของอากาศหลังการอัดได้ก็จะสามารถคำนวณค่าอัตราการไหลโดยมวลของอากาศได้จากสมการดังที่กล่าวมา

2.5.6 ทฤษฎีการหาอัตราการไหลของเชื้อเพลิง (Fuel mass flow rate)

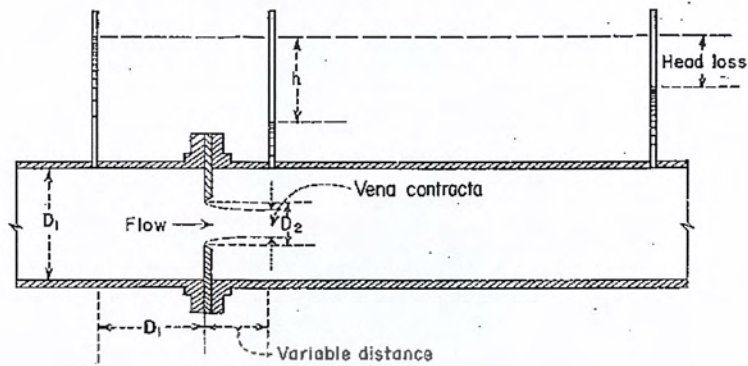
ทฤษฎีการคำนวณหาอัตราการไหลของเชื้อเพลิงนั้นจะสามารถคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิงได้โดยการใช้แผ่นออริฟิสจะมีลักษณะเป็นแผ่นบางติดตั้งอยู่ระหว่างครีบบของท่อ เนื่องจากลักษณะการออกแบบเป็นการออกแบบอย่างง่าย ทำให้มีราคาถูกและง่ายในการติดตั้งและถอดเปลี่ยนซึ่งที่ขอบแหลมของริฟิสไม่สกปรกต่อแยกความดันของออริฟิสจะติดตั้งอยู่ในตำแหน่งเฉพาะที่ ดังรูปที่ 2.9 เนื่องจากตำแหน่งของท่อแยกความดันมีผลกระทบต่อการทดลองเพื่อหาสัมประสิทธิ์การไหลต้องเลือกค่า K และค่า C โดยสมการที่ใช้ออริฟิสแบบแนวศูนย์กลางร่วมที่ประกอบต่อแยกที่มุม คือ

$$C = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + \frac{91.71\beta^{2.5}}{Re_{D1}^{0.75}} \quad (2.12)$$

$$K = \frac{C}{\sqrt{1+\beta^4}} \quad (2.13)$$

ในเทอมของสัมประสิทธิ์อัตราการไหลจริงดังสมการนี้

$$\dot{m} = KA_t \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \quad (2.14)$$



รูปที่ 2.9 การวัดอัตราการไหลด้วยออร์ฟิส

ในส่วนการทดลองนั้นเพื่อความสะดวกในการวัดอัตราการไหลได้นำเอาเครื่องวัดอัตราการไหลของเชื้อเพลิง โดยใช้เครื่องมือวัดเป็นแบบอนาล็อกวัดอัตราการไหลเชิงปริมาตรซึ่งมีหน่วยเป็น SCFH (Standard Cubic Foot) จึงจะนำเอาค่าที่ได้มาแปลงหน่วยเป็นอัตราการไหลเชิงมวลเพื่อใช้ในการคำนวณ



รูปที่ 2.10 เครื่องมือวัดอัตราการไหล LPG แบบโรตารีมิเตอร์

ค่าการวัดของเครื่องมือวัดอัตราการไหลในขั้นแรกนั้นจะสามารถแปลงเป็นหน่วยลิตรต่อนาที (L/min) ได้ ดังนั้นค่าที่ใช้ในการคำนวณจะต้องนำมาแปลค่าต่อเพื่อใช้ในการคำนวณในหน่วยกิโลกรัมต่อวินาที (kg/s) ซึ่งจะสามารถคำนวณหาในหน่วย kg/s ดังนี้

$$\dot{m} = Q \times \rho \quad (2.15)$$

เมื่อ Q คือ การไหลเชิงปริมาตร (m^3/s)
 ρ คือ ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (kg/m^3)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

ทฤษฎีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและการออกแบบ

3.1 ประเภทของการถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นเนื่องจากผลของความแตกต่างของอุณหภูมิโดยจะเกิดการถ่ายเทจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่าไปสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ซึ่งการถ่ายเทความร้อนสามารถแบ่งออกได้ 3 รูปแบบคือ การนำความร้อน, การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน

3.1.1 การนำความร้อน

การนำความร้อนเป็นรูปแบบหนึ่งของการถ่ายเทความร้อน ในลักษณะของการแลกเปลี่ยนพลังงานจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่าไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในตัวกลางเมื่อมีความแตกต่างของอุณหภูมิหรือการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างตัวกลางที่ติดกันเมื่อมีความแตกต่างกันของอุณหภูมิ โดยการนำความร้อนจะเคลื่อนที่ได้ดีที่สุดในตัวกลางที่เป็นของแข็ง ซึ่งความร้อนจะเคลื่อนที่ผ่าน โมเลกุลของเนื้อตัวกลางที่อยู่หนึ่ง โดยอาจจะมีบ้างที่เกิดขึ้นในของเหลว และก๊าซแต่มักจะแยกออกจากการถ่ายเทความร้อน โดยการพาไม่ได้ หลักการคำนวณเกี่ยวกับการนำความร้อนที่ถูกเสนอขึ้นโดย โจเซฟ ฟูริเยร์ (Joseph Fourier) ในปี ค.ศ. 1822 โดยอาศัยข้อมูลจากการทดลองจากกฎสหสัมพันธ์ของการนำความร้อนโดยถือเกณฑ์การสังเกตจากการทดลองของ บีโธต์ (Biot) กฎนี้กล่าวว่า อัตราการไหลของการนำความร้อนในทิศทางที่กำหนดเป็นสัดส่วนกับพื้นที่ที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อนและเกรเดียนต์ของอุณหภูมิในทิศทางนั้นและได้เสนอสมการที่ใช้สำหรับคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำไว้ดังนี้

$$Q_x = -kA \frac{dT}{dx} \tag{3.1}$$

หรือ $q_x = -k \frac{dT}{dx}$

- เมื่อ Q_x คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำผ่านพื้นที่หน้าตัด , W
- q_x คือ ค่าฟลักซ์ความร้อน , W/m²
- k คือ ค่าการนำความร้อนของวัสดุ (Thermal Conductivity) , W/m K
- A คือ พื้นที่หน้าตัดที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน
- $\frac{dT}{dx}$ คือ การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิต่อระยะทาง

ตารางที่ 3.1 แสดงค่าการนำความร้อน (ที่อุณหภูมิ 300 K)

วัสดุ	ค่าสภาพการนำความร้อน (W/m °C)
เงิน	429
ทองแดงบริสุทธิ์	401
ทอง	317
อลูมิเนียม	237
เหล็ก	80.2
ปรอท	8.54
แก้ว	1.4
อิฐ	0.72
น้ำ	0.613
ผิวหนังของคน	0.37
สารทำความเย็น R-12	0.072
อากาศ	0.026
สแตนเลส	16.3

ค่าสภาพการนำความร้อนเป็นคุณสมบัติอย่างหนึ่งของวัสดุที่ได้จากการวัด และทดสอบ โดยทั่วไปสภาพการนำความร้อนจะแปรผันตามอุณหภูมิซึ่งจากการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนพลังงานจลน์ จะพบว่าค่าสภาพการนำความร้อนของแก๊สจะแปรผันตามกำลังสองของอุณหภูมิและค่าสภาพการนำความร้อนของเหลวต่างๆ ยกเว้นน้ำจะแปรผันตามอุณหภูมิสมบูรณ์ สำหรับการใช้งานจริงที่อุณหภูมิเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก จะใช้ค่าสภาพการนำความร้อนคงที่ ซึ่งหาที่อุณหภูมิเฉลี่ย โดยค่า k ของสารทั่วไปดังแสดงในตารางที่ 3

3.1.2 การพาความร้อน (Convection)

การพาความร้อนคือการถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวของแข็งและของไหล โดยที่ของไหลจะเป็นตัวพาความร้อนมาให้ หรือพาความร้อนจากผิวของแข็ง สำหรับกลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาจะเกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงาน และการเคลื่อนที่ของของไหล การพาความร้อนสามารถแบ่งออกได้เป็นสองประเภทคือ การพาความร้อนโดยธรรมชาติ (free or natural convection) ซึ่งมีผลมาจากความแตกต่างของความหนาแน่นที่เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิภายในของของไหล และการพาความร้อนแบบบังคับ (Force convection) ซึ่งเป็นการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยของไหลจะถูกบังคับให้เคลื่อนที่ไปสัมผัสกับผิวของแข็งโดยกลไกจากภายนอกเช่น พัดลม เครื่องสูบน้ำ เป็นต้น

สำหรับการพาความร้อนสมการที่ใช้สำหรับคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สมการที่ได้มาจากกฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's Law of cooling) คือ

$$Q_{\text{conv}} = hA(T_s - T_f) \quad (3.2)$$

หรือ

$$q_{\text{conv}} = h(T_s - T_f)$$

โดย $T_s > T_f$

เมื่อ Q_{conv} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาผ่านพื้นที่หน้าตัด, W

q_{conv} คือ ฟลักซ์ความร้อนโดยการพา, $\frac{\text{W}^2}{\text{m}}$

h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $\frac{\text{W}^2}{\text{m}} \text{K}$

T_s คือ อุณหภูมิของผิวของแข็ง, K

T_f คือ อุณหภูมิของของไหล, K

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การนำพาความร้อน (h) จะมีค่าแปรเปลี่ยนตามชนิดของการไหล สามารถหาค่าได้จากการทดลอง ซึ่งได้มีการเก็บข้อมูลของของไหลบางชนิด และบางประเภทของการพาความร้อน ไว้ดังแสดงในตาราง

ตารางที่ 3.2 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

ประเภทของการพาความร้อนและชนิดของไหล	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
การพาความร้อนแบบอิสระของอากาศ	5-25
การพาความร้อนแบบอิสระของน้ำ	20-100
การพาความร้อนแบบบังคับของอากาศ	10-200
การพาความร้อนแบบบังคับของน้ำ	50-10,000
น้ำในระหว่างการระเหย	3,000-100,000
น้ำในระหว่างการควบแน่น	5,000-100,000

3.1.3 การแผ่รังสีความร้อน

การแผ่รังสีความร้อนคือการส่งออกของรังสีที่เชื่อว่าเป็นการเปลี่ยนการจัดเรียงอิเล็กตรอน ขององค์ประกอบอะตอมหรือโมเลกุลโดยพลังงานของการแผ่รังสีนั้นจะถูกนำออกไปด้วยคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetic wave) หรือ โฟตอน ในความเป็นจริงการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีนี้จะเกิดขึ้นอย่างมีประสิทธิภาพมากที่สุดในสภาพสุญญากาศซึ่งไม่จำเป็นต้องการตัวกลาง แต่ในขณะที่การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนหรือการพาความร้อนนั้นจะต้องการตัวกลาง พลักซ์สูงสุดของการแผ่รังสีออกจากผิวตัวกลาง คำนวณจากกฎของสเตฟาน – โบลต์ซมันน์ (Stefan-Boltzmann) ดังนี้

$$Q_{\text{rad}} = \sigma T_s^4 \quad (3.3)$$

เมื่อ Q_{rad} คือ พลักซ์สูงสุดของการแผ่รังสีความร้อน, W/m^2

σ คือ ค่าคงที่ของสเตฟาน – โบลต์ซมันน์ = 5.67×10^{-8} , $\text{W/m}^2\text{K}^4$

T_s คือ อุณหภูมิที่ผิวแผ่รังสี, K

สมการนี้ใช้กับกรณีของตัวแผ่รังสีในอุดมคติ (Ideal Radiator) หรือ วัตถุดำ (Black Body) สำหรับกรณีของพื้นผิวจริง (Real Surface) พลักซ์แผ่รังสีความร้อนจะน้อยกว่ากรณีของวัตถุดำ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับสภาพเปล่งรังสี (Emissivity) ของพื้นผิวนั้น พลักซ์แผ่รังสีบนพื้นผิวจริงคำนวณจาก

$$Q_{\text{rad}} = \epsilon \sigma T_s^4 \quad (3.4)$$

เมื่อ ϵ คือสัมประสิทธิ์การแผ่รังสี (Emissivity)

3.2 การสูญเสียภายในท่อ

การสูญเสียภายในท่อสามารถแบ่งออกได้เป็นสองแบบ คือการสูญเสียหลัก (Major loss) และการสูญเสียรอง (Minor loss)

3.2.1 การสูญเสียหลัก

การสูญเสียหลักเกิดขึ้นจากแรงเสียดทานในท่ออันเนื่องมาจากขนาดของท่อ ความยาวของท่อ และความเร็วในการไหลภายในท่อของของไหล

$$\Delta P = \frac{fL\rho V^2}{2D_h} \quad (3.5)$$

โดย ΔP คือ ความดันตกคร่อมภายในท่อ, Pa

f คือ Friction Factor

L คือ ความยาวของท่อ, m

V คือ ความเร็วของไหลเฉลี่ย, m/s

ค่า f ที่คำนวณได้จากสมการต่างๆ อาจจะไม่สะดวกนัก จึงมักหาค่า f จากแผนภูมิที่เรียกว่า Moody Chart ซึ่ง Moody ได้พลอตค่าข้อมูลที่ดีที่สุดในสมการ โดยการใช้ Moody Chart จะต้องทราบค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อแสดงในตารางที่ 3.3

ในทางปฏิบัติ ค่า f ของท่อผิวเรียบอาจจะคลาดเคลื่อน 5% ส่วนท่อผิวขรุขระก็อาจจะคลาดเคลื่อน 10% ดังนั้นการใช้ค่าความขรุขระสัมบูรณ์ จะต้องพิจารณาให้ดีเนื่องจากมีผลกระทบต่อความดันตกคร่อมได้

ตารางที่ 3.3 แสดงค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อ

ประเภทของท่อ	ค่าความขรุขระสัมบูรณ์
ท่อที่รีดขึ้นรูป ท่อทองเหลือง ท่อดีบุก ท่อที่เคลือบบิโทมินัส	0.0015
ท่อซีเมนต์หล่อด้วยการเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง	0.0015
ท่อเหล็กเหนียว	0.046
ท่อเหล็กหล่อที่ขึ้นรูปโดยการเชื่อม	0.0046
ท่อเหล็กหล่อเคลือบขางมะตอย	0.12
ท่อชุบสังกะสี	0.15
ท่อเหล็กหล่อทั่วไป	0.25
ท่อไม้	0.18-0.9
ท่อคอนกรีต	0.3-3
ท่อเหล็กที่ใช้หมุดยึด	0.9-9

3.2.2 การสูญเสียรอง

การสูญเสียรองจะเกิดจากการไหลผ่านท่อที่เปลี่ยนแปลงขนาดกระทันหัน หรือ การไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆ เช่น ข้อต่อ ข้องอ เป็นต้น ซึ่งสามารถแสดงได้เป็นสมการดังนี้

$$h_m = \frac{KV^2}{2g} \quad (3.6)$$

เมื่อ h_m คือ การสูญเสียรอง, m

V คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหลภายในท่อ, m/s

g คือ อัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง, m/s²

K คือ สัมประสิทธิ์การสูญเสีย

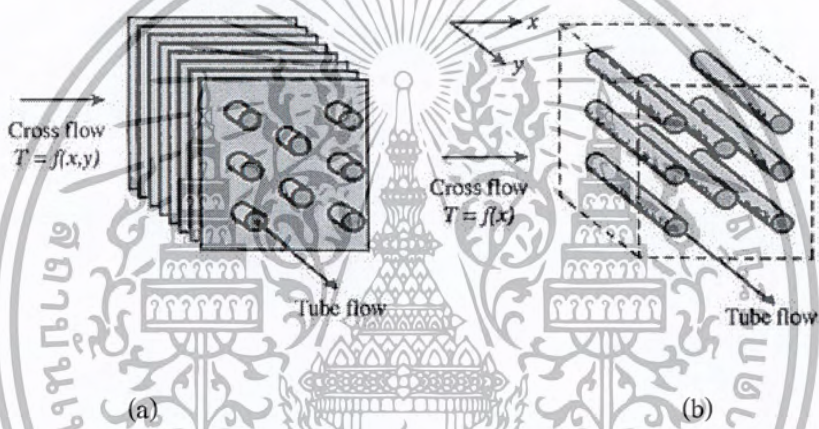
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนธรรมดาอาจแบ่งได้เป็น 2 แบบ โดยขึ้นอยู่กับการจัดวางทิศทางการสัมผัสของทิศทางการไหลของกระแสของไหล 2 ชนิด

3.3.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน (cross-flow heat exchanger)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ cross - flow เป็นเครื่องที่กระแสของไหล 2 ชนิดมีทิศทางการทำมุมซึ่งกันและกัน เครื่องแบบนี้ใช้บ่อยมากในเครื่องบิน หรือยานอวกาศ

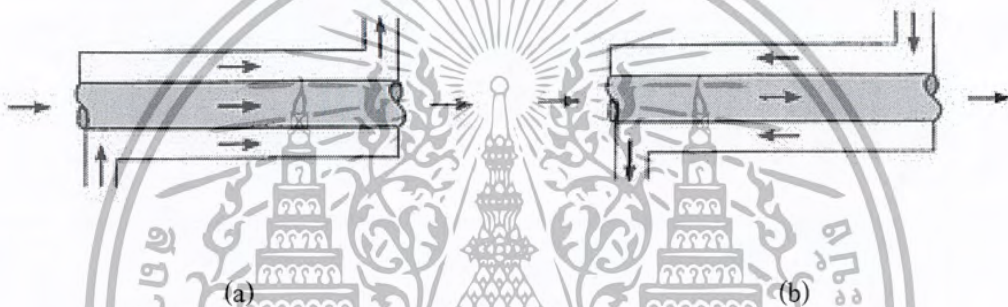


รูปที่ 3.1 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ cross-flow a) unmixed b) mixed

รูปที่ 3.1 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ cross-flow ซึ่งอาจตีความก็ได้ การวิเคราะห์เครื่องนี้ยุ่งยากมาก เพราะกว่าอุณหภูมิของไหลแปรเปลี่ยนทั้งสองทิศทางการไหล และทิศทางตั้งฉากกับการไหลถ้าของไหลไม่มีการผสมกันในทิศทางตั้งฉากเครื่องแลกเปลี่ยนนี้ยังแยกได้เป็น 2 กรณี คือ การที่ของไหลแต่ละชนิดมีช่องทางที่แน่นอน ไม่มีการผสมกันระหว่างช่องเรียกว่า unmixed และในกรณีที่ของไหลชนิดใดชนิดหนึ่ง ไม่มีช่องว่างการไหลที่แน่นอนสามารถผสมกันได้เรียกของไหลแบบนี้ว่า mixed

3.3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (shell and tube) ท่อซ้อนกัน (concentric pipe)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ประกอบด้วยเครื่องที่ซึ่งกระแสการไหล 2 ชนิด เคลื่อนที่ผ่านทางผนังท่อชั้นในถ้าของไหลสองชนิดไหลไปในทางเดียวกันเรียกว่า Parallel flow แล้วถ้าของไหลสวนทางกันเรียกว่า counter flow เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้จำกัดปริมาณเนื้อที่หรือพื้นที่ผิวสำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลสองชนิด พื้นที่ถ่ายเทความร้อนออกทำให้มากขึ้นได้โดยการเพิ่มจำนวนท่อภายใน (tubes) เท่าที่ทำได้ในเปลือกใหญ่ (shell)



รูปที่ 3.2 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนท่อซ้อนกัน (a) Parallel flow (b) Counter flow

รูปแบบที่นิยมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell-and-tube ประกอบด้วยจำนวนชั้นของท่อเล็กๆ (tube) ซึ่งตั้งไว้อย่างหนาแน่นที่ปลายทั้งสองข้างในแผ่นท่อซึ่งเป็นแผ่นรูเจาะขนาดใหญ่เพื่อยึดท่อไว้โดยเชื่อมชั้นท่อเล็กๆ ทั้งหมดไว้ภายในเปลือกท่อใหญ่ที่ปิดมิดชิด เพื่อขึ้นรูปเป็น 2 ช่องใหญ่สำหรับของไหลร้อนและของไหลเย็น

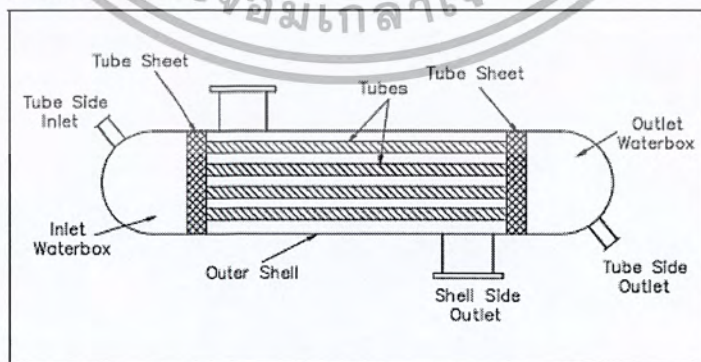


Figure 8 Typical Tube and Shell Heat Exchanger

รูปที่ 3.3 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด shell and tube

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell-and-tube อาจมีรูปแบบที่สลับซับซ้อน ขึ้นก็ได้ขึ้นอยู่กับข้อกำหนดของช่องว่างภายในสำหรับ จัดรูปทรงต่างๆ นอกเหนือจากที่กล่าวมาเช่นเป็นแบบ one shell pass และ two shell pass และแบบ two shell pass , four tube pass ก็ได้ซึ่งใช้กันมากในคอนเดนเซอร์ ของไอน้ำ เพื่อเพิ่มพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนนั่นเอง

3.4 ทฤษฎีการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.4.1 การพาแบบบังคับสำหรับการไหลภายในท่อ

การไหลของของไหลภายในท่อจะมีความแตกต่างจากการไหลภายนอกท่อ คือการไหลภายในท่อมีขอบเขตจำกัดโดยที่ความหนาของขบวนการเคลื่อนที่ ไม่สามารถเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ได้ เพราะว่าเมื่อไหลไปได้ระยะหนึ่งขบวนการเคลื่อนที่ก็จะก่อตัวเต็มพื้นที่หน้าตัดของท่อจึงไม่สามารถขยายออกไปได้อีก รูปร่างของความเร็วจะมีลักษณะชัดเจนแน่นอน ไม่เปลี่ยนแปลงต่อไปอีก ซึ่งการไหลลักษณะนี้เรียกว่า การไหลที่รับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed flow) ส่วนการไหลส่วนหน้านี้เรียกว่า การไหลก่อนการปรับตัว (developing flow) และช่วงระยะของการไหลแบบนี้เรียกว่าบริเวณทางเข้าไฮดรอดินามิก (Hydrodynamic entrance region)

(1) การไหลของของไหลภายในท่อ

สำหรับการไหลภายในท่อนั้น ต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นอย่างไร แบบลามินาร์หรือเทอร์บูเลนต์ โดยจะมีสูตรที่ใช้ในการคำนวณค่าการไหลภายในท่อคือค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับการไหล

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (3.7)$$

โดยที่ Re คือ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์

μ คือ ค่าความหนืดพลวัตของอากาศ ($\text{kg/m} \cdot \text{s}$)

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)

D_h คือ เส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter) (m)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

V คือ ความเร็วเฉลี่ยของไหล (m/s)

โดยค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤติ สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากลามินาร์ เป็นเทอร์บูเลนต์ เริ่มต้นจาก

$$Re \approx 2300$$

และการไหลจะเป็นแบบเทอร์บูเลนต์เต็มที่เมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ อยู่ในช่วง

$$Re \geq 4000$$

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วหาได้จากสมการ

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{lam} = 0.05Re \quad (3.8)$$

สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับการหาระยะทางการปรับตัว แต่รู้เพียงว่า ไม่เกี่ยวข้องกับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ และมีค่าประมาณ

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{turb} \leq 60 \quad (3.9)$$

โดยที่ Re คือ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์

$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{lam}$ คือ ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการไหลแบบลามินาร์

$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{turb}$ คือ ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์

(2) ความเร็วเฉลี่ย

ข้อแตกต่างสำหรับการไหลภายในและการไหลภายนอก คือ เราไม่สามารถจะใช้ความเร็วของกระแสอิสระ u_∞ ของของไหลได้ เนื่องจากความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงต้องใช้ความเร็วเฉลี่ย u_m (mean velocity) แทน โดยนิยามของความเร็ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เฉลี่ยนี้คือ ความเร็วที่เมื่อคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อ และความหนาแน่นของของไหล แล้วจะเท่ากับ อัตราการไหลของมวล ซึ่งหาได้จากสมการ

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (3.10)$$

ถ้าเป็นอัตราการไหลที่สภาวะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้แล้ว ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า \dot{m} และ u_m ย่อมมีค่าคงที่ตลอดแนวความยาว โดยสามารถหาได้จากสมการ

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (3.11)$$

โดยที่ Re คือ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์
 μ คือ ค่าความหนืดพลวัตของอากาศ, $\text{kg/m} \cdot \text{s}$
 D_h คือ เส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), m
 \dot{m} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, kg/s
 A_c คือ พื้นที่หน้าตัดของท่อ, m^2

3.4.2 การถ่ายเทความร้อนในท่อผิวเรียบ

ค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะขึ้นอยู่กับรูปแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สภาพการไหลของของไหล สมบัติเชิงความร้อนของของไหล และยังขึ้นอยู่กับ การเปลี่ยนแปลงสถานะของของไหลด้วย

$$h = \frac{Nu_D k}{D} \quad (3.12)$$

เมื่อ h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $\text{W/m}^2\text{°C}$

k คือ ค่าการนำความร้อนของวัสดุ, $\text{W/m}^{\circ}\text{C}$

Nu_D คือ ค่าตัวเลขนัสเซลท์

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ช่วงปรับตัวเต็มในท่อกลมเรียบโดย Nu_b หาได้จากสมการของ Gnielinski และ Petukhov-Kirillov

$$Nu_b = \frac{(f/2)(Re_b - 1000)Pr_b}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr_b^{2/3} - 1)} \quad (3.13)$$

สมการนี้สำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$$2300 < Re_b < 10^4$$

เมื่อ

$$f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^{-2} \quad (3.14)$$

สมการนี้สำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$$2300 < Re_b < 8 \times 10^6$$

$$0.5 < Pr_b < 2000$$

** เปิดค่าคุณสมบัติต่างๆจาก $T_b = \frac{T_{min} + T_{max}}{2}$

โดยที่ Pr คือค่าตัวเลขพริ้นด์

3.4.3 การไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อชั้นกันรูปวงแหวน

ปัญหาการหลายในท่อจำนวนมากเกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนในท่อชั้นกันรูปวงแหวนของไหลไหลผ่านช่องว่างรูปวงแหวนในท่อชั้นกัน และการพาความร้อนที่เกิดขึ้นอาจเข้าสู่หรือออกจากผิวท่อภายในและภายนอกทั้งสองก็ได้ เราสามารถระบุฟลักซ์ความร้อนหรืออุณหภูมิซึ่งเป็นเงื่อนไขทางความร้อนของแต่ละผิวในกรณีใดๆ ฟลักซ์ความร้อนที่แต่ละผิวอาจคำนวณได้จากสมการ

$$q''_i = h_i(T_{s,i} - T_m) \quad (3.15)$$

$$q''_o = h_o(T_{s,o} - T_m) \quad (3.16)$$

สังเกตว่าเราจะแยกค่า h แต่ละกรณีซึ่งเกี่ยวข้องกับผิวภายในและภายนอก และค่า Nu_D ที่สอดคล้องกันอยู่ในรูป

$$Nu_i \equiv \frac{h_i D_h}{k} \quad (3.17)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Nu_o \equiv \frac{h_o D_h}{k} \quad (3.18)$$

โดยที่ค่า D_h จากสมการจะเป็น

$$D_h = \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_o + \pi D_i} = D_o - D_i \quad (3.19)$$

สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ค่าต่างๆจะเป็นฟังก์ชันของ Re_D และ Pr ใดๆก็ตามให้หาโดยใช้ D_h แทน D กับสมการของ Gnielinski และ Petukhov-Kirillov



รูปที่ 3.4 แสดงท่อซ้อนกันรูปวงแหวน

3.4.4 การสมดุลพลังงาน (กรณีการถ่ายเทความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant Heat flux))

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อากาศได้รับ พิจารณาการไหลในท่อ ของไหลด้วยอัตรามวลคงที่ และมีการพาความร้อนเกิดขึ้น ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของไหลรวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางแนวแกนจะไม่นำมาคิด ละทิ้งได้ ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลลาซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลเกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนและงานจากการไหลเท่านั้น จะได้สมการของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ในชุดอุปกรณ์ทดลองคือ

$$Q = mc_p(T_i - T_o) = hA_s(T_w - T_b) \quad (3.20)$$

โดยที่ Q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อากาศได้รับ ,Watt

m คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, kg/s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

c_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{K}$

T_i คือ อุณหภูมิอากาศด้านขาเข้า, $^\circ\text{C}$

T_o คือ อุณหภูมิอากาศด้านขาออก, $^\circ\text{C}$

h คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$

A_s คือ พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อน, m^2

T_w คือ อุณหภูมิผิวเฉลี่ยผนังร้อน, $^\circ\text{C}$

T_b คือ อุณหภูมิของไหลเฉลี่ย, $^\circ\text{C}$

3.4.5 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหล

ปกติวิศวกรมักสนใจเกี่ยวกับความดันลดในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้เกี่ยวข้องกับการหาขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันลด เราจะใช้ตัวประกอบเสียดทานของ Moody (หรือ Darcy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

$$f = \frac{-(dp/dx)D}{\rho u_m^2/2} \quad (3.21)$$

โดยค่านี้ต่างจากสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน C_f ซึ่งบางครั้งเรียกว่า ตัวประกอบเสียดทานเฟอนิ่ง ซึ่งนิยามว่า

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho u_m^2/2} \quad (3.22)$$

เพราะว่าแรงเสียดบนผิวของของไหลเท่ากับ (ทิศทางตรงกันข้าม) แรงบนผิวของของไหล ดังนั้นความเค้นเฉือนบนผิวกำหนดเป็น $\tau_s = -\mu(du/dr)$ จะได้สมการ

$$C_f = \frac{f}{4} \quad (3.23)$$

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว จะได้สมการ

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (3.24)$$

โดยที่ f คือ ตัวประกอบแรงเสียดทาน

Re คือ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์

สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว การวิเคราะห์จะยุ่งยากกว่าต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทานสำหรับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ ได้แสดงไว้ในโคอะแกรมของ Moody ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเรย์โนลด์นัมเบอร์และสถานะผิวท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวท่อเรียบ และจะมีค่ามากเมื่อความหยาบของผิว (e) เพิ่มขึ้นสหพันธ์โดยประมาณเป็นดังนี้

$$f = (1.58 \ln \text{Re}_b + 3.28)^{-2} \quad (3.25)$$

สำหรับช่วง $2300 < \text{Re}_b < 8 \times 10^6$ และ $0.5 < \text{Pr}_b < 2000$

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยมที่อยู่ในรูปตัวแปรไร้มิติ ในรูปของ f จะหาได้จากสมการ

$$\Delta P = f \frac{\rho L \bar{V}^2}{2D_h} \quad (3.26)$$

โดยที่ ΔP คือ ความดันตรงคร่อมของของไหล, N/m^2

f คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3

L คือ ความยาวท่อ, m

\bar{V} คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s

D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), m

เราอาจใช้ค่า f บ่งบอกค่าการสูญเสียภายในท่อ ในรูปของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่ง f เป็นตัวแรกไร้มิติที่เป็นฟังก์ชันของ $f = \phi[\text{Re}, e/D]$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการที่แล้ว เราสามารถใช้หาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานได้โดยจะมีสมการเป็น

$$f = \frac{2D_h \Delta P}{L \rho \bar{V}^2} \quad (3.27)$$

3.4.6 ความดันตกคร่อมและงานที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนของไหล

ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สิ่งที่น่าสนใจโดยตรงคือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการออกแบบ แรงเสียดทานของของไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็เป็นอีกปัจจัยหนึ่งที่สำคัญ เมื่อพิจารณาถึงความดันตกที่เกิดจากการไหลของของไหลในระบบ นั้นหมายถึงค่า Pumping Power หรืองานที่จำเป็นต้องใส่ให้แก่ระบบเพื่อให้ของไหลยังคงรักษาอัตราการไหลเดิมไว้ได้ ซึ่งการเพิ่มปั๊มหรือพัดลมเข้าไป จะทำให้ค่าใช้จ่ายในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น ดังนั้น ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงจำเป็นต้องพิจารณาทั้งสองตัวแปรควบคู่กันไป เพื่อให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพมากที่สุด และ ต้องเกิดความดันตก หรือ เกิดงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนของไหลให้น้อยที่สุด โดยพลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนของไหลให้ไหลผ่านบริเวณใดๆ สามารถพิจารณาได้จากสมการ

$$W_{in} = Q \Delta p \quad (3.28)$$

โดยที่ W_{in} คือ พลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อน (Pumping Power), Watt

Q คือ อัตราการไหลของของไหล, m^3/s

Δp คือ ความดันตกคร่อมของของไหล, N/m^2

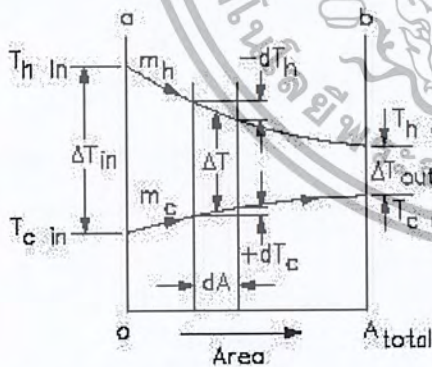
สำหรับแบบปั่นป่วนค่า f สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดไม่เป็นวงกลม (ท่อสี่เหลี่ยม, ท่อสามเหลี่ยม, ท่อสี่เหลี่ยม) อาจประมาณค่ามาจากข้อมูลของการไหลผ่านท่อกลมได้ เมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางเดิมของท่อกลมถูกแทนด้วย เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (D_h)

3.4.7 วิธีการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

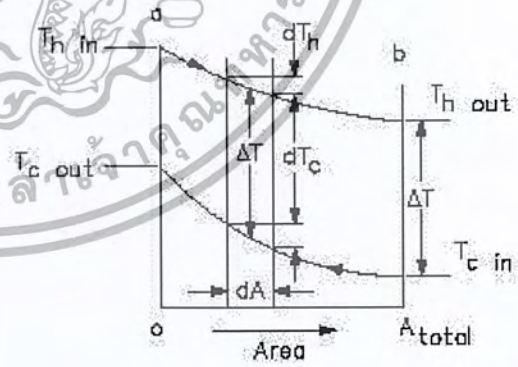
สิ่งสำคัญในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ การคำนวณประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการวิเคราะห์ประสิทธิภาพ และอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็นสามารถทำได้หลายวิธีด้วยกันที่สำคัญ เช่น วิธี LMTD (Log Mean Temperature Difference) และวิธี NTU (Heat Exchanger Effectiveness)

(1) LMTD (Mean or Log Mean Temperature Difference)

ในการออกแบบหรือการทำนายประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จำเป็นต้องมีอุณหภูมิของของไหลขาเข้า อุณหภูมิของของไหลขาออก สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดเข้ามาเกี่ยวข้อง อัตราการถ่ายเทความร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยไม่คิดการถ่ายเทความร้อนระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับสิ่งแวดล้อม และไม่คิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์และพลังงานจลน์ การคำนวณการถ่ายเทความร้อนโดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD) พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน โดยการไหลแบบสวนทางกันหรือการไหลแบบตามกันก็ได้ และรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลทั้งสองกรณี สามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อซ้อนกันได้



Temperature Distribution in Parallel Flow Heat Exchanger



Temperature Distribution in Counter-Flow Heat Exchanger

รูปที่ 3.5 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิสำหรับการไหลแบบสวนทางกันและการไหลแบบตามกัน

การออกแบบทางด้านความร้อนสมการพื้นฐานที่แสดงความสัมพันธ์ของอัตราความร้อนคือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q = UA\Delta T_{LMTD} \quad (3.29)$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อของไหลร้อน (ท่อใน)

$$q = \dot{m}_h c_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (3.30)$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อของไหลเย็น (ท่อนอก)

$$q = \dot{m}_c c_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \quad (3.31)$$

โดยที่ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยคือ

$$q = \frac{q_h + q_c}{2} \quad (3.32)$$

(2) การหาค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (LMTD)

สำหรับการไหลแบบตามกัน Parallel flow

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}\right)} \quad (3.33)$$

สำหรับการไหลแบบสวนทางกัน Counter flow

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}\right)} \quad (3.34)$$

การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_c}} \quad (3.35)$$

(3) \mathcal{E} -NTU (Heat Exchanger Effectiveness)

ค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Effectiveness) ซึ่งเป็นตัวแปรไร้มิติมีค่าขึ้นอยู่กับ NTU (Number of Transfer Unit), อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ, และลักษณะของการไหลของของไหลร้อนและของไหลเย็นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

NTU นิยามว่าเป็นสัดส่วนของค่าการถ่ายเทความร้อน โดยรวมต่อค่าความจุความร้อนที่น้อยที่สุด นั่นคือ

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.36)$$

$$C_{\min} = \dot{m}c_p \quad (3.37)$$

เมื่อ U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม หน่วย วัตต์ต่อตารางเมตรเคลวิน

A คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน หน่วย ตารางเมตร

C_{\min} คือ ค่าต่ำสุดระหว่าง C_{\min} และ C_{\max}

c_p คือ ความจุความร้อนจำเพาะ หน่วย จูลต่อกิโลกรัมเคลวิน

ค่าสัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อนของการไหลแบบสวนทางกัน

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1-C_r))}{1 - C_r \exp(-NTU(1-C_r))} \quad (3.38)$$

เมื่อ $C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}}$

ค่าสัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อนของการไหลแบบตามกัน

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1+C_r))}{1 + C_r} \quad (3.39)$$

เมื่อ $C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}}$

3.4.8 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

(1) วิธีแบบ Active

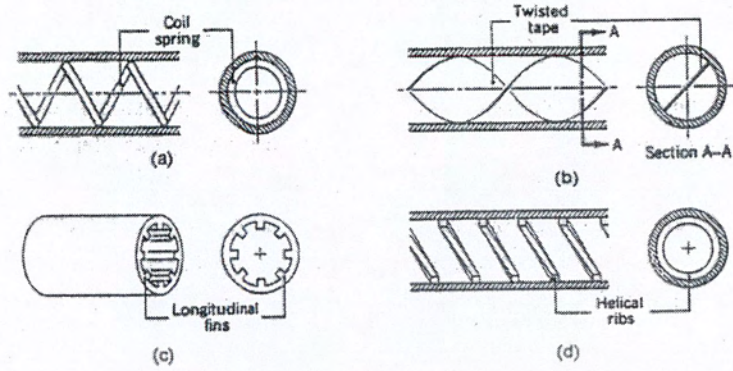
วิธีนี้ต้องการแหล่งพลังงานภายนอก เช่นการใช้อุปกรณ์ทางกล การทำให้เกิดการสั่นของพื้นผิว การทำให้เกิดการสั่นของของไหล การใช้สนามไฟฟ้าสถิต การฉีดพ่นหรือดูดของไหล

(2) วิธีแบบ Passive

วิธีแบบนี้ไม่ต้องการแหล่งพลังงานภายนอก ได้แก่ การใช้พื้นที่ที่ได้รับการปรับสภาพ การใช้พื้นผิวหยาบ การเพิ่มพื้นที่ผิว การติดตั้งอุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ การติดตั้งอุปกรณ์ที่ทำให้อากาศเกิดการหมุนวน การสอดใส่แผ่นใบบิด เป็นต้น

มีวิธีหลายประการแบบ Passive สำหรับช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ วิธีที่ยอมรับกันก็คือการเพิ่มค่า h หรือ การเพิ่มพื้นที่ผิวการพาให้มากขึ้น ตัวอย่างเช่น ค่า h อาจเพิ่มได้โดยทำให้ผิวขรุขระ ทำได้โดยการเจียรแต่ง หรือ สอดใส่ลวดคอยล์-สปริงก็ได้ การสอดใส่ลวดเป็นเกลียวให้สัมผัสกับผิวภายในท่อ ตามรูปที่ 3-6 (helical roughness) อีกวิธีหนึ่งเป็นการเพิ่ม h โดยการทำให้เกิดการหมุนวน (swirl) ด้วยการสอดใส่แผ่นเกลียวบิด (twisted tape) ตามรูป การสอดแทรกนี้ประกอบด้วยแผ่นบางที่ถูกบิดเป็นควงของมุม 360 เป็นผลให้ความเร็วการไหลเพิ่ม เนื่องจากความเร็วสัมผัสเพิ่มใกล้ผนังท่อ พื้นที่การถ่ายเทความร้อนเพิ่มได้โดยการติดครีบก้นตามแนวยาวแก่ผิวภายใน ในขณะที่ค่า h และพื้นที่อาจทำให้เพิ่มได้โดยใช้ครีบก้นเกลียวอน (spiral fins) การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนอาจเป็นผลให้เกิดความดันลด (pressure drop) มากขึ้น ดังนั้นอาจจำเป็นต้องใช้พัดลมหรือปั๊มเพิ่มอีก

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการใช้ท่อขดเกลียว (coiling tube) ตามรูปที่ 3.6 การถ่ายเทความร้อนอาจเพิ่มมากขึ้นได้โดยปราศจากการเกิดเทอร์บูเลนซ์หรือการเพิ่มพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อน ในกรณีนี้แรงหนีศูนย์กลางจะทำให้เกิดการไหลแบบ secondary flow ประกอบด้วยคู่ของการไหลวนตามยาว (longitudinal vortices) ซึ่งจะช่วยเพิ่มค่า h ให้สูงขึ้น



รูปที่ 3.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแบบต่างๆ

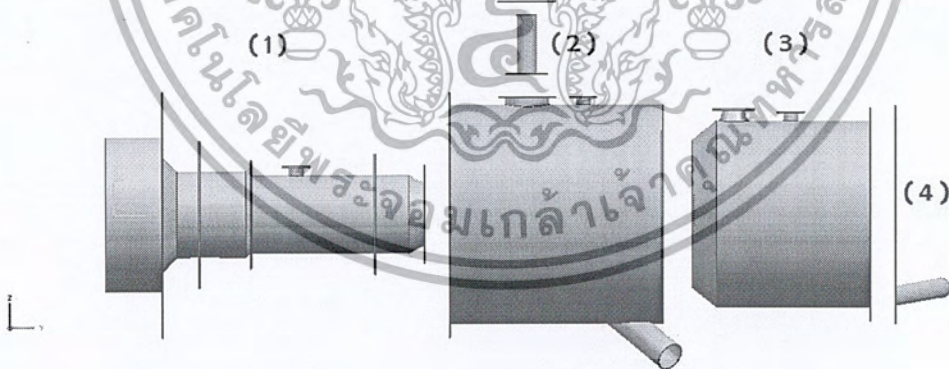
บทที่ 4

การคำนวณและการออกแบบ

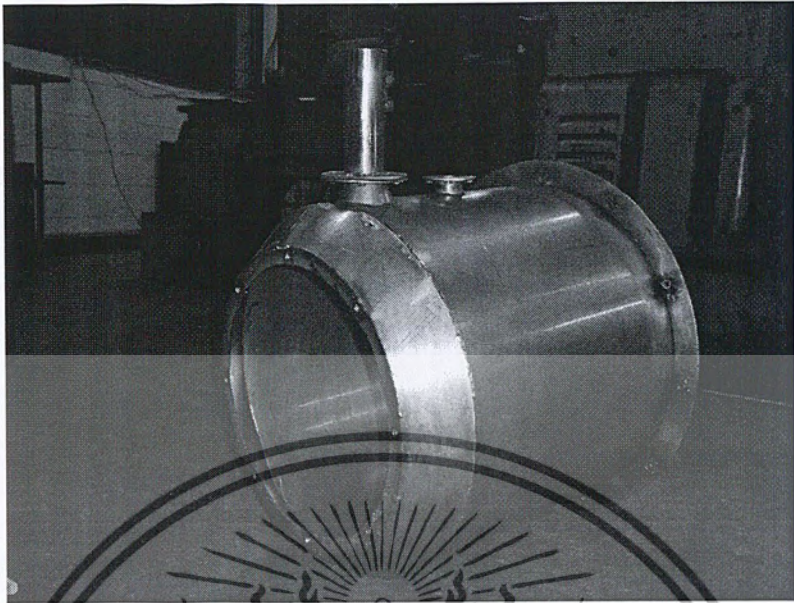
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างขึ้นสำหรับทดลองนี้เป็นชนิดไหลตามกัน ถึงแม้ว่าการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันจะดีกว่าแบบไหลตามกัน แต่เนื่องจากชุดทดลองเครื่องยนต์กั๊กันแก๊สที่ปรับปรุงมีขอบเขตจำกัดด้านพื้นที่และการจัดวางแนวทางการไหลของอุปกรณ์ต่างๆที่เพิ่มเข้ามา ซึ่งการจัดวางการไหลแบบไหลตามกันจะสะดวกต่อการออกแบบและติดตั้งมากกว่าอีกแบบหนึ่ง โครงการนี้จึงเลือกออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกันเพิ่มเข้ามาที่ชุดทดลองเครื่องยนต์กั๊กันแก๊สเดิม ซึ่งในบทนี้จะกล่าวถึงหัวข้อสำคัญ 2 หัวข้อคือ การออกแบบและการคำนวณ ซึ่งจะยึดตามหลักทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1.1 ส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 4.1 แสดงส่วนประกอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 4.2 แสดงชุดรับไอเสียที่ไหลผ่านจาก Power turbine (หมายเลข 3)



รูปที่ 4.3 แสดงชุดรับอากาศที่ไหลผ่านการอัดตัวจาก Compressor (หมายเลข 2)

โดยส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบขึ้น จะมีส่วนสำคัญ 3 ส่วนดังนี้

(1) ชุดรับไอเสียที่ผ่านจาก Power Turbine (จากภาพคือเลข 3) มีลักษณะเป็นทรงกระบอกร่วมแกนเดียวกันและล้อมรอบกับตัวชุดทดลองเครื่องยนต์กังหันแก๊สเดิม โดยมีการเพิ่มหน้าแปลนขึ้นมาเพื่อยึดชุดรับ ไอเสียเข้ากับตัวเครื่องยนต์เข้าด้วยกัน หน้าของอุปกรณ์ชิ้นนี้คือ เป็นชั้นการไหลของไอเสีย ให้ไอเสียที่ไหลผ่านเข้ามา มีการไหลแบบหมุนวนภายใน

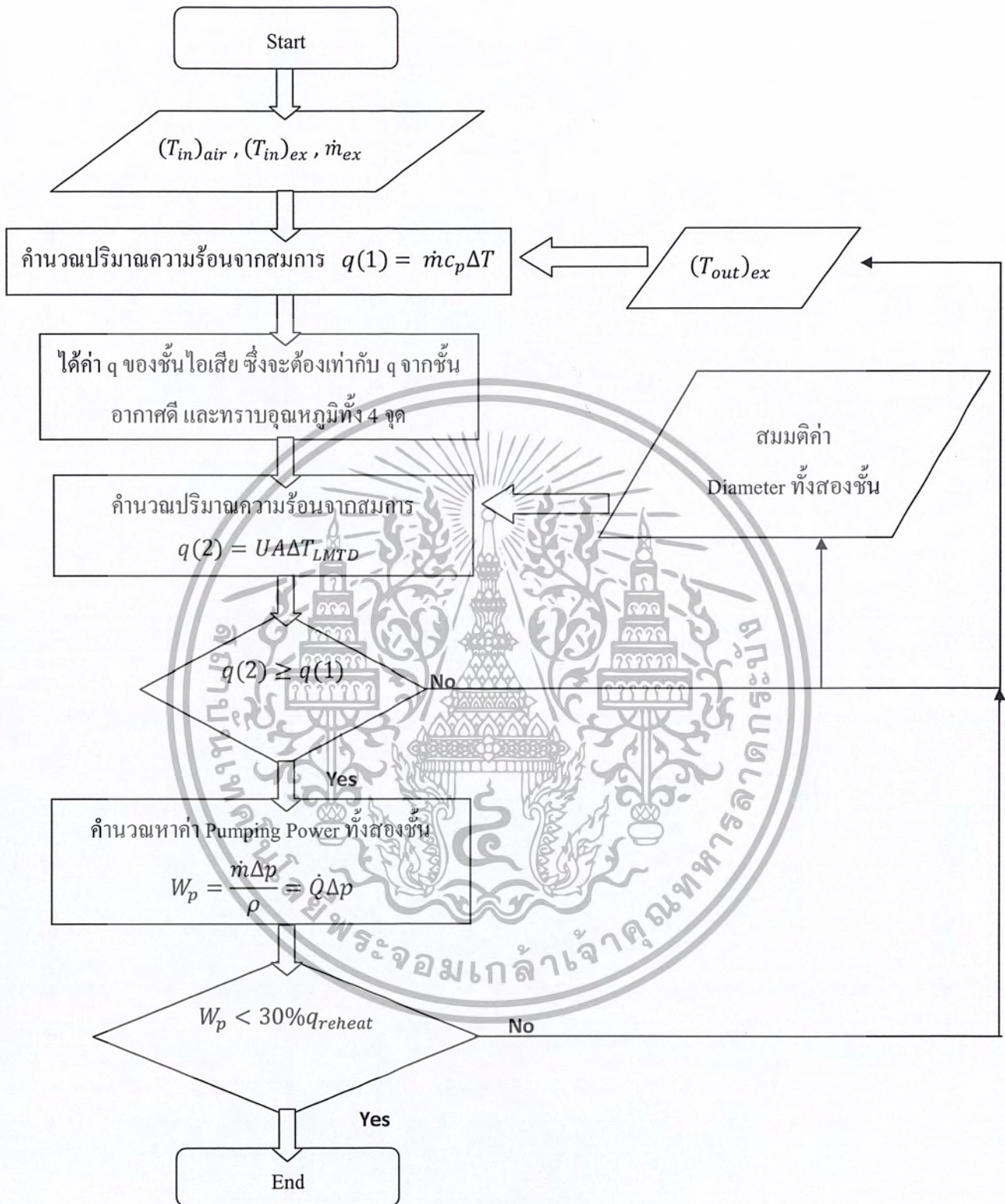
(2) ชุดรับอากาศดีที่ผ่านการอัดตัวจากอุปกรณ์อัดอากาศ (จากภาพคือเลข 2) มีลักษณะเป็นชั้นที่เพิ่มเข้ามาล้อมรอบชุดรับ ไอเสีย ซึ่งอากาศดีที่ผ่านการอัดตัวจากอุปกรณ์อัดอากาศจะถูกอุ้มด้วยไอเสียภายในชุดรับไอเสียที่บริเวณนี้ หน้าของอุปกรณ์ชิ้นนี้คือ เป็นชั้นการไหลของอากาศดี ให้ไอดีที่ไหลเข้ามา มีการหมุนวนภายใน

(3) แผ่นปิดชั้นอากาศด้านหลัง (จากภาพคือเลข 4) เป็นลักษณะแผ่นกลม ที่มีการติดต่อทางเข้าไอเสียเพื่อให้ไหลเข้าสู่ชุดรับ ไอเสีย (อุปกรณ์ชิ้นที่ 2 จากภาพ) หน้าของอุปกรณ์ชิ้นนี้ คือปิดกั้นอากาศและไอเสียไม่ให้ไหลออกมาด้านหลังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.2 การคำนวณหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.2.1 ขั้นตอนการคำนวณ

แสดงในรูป 4.4 โดยในการคำนวณนั้น จะสมมติให้เป็นการไหลภายในท่ออย่างง่าย



รูปที่ 4.4 แสดงขั้นตอนการคำนวณ

4.2.2 ตัวอย่างการคำนวณ

(1) การคำนวณขนาด

เงื่อนไขเริ่มต้น

ตารางที่ 4.1 แสดงเงื่อนไขเริ่มต้นในการคำนวณ

Type	Symbol	Value	Unit
Temperature In of Intake	$(T_{in})_{air}$	313	K
Temperature In of Exhaust	$(T_{in})_{ex}$	673	K
Outner Diameter of Intake	D_{id}	0.557	m
Outner Diameter of Exhaust	D_{ex}	0.477	m
Long of Heat Exchanger	L	0.455	m
Diameter of Linear	d	0.204	m
Mass Flow Rate Air	\dot{m}_{air}	0.113206384	kg/s
Mass Flow Rate LPG	\dot{m}_{LPG}	0.00099948	kg/s
Specific Heat capacity of exhaust	$(c_p)_{ex}$	1067.95	J/kg · K
Specific Heat capacity of air	$(c_p)_{air}$	1006.627	J/kg · K

*หมายเหตุ การอ่านค่า c_p จากตารางคุณสมบัติ จะใช้ $T_b = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$ เป็นค่าอ้างอิง

สมมติอุณหภูมิทางออกไอเสียเป็น 668 K

ชั้นไอเสีย

$$\text{จากสมการ } q = \dot{m}c_p\Delta T = \dot{m}_{ex}(c_p)_{ex}((T_{in})_{ex} - (T_{out})_{ex})$$

$$\dot{m}_{ex} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{LPG} = 0.11320638 + 0.00099948 = 0.11420586$$

$$q = (0.11420586)(1067.95)(673 - 668)$$

$$q = 609.831W$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้าไม่คิดการสูญเสียความร้อนในอุปกรณ์ Heat Recovery

$$Q_{air} = Q_{exhaust}$$

ชั้นอากาศดี

$$\text{จากสมการ } q = \dot{m}c_p\Delta T = \dot{m}_{air}(c_p)_{air}((T_{out})_{air} - (T_{in})_{air})$$

$$609.831 = (0.1132068)(1006.627)((T_{out})_{air} - 313)$$

$$(T_{out})_{air} = 318.351 \text{ K}$$

สรุปได้ว่า

$(T_{in})_{air}$	313	K
$(T_{out})_{air}$	318.351	K
$(T_{in})_{ex}$	673	K
$(T_{out})_{ex}$	668	K

คำนวณหา ΔT_{LMTD}

แบบไหลตามกัน

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{e0} - T_{a0}) - (T_{ei} - T_{ai})}{\ln\left(\frac{T_{e0} - T_{a0}}{T_{ei} - T_{ai}}\right)}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(668 - 318.351) - (673 - 313)}{\ln\left(\frac{668 - 318.351}{673 - 313}\right)}$$

$$\Delta T_{LMTD} = 354.799$$

กำหนดขนาดที่ใช้ในการออกแบบ

$$D_{air} = 0.557 \text{ m}$$

$$D_{ex} = 0.477 \text{ m}$$

คำนวณหาคุณสมบัติต่างๆ

ชั้นไอเสีย

ค่าคุณสมบัติของไอเสีย ที่อุณหภูมิ $T_b = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} = \frac{673 + 668}{2} = 670.5 \text{ K}$

μ	3.29×10^{-5}	$N.s/m^2$
k	0.0508	$W/m.K$
Pr	0.692	

คำนวณหาค่า Re ของชั้นไอเสีย

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_h \mu}$$

$$D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4(\text{net free flow area})}{\text{wetted perimeter}}$$

$$D_h = \frac{4(\pi/4)(D_i^2 - d_o^2)}{\pi(D_i + d_o)} = (D_i - d_o)$$

$$Re = \frac{4(0.11420586)}{\pi(0.477 - 0.204)(3.29 \times 10^{-5})}$$

$$Re = 16189.743$$

คำนวณหาค่า Nu ของชั้นไอเสีย [สมการของ Gnielinski และ Petukhov-Kirillov]

$$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)}$$

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2}$$

$$f = (1.58 \ln(16189.743) - 3.28)^{-2}$$

$$f = 6.906 \times 10^{-3}$$

$$\therefore Nu = \frac{(6.906 \times 10^{-3}/2)(16189.743-1000)(0.692)}{1+12.7(6.906 \times 10^{-3}/2)^{1/2}(0.692^{2/3}-1)}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Nu = 43.334$$

คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของชั้นไอเสีย

$$h = \frac{Nuk}{d}$$

$$h = \frac{(43.334)(0.0508)}{(0.477-0.204)}$$

$$h = 8.064 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

ชั้นอากาศดี

ค่าคุณสมบัติของไอเสีย ที่อุณหภูมิ $T_b = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} = \frac{313 + 318.351}{2} = 315.676 \text{ K}$

μ	1.92×10^{-5}	N.s/m^2
k	0.0275	W/m.K
Pr	0.705	

คำนวณหาค่า Re ของชั้นอากาศดี

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_h \mu}$$

$$D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4(\text{net free flow area})}{\text{wetted perimeter}}$$

$$D_h = \frac{4(\pi/4)(D_i^2 - d_o^2)}{\pi(D_i + d_o)} = (D_i - d_o)$$

$$Re = \frac{4(0.1132068)}{\pi(0.557-0.477)(1.92 \times 10^{-5})}$$

$$Re = 93840.739$$

คำนวณหาค่า Nu ของชั้นอากาศดี [สมการของ Gnielinski และ Petukhov-Kirillov]

$$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr_b}{1+12.7(f/2)^{1/2}(Pr_b^{2/3}-1)}$$

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2}$$

$$f = (1.58 \ln(93840.739) - 3.28)^{-2}$$

$$f = 4.631 \times 10^{-3}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\therefore Nu = \frac{(4.631 \times 10^{-3} / 2)(93840.739 - 1000)(0.705)}{1 + 12.7(4.631 \times 10^{-3} / 2)^{1/2}(0.705^{2/3} - 1)}$$

$$Nu = 184.747$$

คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของชั้นอากาศดี

$$h = \frac{Nuk}{d}$$

$$h = \frac{(184.747)(0.0275)}{(0.557 - 0.477)}$$

$$h = 63.507 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

คำนวณหาค่า overall heat transfer coefficient

$$U = \frac{1}{1/h_i + 1/h_o}$$

$$U = \frac{1}{1/8.064 + 1/63.507}$$

$$U = 7.155 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

คำนวณหาปริมาณความร้อนด้วยวิธี LMTD

$$q = UA\Delta T_{LMTD}$$

$$q = U(\pi D_h L)\Delta T_{LMTD}$$

$$q = (7.155)\pi(0.477 - 0.204)(0.455)(354.799)$$

$$q = 990.640 \text{ W}$$

$$q(1) = 609.831 \text{ W}$$

$$q(2) = 990.640 \text{ W}$$

$q(2) \geq q(1)$ สามารถนำขนาดที่คำนวณไว้ไปออกแบบได้

(2) การคำนวณ Pumping Power

ตารางที่ 4.2 แสดงค่าเริ่มต้นในการคำนวณ Pumping Power

Type	Symbol	Value	Unit
Temperature In of Intake	$(T_{in})_{air}$	313	K
Temperature In of Exhaust	$(T_{in})_{ex}$	673	K
Outer Diameter of Intake	D_{id}	0.557	m
Outer Diameter of Exhaust	D_{ex}	0.477	m
Long of Heat Exchanger	L	0.455	m
Diameter of Linear	d	0.204	m
Mass Flow Rate Air	\dot{m}_{air}	0.113206384	kg/s
Mass Flow Rate Ex	\dot{m}_{ex}	0.114205864	kg/s
Density of Exhaust @ T = 673 K	ρ_{ex}	0.518	kg/m ³
Density of Air @ T = 313 K	ρ_{air}	1.118	kg/m ³

ชั้นไอเสีย

คำนวณหาค่า Frictional pressure drop [สมการของ Gnielinski และ Petukhov-Kirillov]

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2}$$

$$f = (1.58 \ln(16189.743) - 3.28)^{-2}$$

$$f = 6.906 \times 10^{-3}$$

คำนวณหาค่าความดันลด

$$\Delta p = 4f \frac{L \rho u_m^2}{2D_h}$$

คำนวณหา u_m จากความสัมพันธ์

$$\dot{m} = \rho u_m A$$

$$u_m = \frac{\dot{m}_{ex}}{\rho A} = \frac{0.114205864}{(0.518) \left(\frac{\pi(0.477^2 - 0.204^2)}{4} \right)}$$

$$u_m = 1.510 \text{ m/s}$$

จะได้ว่า

$$\Delta p = 4(6.621 \times 10^{-3}) \frac{(0.455)(0.518)(1.510)^2}{2 \times (0.477 - 0.204)}$$

$$\Delta p = 0.027$$

คำนวณหาค่า Pumping Power ของชั้น ไอเสีย โดยสมมติเป็นการไหลในท่ออย่างง่าย

$$W_p = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho} = \dot{Q} \Delta p$$

$$(W_p)_{ex} = \frac{(0.114205864)(0.027)}{0.518}$$

$$(W_p)_{ex} = 5.592 \times 10^{-3} \text{ kW} = 5.592 \text{ W}$$

ชั้นอากาศดี

คำนวณหาค่า Frictional pressure drop [สมการของ Gnielinski และ Petukhov-Kirillov]

$$f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^{-2}$$

$$f = (1.58 \ln(93840.739) - 3.28)^{-2}$$

$$f = 4.559 \times 10^{-3}$$

คำนวณหาค่าความดันลด

$$\Delta p = 4f \frac{L \rho u_m^2}{2D_h}$$

คำนวณหา u_m จากความสัมพันธ์

$$\dot{m} = \rho u_m A$$

$$u_m = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho A} = \frac{0.113206384}{(0.518) \left(\frac{\pi(0.557^2 - 0.477^2)}{4} \right)}$$

$$u_m = 1.558 \text{ m/s}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะได้ว่า

$$\Delta p = 4(4.559 \times 10^{-3}) \frac{(0.455)(1.118)(1.558)^2}{2 \times (0.557 - 0.477)}$$

$$\Delta p = 0.141$$

คำนวณหาค่า Pumping Power ของชั้นอากาศดี โดยสมมติเป็นการไหลในท่ออย่างง่าย

$$W_p = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho} = \dot{Q} \Delta p$$

$$(W_p)_{air} = \frac{(0.113206384)(0.141)}{1.118}$$

$$(W_p)_{air} = 0.014 \text{ kW} = 14 \text{ W}$$

$$\therefore (W_p)_{total} = (W_p)_{ex} + (W_p)_{air} = 5.592 + 14 = 19.592 \text{ W}$$

เงื่อนข้อที่ตั้งไว้

“งานที่ใช้ในการดึงความร้อนกลับมา จะต้องไม่เกิน 30% ของปริมาณความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ได้”

$$(W_p)_{total} \leq 0.3q$$

$$19.592 \leq 0.3(990.64)$$

$$19.592 \leq 297.192$$

บทที่ 5

การจำลองและวิเคราะห์ผลการออกแบบด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้งานสำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊ส ขั้นตอนทั่วไปคือการคำนวณเพื่อการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยข้อจำกัดต่างๆ ที่ได้มาจากการเก็บข้อมูลของเครื่องกังหันแก๊สเดิม อาทิเช่น อุณหภูมิและความดันที่จุดต่างๆ ที่เกี่ยวข้อง เป็นต้น แล้วทำการคำนวณขนาดด้วยรูปทรงอย่างง่ายเพื่อที่จะสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ในเบื้องต้น แต่อย่างไรก็ตามรูปทรงที่แท้จริงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้งานสำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊สนั้นจำเป็นต้องมีความซับซ้อนและไม่สามารถใช้รูปทรงทางเรขาคณิตทั่วไปที่ง่ายต่อการคำนวณ เนื่องจากปัญหาของการติดตั้งในพื้นที่ที่จำกัดด้วยรูปทรงภายนอกของเครื่องยนต์กังหันแก๊สเดิม ดังนั้นจึงมีความจำเป็นต้องทำการจำลองและวิเคราะห์ผลการออกแบบด้วย โปรแกรมคอมพิวเตอร์ควบคู่ไป

5.1 การเตรียมแบบจำลอง

5.1.1 การเตรียมแบบจำลองในขั้นตอนการร่างแบบ

การเตรียมแบบจำลองเพื่อใช้ในการจำลองทางคอมพิวเตอร์นั้น ในที่นี่จะใช้โปรแกรม UG NX 6.0[®] ในการสร้างแบบจำลองเพื่อใช้ในการวิเคราะห์ผล ซึ่งในการจำลองจะทำการวิเคราะห์ผลของไหลที่ได้เคลื่อนที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นจึงจำเป็นต้องเตรียมแบบจำลองดังต่อไปนี้

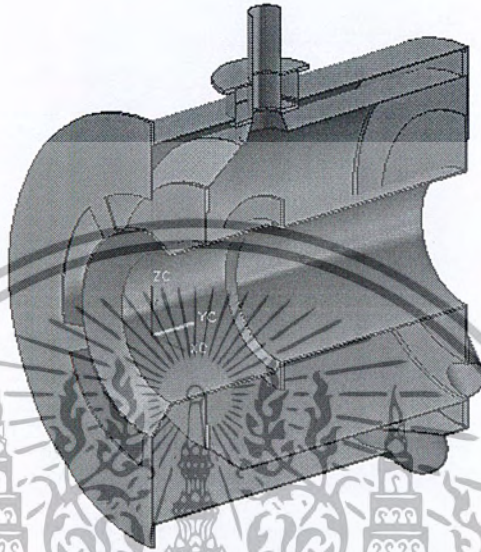
- (1) แบบจำลองที่ใช้แสดงเป็นโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ของแข็ง)
- (2) แบบจำลองที่ใช้แสดงเป็นของไหลที่เป็นอากาศดี ในชั้นอากาศดี (ของไหลเย็น)
- (3) แบบจำลองที่ใช้แสดงเป็นของไหลที่เป็นไอเสีย ในชั้นไอเสีย (ของไหลร้อน)

เนื่องจากแบบจำลองทั้งหมดมีขนาดใหญ่ แต่มีพื้นที่ในบางส่วนที่ใช้ในการวิเคราะห์เช่น

ความหนาของสแตนเลสมีความหนาเพียงแค่ 2 มิลลิเมตร ดังนั้นจึงมีความจำเป็นต้องแบ่งแบบจำลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

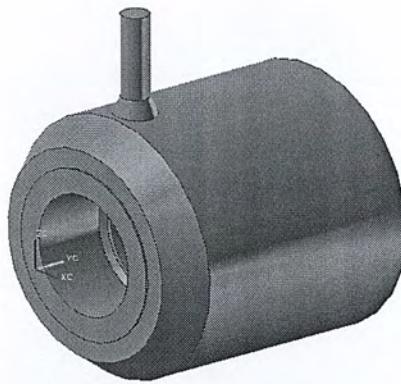
ทั้งหมดเป็นส่วนๆ แล้วนำไปประกอบกลับคืนก่อนที่จะสร้างเอลิเมนต์ (Element) เพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาการสร้างเอลิเมนต์ที่เกินหน่วยความจำ (Out of memory) หลังจากที่เตรียมแบบจำลองเรียบร้อยแล้ว จะทำการแปลงนามสกุลไฟล์ทั้งหมดของแบบจำลองให้กลายเป็น Parasolid (.x_t) เพื่อใช้สำหรับการสร้างเอลิเมนต์ในแบบจำลองต่อไป



รูปที่ 5.1 แบบจำลองที่ใช้แสดงเป็นโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 5.2 แบบจำลองที่ใช้แสดงเป็นของไหลที่เป็นอากาศดี ในชั้นอากาศดี



รูปที่ 5.3 แบบจำลองที่ใช้แสดงเป็นของไหลที่เป็นไอเสียบ ในชั้นไอเสียบ

5.1.2 การสร้างเอลิเมนต์ในแบบจำลอง

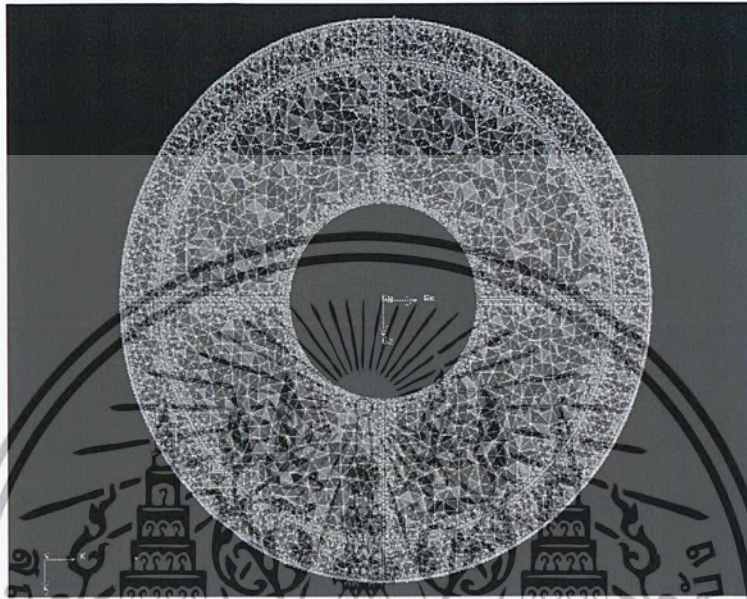
การสร้างเอลิเมนต์ในแบบจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในที่นี้ได้นำโปรแกรม Gambit 2.4.6 มาประยุกต์ใช้งานเพื่อสร้างเอลิเมนต์ให้กับแบบจำลองที่ได้เตรียมขึ้น การสร้างเอลิเมนต์ให้กับแบบจำลอง มีเทคนิคมากมายที่จะทำให้ได้แบบจำลองที่มีขนาดเอลิเมนต์ที่เหมาะสมและมีจุดเชื่อมต่อ(Node) ที่ตรงกันเพื่อให้เกิดความแม่นยำในการคำนวณและวิเคราะห์ผล

เนื่องจากแบบจำลองทุกชิ้นเมื่อนำไปประกอบในโปรแกรม Gambit 2.4.6[®] แล้ว แต่จะไม่สามารถสร้างเอลิเมนต์ได้เนื่องจากผิวของแบบจำลองทุกชิ้นยังไม่มีความสัมพันธ์ซึ่งกันและกัน ทำให้เมื่อกำหนดสร้างเอลิเมนต์ขึ้นมาใช้ทันที ผลที่เกิดขึ้นคือเอลิเมนต์บริเวณรอยต่อระหว่างแบบจำลองจะมีจุดเชื่อมต่อที่ไม่ตรงกันทำผลที่คำนวณได้ผิดพลาด ดังนั้นจึงจำเป็นต้องใช้คำสั่ง Split Volume เพื่อให้ผิวของแบบจำลองทุกชิ้นมีความสัมพันธ์ระหว่างกัน ในระหว่างขั้นตอนการสร้างเอลิเมนต์นี้ใช้ขนาดของเอลิเมนต์แต่ละส่วนแตกต่างกัน ซึ่งการลดปริมาณเอลิเมนต์ลงจะทำให้การคำนวณในการจำลองรวดเร็วขึ้นเช่นกัน สำหรับการกำหนดขนาดในการสร้างเอลิเมนต์ในแบบจำลอง มีดังนี้

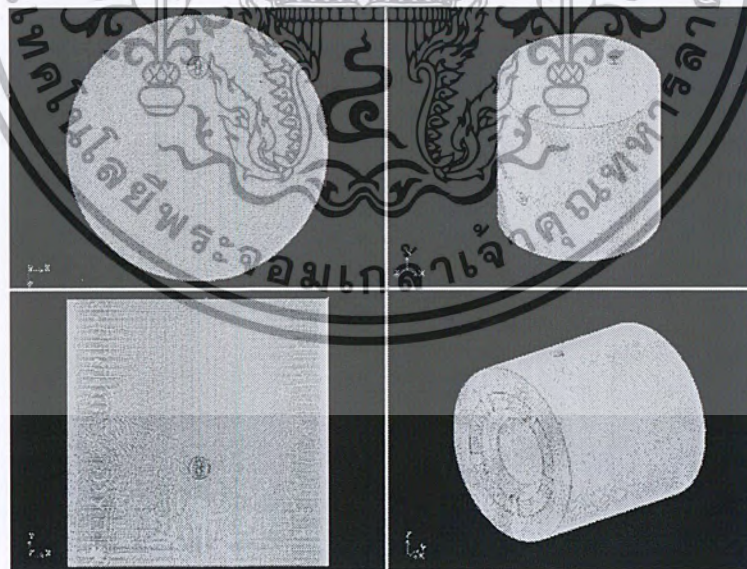
ตารางที่ 5.1 การกำหนดขนาดในการสร้างเอลิเมนต์ในแบบจำลอง

Volumes	แบบจำลองของ โครงสร้างเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อน	แบบจำลองของอากาศดี	แบบจำลองของไอเสียบ
Elements	Tet/Hybrid	Tet/Hybrid	Tet/Hybrid
Type	TGrid	TGrid	TGrid
Spacing	Interval size = 4	Interval size = 8	Interval count = 60

เมื่อทำการสร้างเอลิเมนต์โดยใช้รูปแบบสามเหลี่ยมสามมิติทรงสี่หน้าอันดับสาม (Tetrahedral) ในการประมาณค่า การสร้างแบบจำลองนี้สร้างได้จากการคำนวณแบบอัตโนมัติของ โปรแกรมคอมพิวเตอร์ จำนวนเอลิเมนต์ที่สร้างได้เท่ากับ 5,036,395 เอลิเมนต์ และจุดเชื่อมต่อ 786,646 จุด



รูปที่ 5.4 แสดงการสร้างเอลิเมนต์บริเวณผิวสัมผัสระหว่างชั้นของแบบจำลอง



รูปที่ 5.5 แสดงการสร้างเอลิเมนต์ในแบบจำลองในมุมมองที่ต่างกันไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 การจำลองการออกแบบ

การจำลองการออกแบบด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ในที่นี้จะใช้โปรแกรม Ansys Fluent 12.1[®] เป็นเครื่องมือช่วยวิเคราะห์ในกระบวนการทาง CFD (Computational Fluid Dynamics) สำหรับการทำนายอุณหภูมิและลักษณะการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้งานสำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

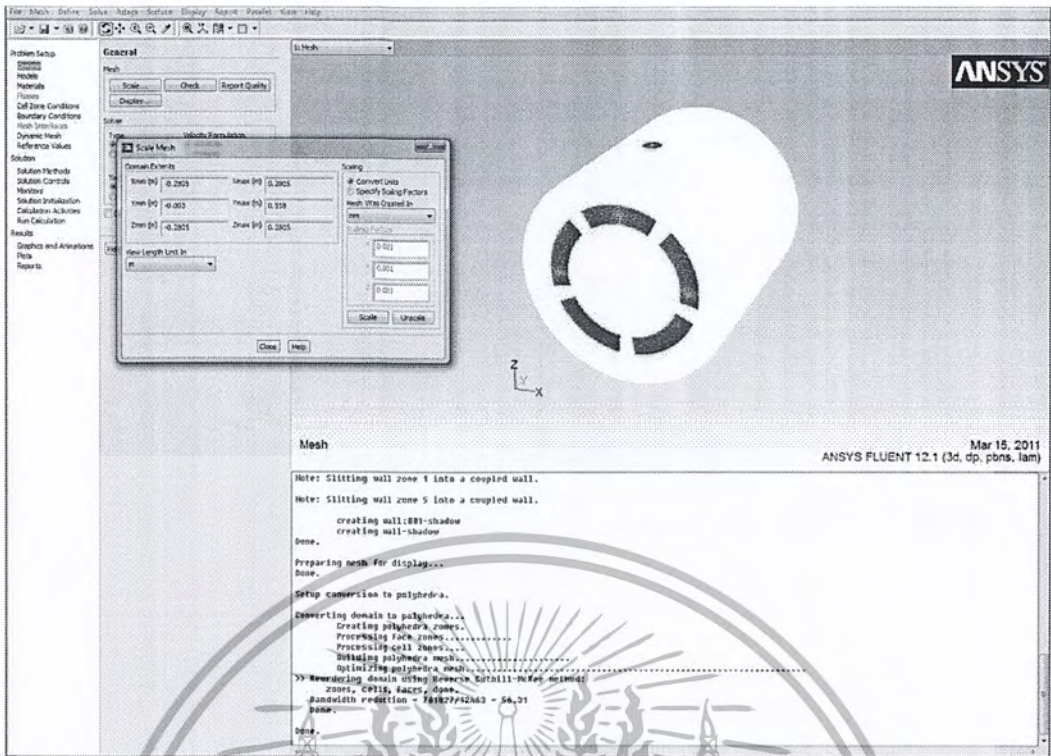
5.2.1 การเตรียมแบบจำลองในขั้นตอนการประมวลผล

1. นำเข้าไฟล์แบบจำลองที่ได้จากขั้นตอนการสร้างเอลิเมนต์ (.msh) เข้าสู่โปรแกรม ทำโดยไปที่ File >> Read >> Mesh ดังรูปที่ 5.6



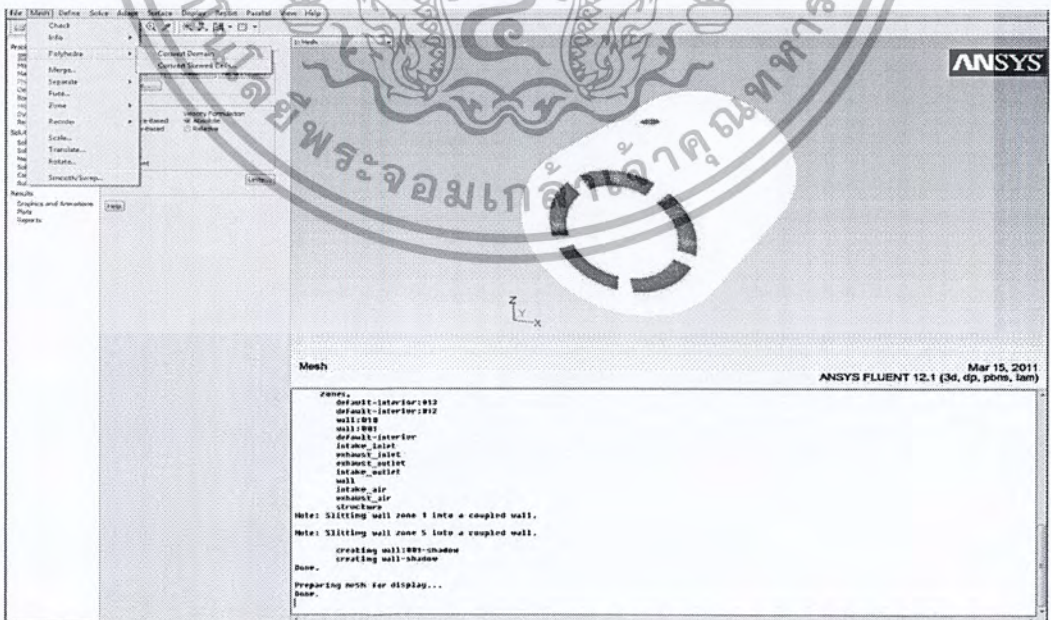
รูปที่ 5.6 แสดงการนำเข้าไฟล์ (.msh)

2. กำหนดขนาดแบบจำลองที่ได้นำเข้ามา เพื่อให้ขนาดของแบบจำลองที่เตรียมไว้มีขนาดเท่ากับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ทำการออกแบบไว้ ทำโดยไปที่ Mesh >> Scale ดังรูปที่ 5.7



รูปที่ 5.7 แสดงการกำหนดขนาดแบบจำลอง

3. เพื่อให้การประมวลผลรวดเร็วขึ้น กระทำได้โดยวิธีการแปลงเอลิเมนต์รูปแบบสามเหลี่ยมสามมิติทรงสี่หน้าอันดับสาม (Tetrahedral) ให้กลายเป็นเอลิเมนต์รูปแบบหลายเหลี่ยม (Polyhedral) ทำโดยไปที่ Mesh >> Polyhedral >> Convert Domain ดังรูปที่ 5.8



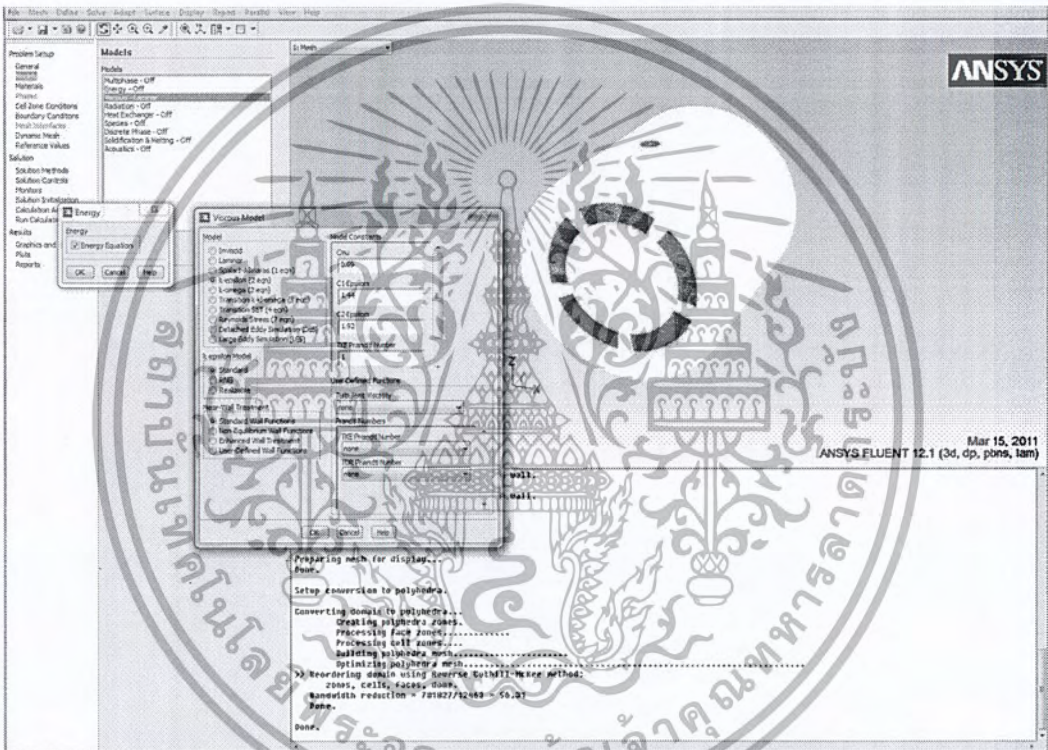
รูปที่ 5.8 แสดงการแปลงเอลิเมนต์เป็นรูปแบบหลายเหลี่ยม (Polyhedral)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. กำหนดรูปแบบของแบบจำลองสำหรับการวิเคราะห์ผล ทำโดยไปที่ Model และกำหนดดังต่อไปนี้

ตารางที่ 5.2 ข้อกำหนดของรูปแบบของแบบจำลองสำหรับการวิเคราะห์ผล

Energy	Energy equation : On
Viscosity	Model : k-epsilon (2 eqn) k-epsilon Model : Standard



รูปที่ 5.9 แสดงการกำหนดรูปแบบของแบบจำลองสำหรับการวิเคราะห์ผล

5. กำหนดคุณสมบัติเชิงกลของวัสดุ ในขั้นตอนนี้เพื่อง่ายต่อการคำนวณและวิเคราะห์ผล วัสดุที่เกิดจากการเผาไหม้ของเครื่องยนต์กังหันแก๊สในที่นี้สมมุติให้เป็นอากาศไหลร้อนธรรมดา โดยไปที่ Materials คุณสมบัติเชิงกลของแบบจำลองทั้งหมดจะถูกกำหนดดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ตารางที่ 5.3 คุณสมบัติเชิงกลของสแตนเลส ที่นำมาใช้เป็น โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Name	stainless-316	
Material Type	solid	
Properties	Density (kg/m3) :	8,000 (Constant)
	Cp (Specific Heat)(j/kg-k) :	500 (Constant)
	Thermal Conductivity (w/m-k) :	16.3 (Constant)



รูปที่ 5.10 แสดงการกำหนดคุณสมบัติของสแตนเลสที่เป็น โครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ต่อไปเป็นการกำหนดคุณสมบัติของอากาศดีและไอเสีย ซึ่งจะทำนายข้อมูลทั้งหมดที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิงที่ระดับ 70, 80 และ 90 SCFH ตามลำดับ ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการใช้เชื้อเพลิง 70 SCFH

ตารางที่ 5.4 คุณสมบัติของอากาศที่ใช้อัตราการใช้เชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 313 K)

Name	intake
Material Type	fluid
Properties	<p>Density (kg/m³) : 1.118136 (Constant)</p> <p>Cp (Specific Heat)(j/kg-k) : 1,007.52 (Constant)</p> <p>Thermal Conductivity (w/m-k) : 0.027262 (Constant)</p> <p>Viscosity (kg/m-s) : 0.000019098 (Constant)</p>

ตารางที่ 5.5 คุณสมบัติของไอเสียที่ใช้อัตราการใช้เชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 653 K)

Name	exhaust
Material Type	fluid
Properties	<p>Density (kg/m³) : 0.533314 (Constant)</p> <p>Cp (Specific Heat)(j/kg-k) : 1,063.72 (Constant)</p> <p>Thermal Conductivity (w/m-k) : 0.068662 (Constant)</p> <p>Viscosity (kg/m-s) : 0.0000323478 (Constant)</p>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH

ตารางที่ 5.6 คุณสมบัติของอากาศที่ อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH (อุณหภูมิ 315 K)

Name	intake
Material Type	fluid
Properties	Density (kg/m³) : 1.11148 (Constant) Cp (Specific Heat)(j/kg-k) : 1,007.6 (Constant) Thermal Conductivity (w/m-k) : 0.02741 (Constant) Viscosity (kg/m-s) : 0.00001919 (Constant)

ตารางที่ 5.7 คุณสมบัติของไอเสีย ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH (อุณหภูมิ 673 K)

Name	exhaust
Material Type	fluid
Properties	Density (kg/m³) : 0.518074 (Constant) Cp (Specific Heat)(j/kg-k) : 1,068.52 (Constant) Thermal Conductivity (w/m-k) : 0.061742 (Constant) Viscosity (kg/m-s) : 0.0000346068 (Constant)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH

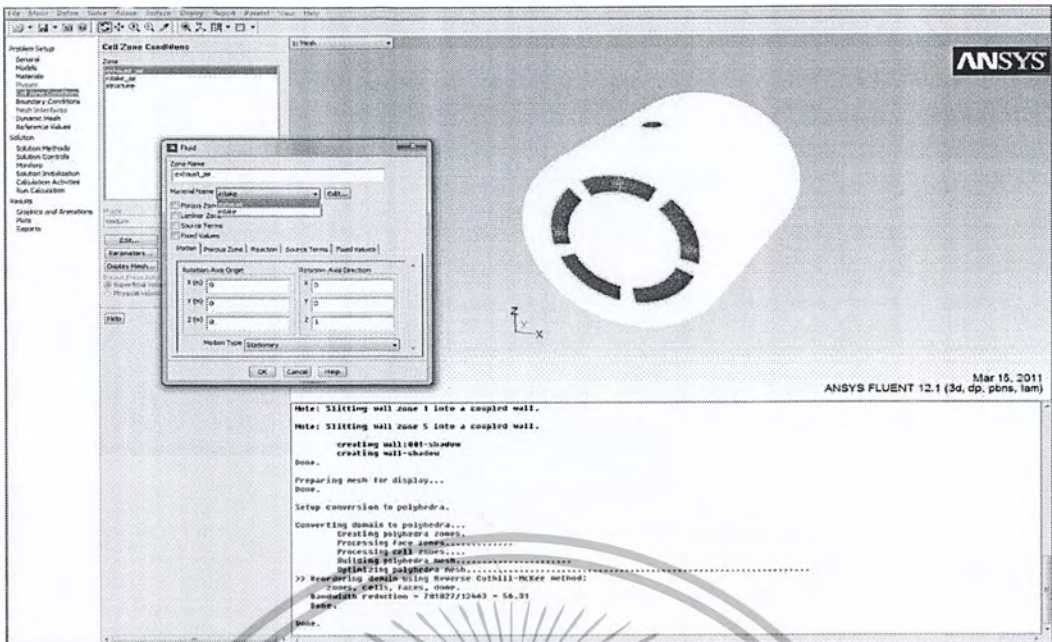
ตารางที่ 5.8 คุณสมบัติของอากาศที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH (อุณหภูมิ 315 K)

Name	intake
Material Type	fluid
Properties	Density (kg/m³) : 1.11148 (Constant) Cp (Specific Heat)(j/kg-k) : 1,007.6 (Constant) Thermal Conductivity (w/m-k) : 0.02741 (Constant) Viscosity (kg/m-s) : 0.00001919 (Constant)

ตารางที่ 5.9 คุณสมบัติของไอเสียที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH (อุณหภูมิ 773 K)

Name	exhaust
Material Type	fluid
Properties	Density (kg/m³) : 0.464806 (Constant) Cp (Specific Heat)(j/kg-k) : 1,092.52 (Constant) Thermal Conductivity (w/m-k) : 0.056004 (Constant) Viscosity (kg/m-s) : 0.0000361592 (Constant)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.12 แสดงตัวอย่างการกำหนดวัสดุให้กับบริเวณที่ต้องการวิเคราะห์

7. กำหนดเงื่อนไขขอบเขตของปัญหา จะกำหนดเงื่อนไขตามสภาวะที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะทำงานจริงให้กับแบบในการจำลอง ซึ่งการกำหนดเงื่อนไขนี้จะทำนายข้อมูลทั้งหมดที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิงที่ระดับ 70, 80 และ 90 SCFH ตามลำดับ โดยไปที่ Boundary Conditions แล้วกำหนดเงื่อนไข ดังนี้

อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH

ตารางที่ 5.11 เงื่อนไขขอบเขตทางเข้าของอากาศที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 313 K)

Zone Name	intake_inlet
Thermal	Total Temperature (k) : 313
Momentum	Mass flow rate (kg/s) : 0.101254868 X-Component of Flow Direction : 0 Y-Component of Flow Direction : 0 Z-Component of Flow Direction : 1
Turbulence	Specification Method : Intensity and Hydraulic Diameter Turbulent Intensity (%) : 10 Hydraulic Diameter (m) : 0.08

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.12 เงื่อนไขขอบเขตทางออกของอากาศดี ที่อัตราป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 313 K)

Zone Name	intake_outlet
Turbulence	Specification Method : Intensity and Hydraulic Diameter Turbulent Intensity (%) : 10 Hydraulic Diameter (m) : 0.08

ตารางที่ 5.13 เงื่อนไขขอบเขตทางเข้าของไอเสีย ที่อัตราป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 653 K)

Zone Name	exhaust_inlet
Thermal	Total Temperature (k) : 653
Momentum	Mass flow rate (kg/s) : 0.101724868 X-Component of Flow Direction : 0 Y-Component of Flow Direction : -1 Z-Component of Flow Direction : 0
Turbulence	Specification Method : Intensity and Hydraulic Diameter Turbulent Intensity (%) : 10 Hydraulic Diameter (m) : 0.273

ตารางที่ 5.14 เงื่อนไขขอบเขตทางออกของไอเสีย ที่อัตราป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 653 K)

Zone Name	exhaust_outlet
Turbulence	Specification Method : Intensity and Hydraulic Diameter Turbulent Intensity (%) : 10 Hydraulic Diameter (m) : 0.273

อัตราป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.15 เงื่อนไขขอบเขตทางเข้าของอากาศดี ที่อัตราป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH (อุณหภูมิ 315 K)

Zone Name	intake_inlet
Thermal	Total Temperature (k) : 315
Momentum	Mass flow rate (kg/s) : 0.113206384 X-Component of Flow Direction : 0 Y-Component of Flow Direction : 0 Z-Component of Flow Direction : 1
Turbulence	Specification Method : Intensity and Hydraulic Diameter Turbulent Intensity (%) : 10 Hydraulic Diameter (m) : 0.08

ตารางที่ 5.16 เงื่อนไขขอบเขตทางออกของอากาศดี ที่อัตราป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH (อุณหภูมิ 315 K)

Zone Name	intake_outlet
Turbulence	Specification Method : Intensity and Hydraulic Diameter Turbulent Intensity (%) : 10 Hydraulic Diameter (m) : 0.08

ตารางที่ 5.17 เงื่อนไขขอบเขตทางเข้าของไอเสีย ที่อัตราป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH (อุณหภูมิ 673 K)

Zone Name	exhaust_inlet
Thermal	Total Temperature (k) : 673
Momentum	Mass flow rate (kg/s) : 0.118606384 X-Component of Flow Direction : 0 Y-Component of Flow Direction : -1 Z-Component of Flow Direction : 0
Turbulence	Specification Method : Intensity and Hydraulic Diameter Turbulent Intensity (%) : 10 Hydraulic Diameter (m) : 0.273

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.18 เงื่อนไขขอบเขตทางออกของไอเสีย ที่อัตราป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH (อุณหภูมิ 673 K)

Zone Name	exhaust_outlet
Turbulence	Specification Method : Intensity and Hydraulic Diameter Turbulent Intensity (%) : 10 Hydraulic Diameter (m) : 0.273

อัตราป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH

ตารางที่ 5.19 เงื่อนไขขอบเขตทางเข้าของอากาศดี ที่อัตราป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH (อุณหภูมิ 315 K)

Zone Name	intake_inlet
Thermal	Total Temperature (k) : 315
Momentum	Mass flow rate (kg/s) : 0.12401138 X-Component of Flow Direction : 0 Y-Component of Flow Direction : 0 Z-Component of Flow Direction : 1
Turbulence	Specification Method : Intensity and Hydraulic Diameter Turbulent Intensity (%) : 10 Hydraulic Diameter (m) : 0.08

ตารางที่ 5.20 เงื่อนไขขอบเขตทางออกของอากาศดี ที่อัตราป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH (อุณหภูมิ 315 K)

Zone Name	intake_outlet
Turbulence	Specification Method : Intensity and Hydraulic Diameter Turbulent Intensity (%) : 10 Hydraulic Diameter (m) : 0.08

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

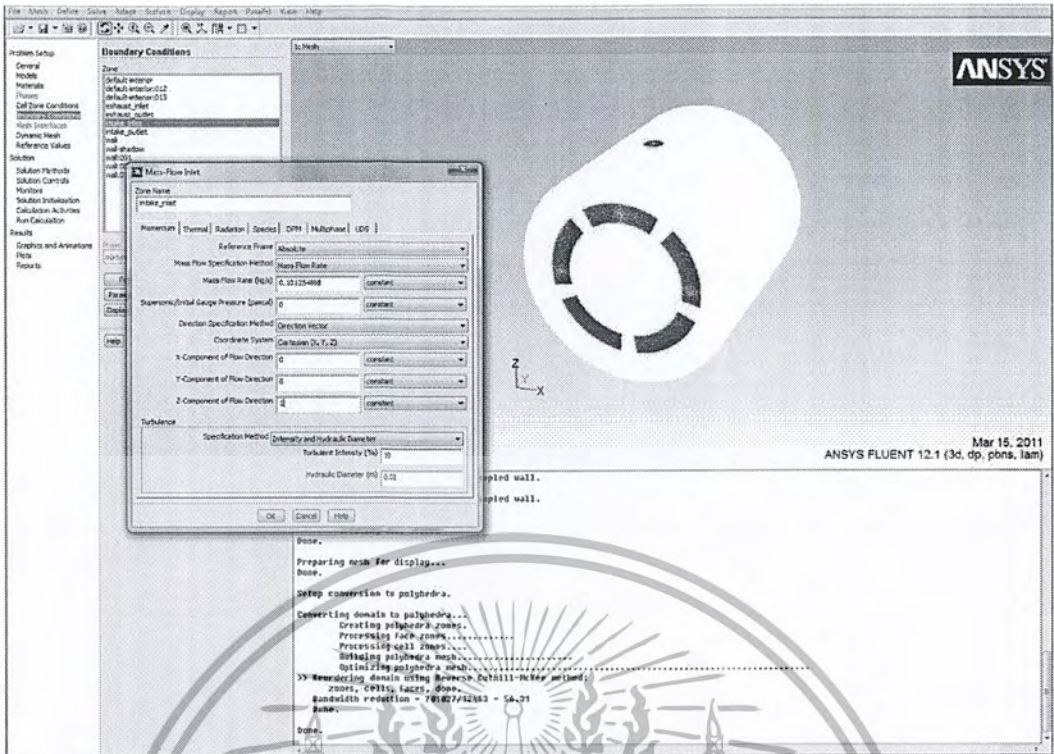
ตารางที่ 5.21 เงื่อนไขขอบเขตทางเข้าของไอเสีย ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH (อุณหภูมิ 773 K)

Zone Name	exhaust_inlet
Thermal	Total Temperature (k) : 773
Momentum	Mass flow rate (kg/s) : 0.13011138 X-Component of Flow Direction : 0 Y-Component of Flow Direction : -1 Z-Component of Flow Direction : 0
Turbulence	Specification Method : Intensity and Hydraulic Diameter Turbulent Intensity (%) : 10 Hydraulic Diameter (m) : 0.273

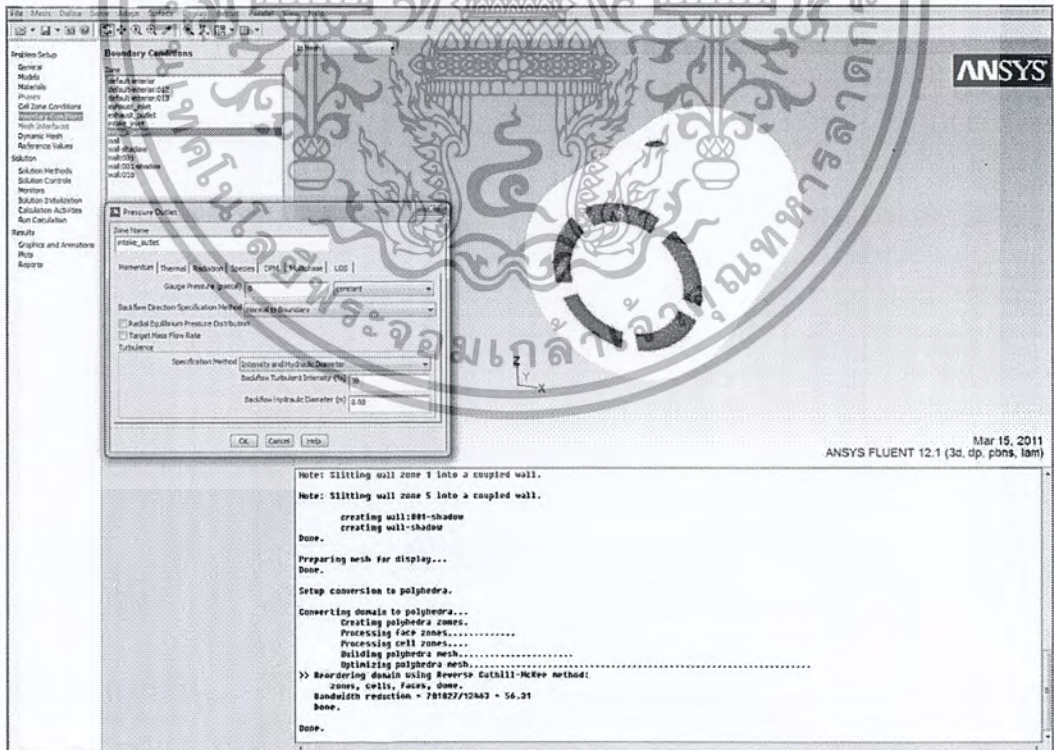
ตารางที่ 5.22 เงื่อนไขขอบเขตทางออกของไอเสีย ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH (อุณหภูมิ 773 K)

Zone Name	exhaust_outlet
Turbulence	Specification Method : Intensity and Hydraulic Diameter Turbulent Intensity (%) : 10 Hydraulic Diameter (m) : 0.08

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.13 แสดงการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตทางเข้าของอากาศ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 313 K)



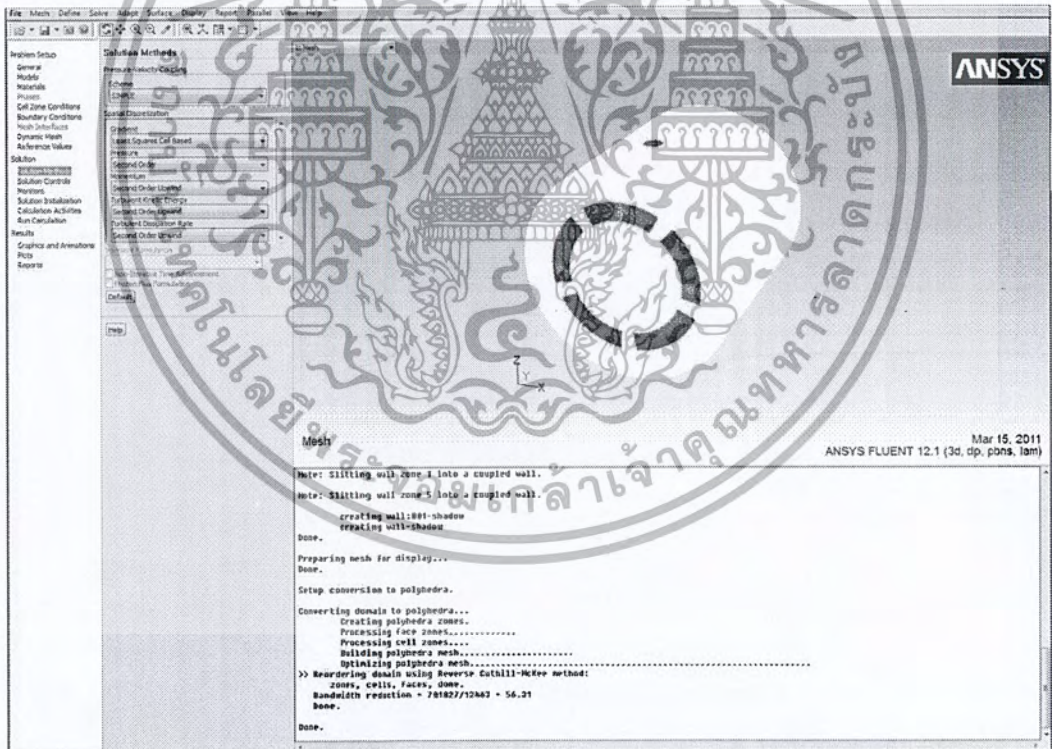
รูปที่ 5.14 แสดงการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตทางออกของอากาศ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH (อุณหภูมิ 313 K)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. วิธีการหาผลเฉลย ในที่นี้จะใช้สมการกำลังสอง(Second Order) ในการคำนวณ ซึ่งจะให้ผลลัพธ์ที่แม่นยำยิ่งขึ้น โดยไปที่ Solution Methods แล้วกำหนดดังนี้

ตารางที่ 5.23 การกำหนดสมการสำหรับใช้ในการหาผลเฉลย

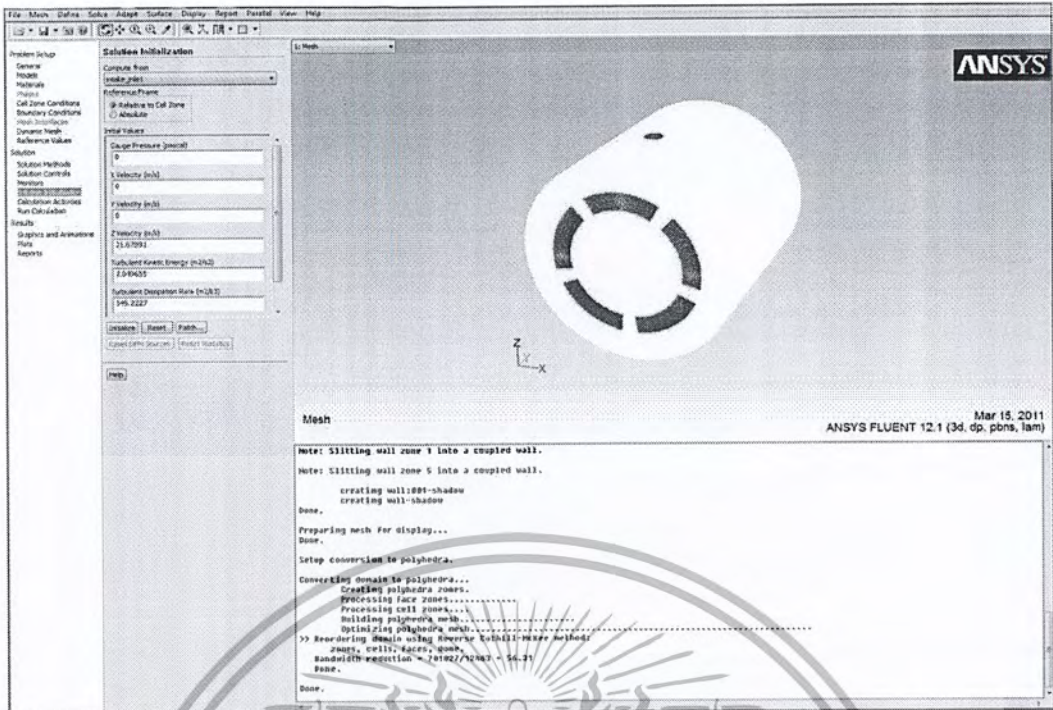
Pressure-Velocity Coupling	Scheme : SIMPLE
Spatial Discretization	Gradient : Least Squares Cell Based Pressure : Second Order Momentum : Second Order Upwind Turbulent Kinetic Energy : Second Order Upwind Turbulent Dissipation Rate : Second Order Upwind



รูปที่ 5.15 แสดงวิธีการกำหนดสมการสำหรับใช้ในการหาผลเฉลย

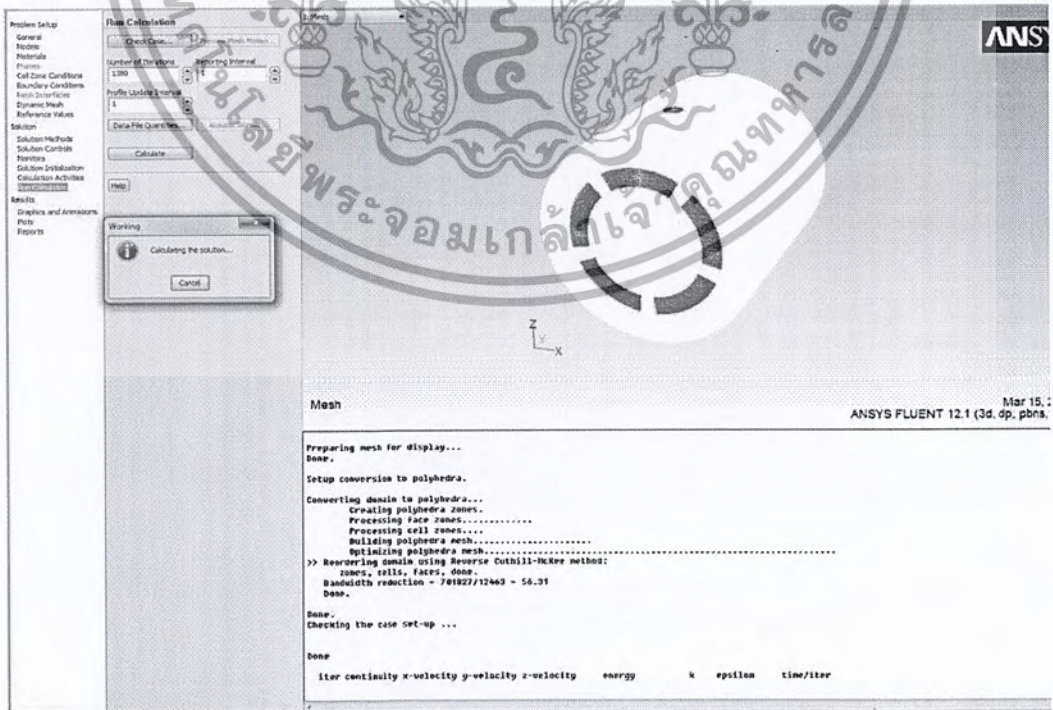
9. กำหนดให้ทางเข้าของอากาศคือเป็นจุดที่ใช้เริ่มต้นในการคำนวณค่า เพื่อหาค่าผลเฉลยที่ตำแหน่งต่างๆ โดยไปที่ Solution Initialization >> Compute from >> intake_inlet >> Initialize

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.16 แสดงวิธีการกำหนดตำแหน่งเริ่มต้นสำหรับการคำนวณ

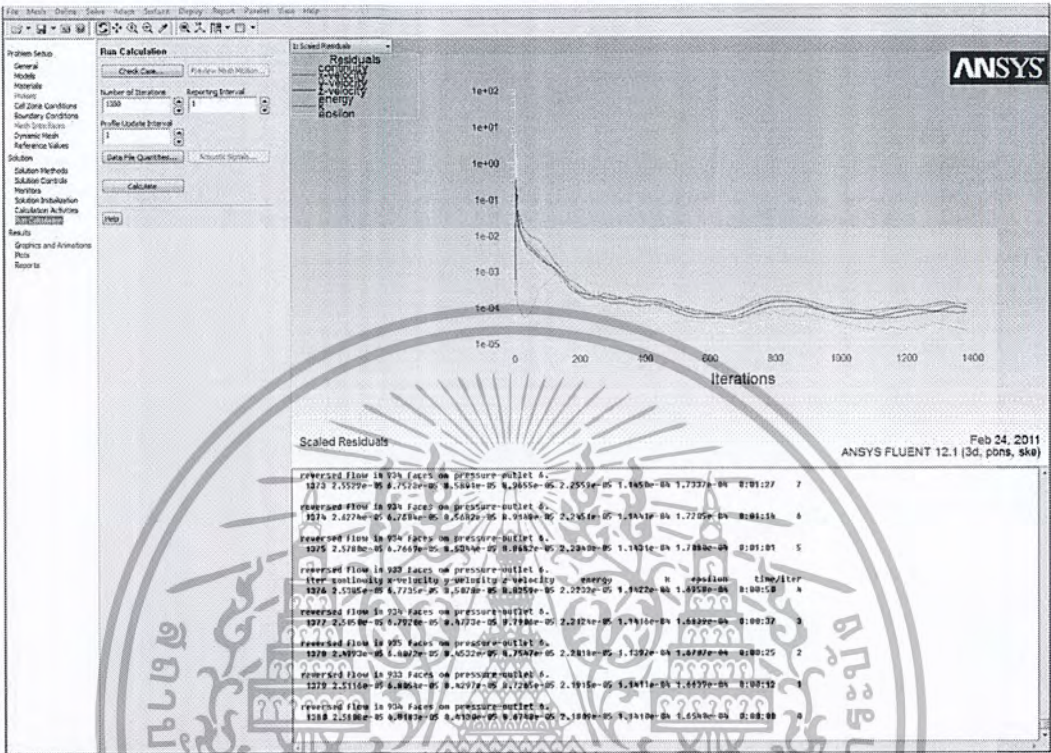
10. ก่อนเริ่มต้นการคำนวณ โดยไปที่ Run Calculation >> Check Case เพื่อตรวจสอบความผิดพลาดก่อนการเริ่มต้นการคำนวณ ต่อไปคือการตั้งค่าจำนวนครั้งในการคำนวณแบบวนซ้ำ (Number of Iterations) ประมาณ 1,380 ครั้ง แล้วเริ่มต้นการคำนวณที่ Calculate



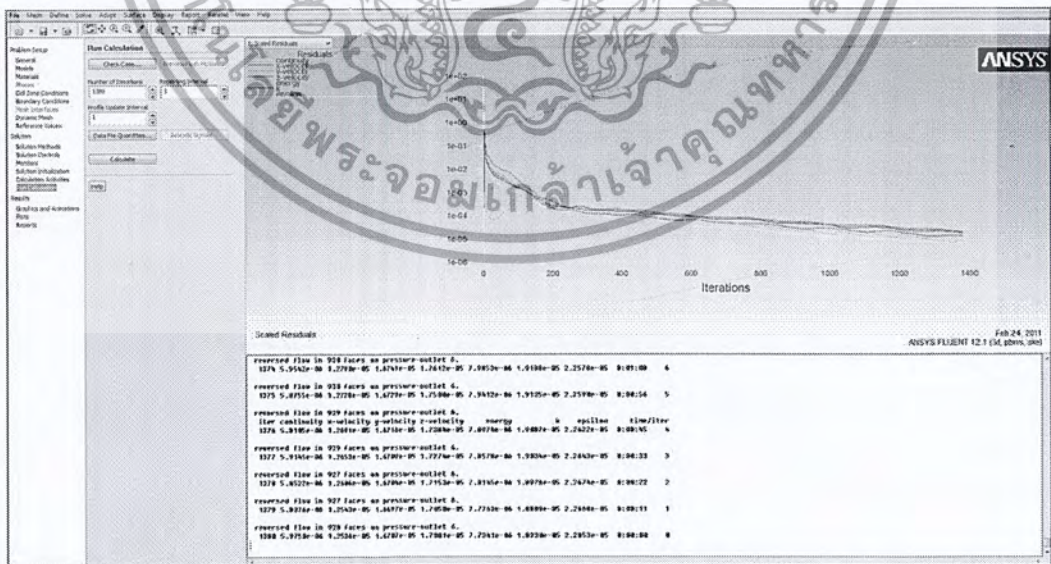
รูปที่ 5.17 แสดงการเริ่มต้นสำหรับการคำนวณหาผลเฉลย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นับว่าผูกมัดให้ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อคอมพิวเตอร์ประมวลผลเสร็จสิ้นที่ 1,380 ครั้ง ผลปรากฏว่าค่าความผิดพลาดของการคำนวณมีค่าอยู่ภายใน 1×10^{-5} ซึ่งจะทำการแสดงกราฟนี้โดยเรียงอัตราการป้อนเชื้อเพลิงที่ 70, 80 และ 90 SCFH ตามลำดับดังนี้



รูปที่ 5.18 กราฟแสดงการลู่เข้าของคำนวณด้วยโปรแกรม ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH



รูปที่ 5.19 กราฟแสดงการลู่เข้าของคำนวณด้วยโปรแกรม ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH

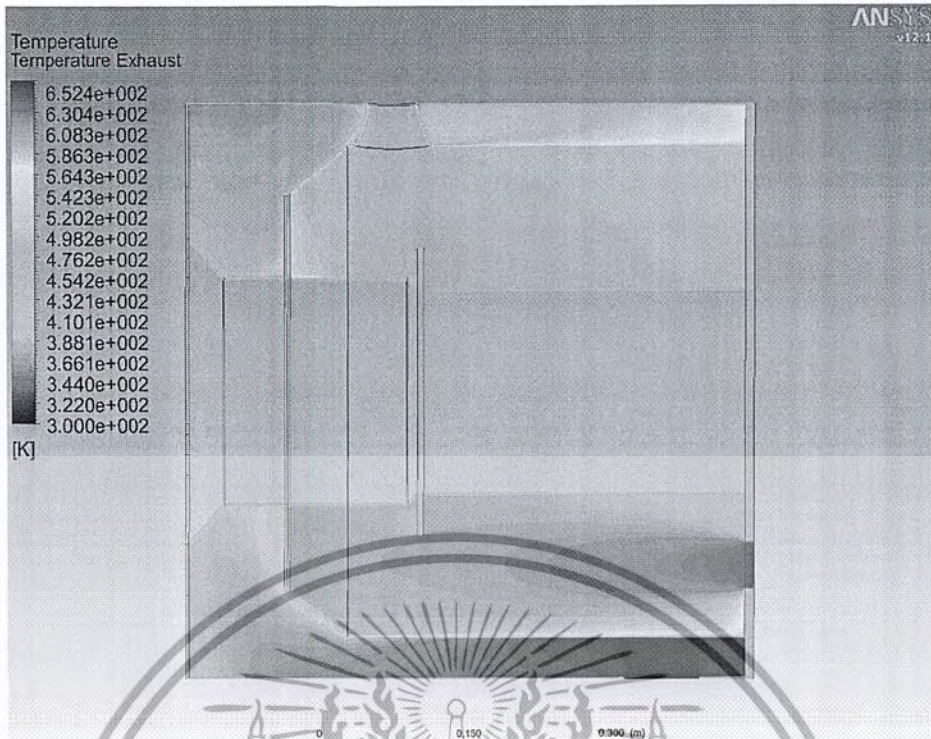
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.20 กราฟแสดงการลู่เข้าของค่ามวลด้วยโปรแกรม ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH

จากการจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบด้วยโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ สามารถที่จะทำนายอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและทำการแสดงออกมาเป็นการกระจายของอุณหภูมิ (Temperature Contour) และการกระจายของความดัน Pressure Contour) ได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

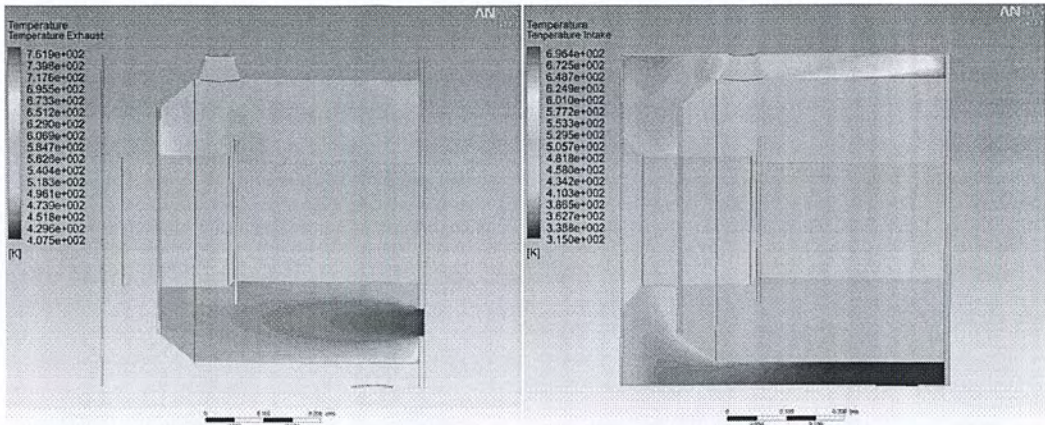


รูปที่ 5.21 แสดงลักษณะการกระจายของอุณหภูมิ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH



รูปที่ 5.22 แสดงลักษณะการกระจายของอุณหภูมิ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

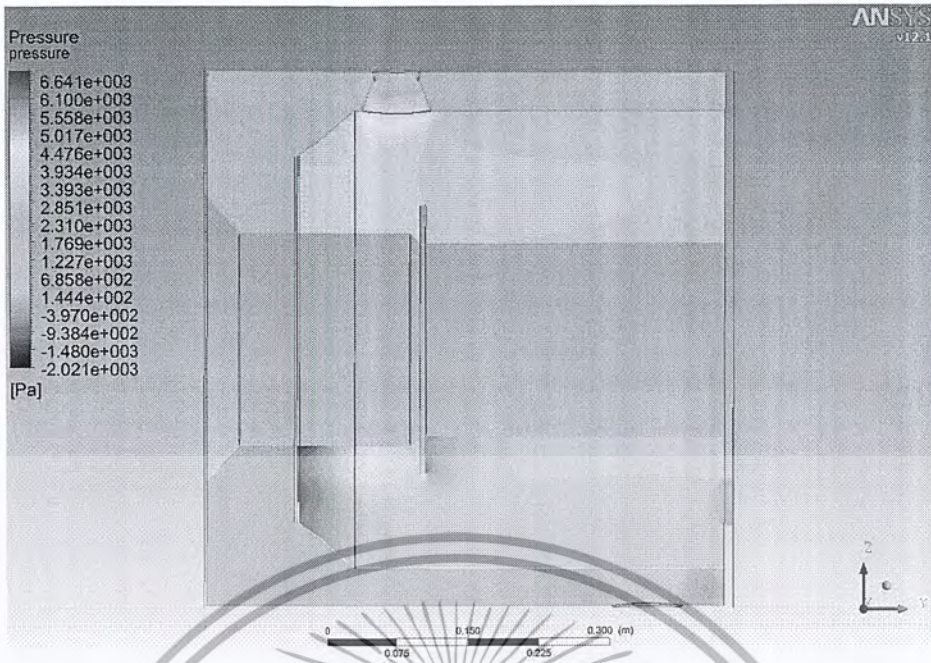


รูปที่ 5.23 แสดงลักษณะการกระจายของอุณหภูมิ ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH

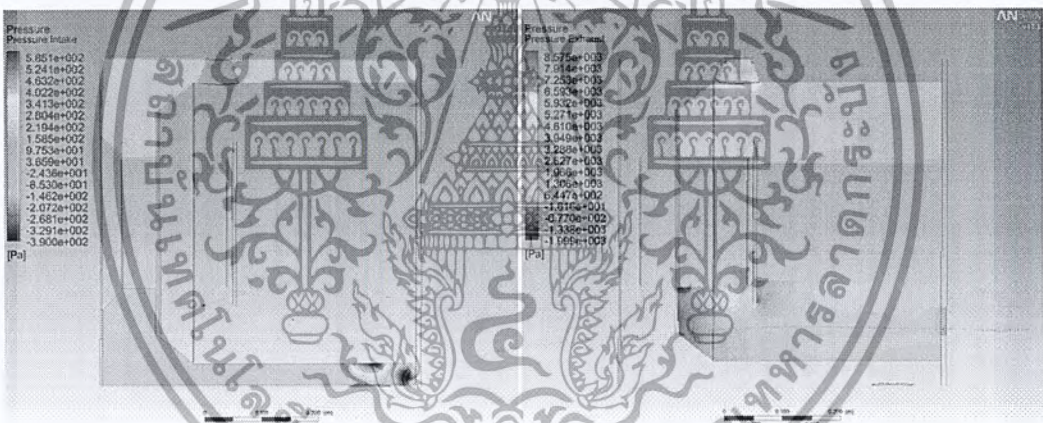


รูปที่ 5.24 แสดงลักษณะการกระจายของความดัน ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 70 SCFH

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.25 แสดงลักษณะการกระจายของความดัน ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 80 SCFH



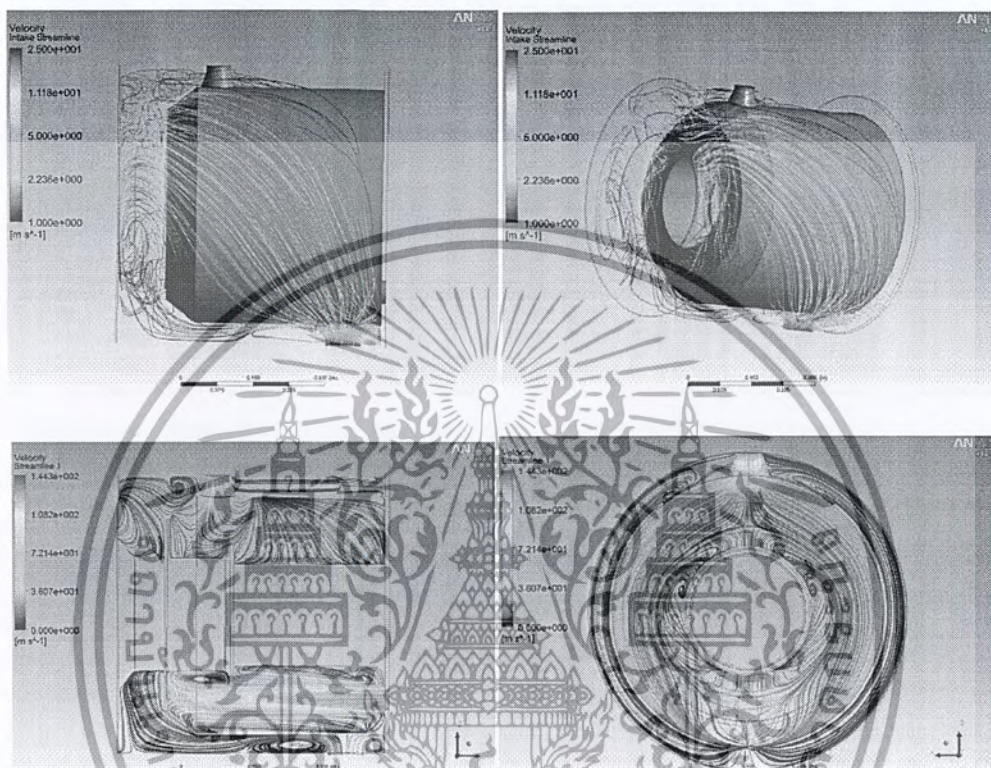
รูปที่ 5.26 แสดงลักษณะการกระจายของความดัน ที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิง 90 SCFH

การกระจายตัวของอุณหภูมิและความดันในรูปที่ 5.21 ถึงรูปที่ 5.26 ผลปรากฏว่าอุณหภูมิจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบนั้น ในช่วงอัตราการป้อนเชื้อเพลิงที่ 70 ถึง 90 SCFH นั้นเป็นช่วงใช้งานของเครื่องยนต์กันแก๊ส เมื่อติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยนำความร้อนทิ้ง กลับมาใช้งานนั้นสามารถเพิ่มอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ให้สูงขึ้นได้อยู่ ในช่วง 40 – 60 องศาโดย และมีการกระจุกตัวของอุณหภูมิบ้างบริเวณส่วนบนซึ่งอยู่ห่างจากทางเข้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะต้องมีการปรับปรุงต่อไป ค่า Pumping Power ที่เกิดขึ้นมีค่าอยู่ในช่วง 12 – 30 W ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับ Pumping Power ที่ยอมรับได้คือ 30% ของความร้อนที่ดึง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กลับมาได้แล้ว พบว่าในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นไปตามจุดประสงค์ในการออกแบบ ซึ่งก็คือ Pumping Power ที่เกิดขึ้นจริงมีค่าน้อยกว่า Pumping Power ที่ยอมรับได้ทางทฤษฎี

และการจำลองยังสามารถแสดงเส้นลักษณะการไหล(Steam Line) ของอากาศภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้ดังนี้



รูปที่ 5.27 แสดงเส้นลักษณะการไหลของอากาศภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากรูปแสดงลักษณะการไหลของอากาศภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พบว่าอากาศที่ไหลผ่านภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเกิดความปั่นป่วน (Turbulence) ขึ้น ซึ่งจะช่วยให้กระบวนการดึงความร้อนทิ้งจากไอเสียเพื่อเพิ่มอุณหภูมิของอากาศดีก่อนเข้าห้องเผาไหม้ได้ดียิ่งขึ้น

บทที่ 6

อุปกรณ์และการทดลอง

ขั้นตอนในการทดลองสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ขั้นตอน คือ ขั้นตอนการจัดเตรียมอุปกรณ์ในการทดลองและเก็บข้อมูล และ ขั้นตอนในการดำเนินการทดลอง

6.1 การจัดเตรียมอุปกรณ์ในการทดลองและเก็บข้อมูล

ในการทดลองการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เกี่ยวกับอุณหภูมิที่สามารถถ่ายเท ความดันลระหว่างอุปกรณ์ และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์กึ่งตันแก๊ส การจัดเตรียมจะถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ส่วนแรกคือ อุปกรณ์ในการทดลอง และส่วนที่สองคือ อุปกรณ์ในการเก็บข้อมูล ในส่วนนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดของอุปกรณ์ต่างๆ ที่ใช้ในการทดลองดังนี้

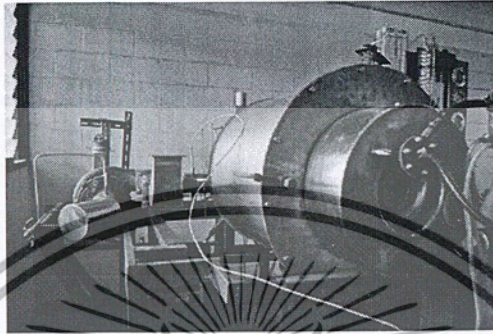
6.1.1 อุปกรณ์ในการทดลอง

(1) ชุดประกอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยชิ้นส่วนที่มีลักษณะเป็นทรงกระบอก 2 ชั้นร่วมแกนเดียวกันกับส่วนกระจายอากาศ โดยชั้นในเป็นส่วนของช่องทางไหลแก๊สไอเสีย มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 477 มิลลิเมตร และ ชั้นนอกเป็นส่วนช่องทางไหลอากาศที่ผ่านมาจากอุปกรณ์อัดอากาศ มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 557 มิลลิเมตร

(2) ชุดเครื่องยนต์กั๊กันแก๊ส

เป็นชุดทดลองเครื่องยนต์กั๊กันแก๊สพื้นฐานซึ่งประกอบด้วย อุปกรณ์อัดอากาศ ห้องเผาไหม้ และชุดกั๊กัน ซึ่งงานจากกั๊กันส่วนหนึ่งจะถูกนำมาใช้ขับอุปกรณ์อัดอากาศด้วย



รูปที่ 6.1 แสดงชุดเครื่องยนต์กั๊กันแก๊ส

(3) ชุดป้อนอากาศเริ่มต้น

พัดลมดูดอากาศ (Blower) เป็นแหล่งจ่ายอากาศเริ่มต้นให้กับเครื่องยนต์กั๊กันแก๊ส เป็น

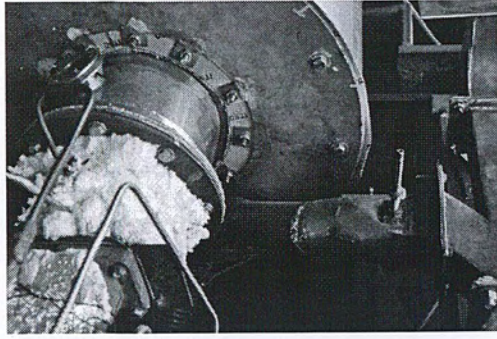
Blower แบบ Centrifugal



รูปที่ 6.2 แสดงชุดป้อนอากาศเริ่มต้น

(4) ท่อนำแก๊สไอเสียเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

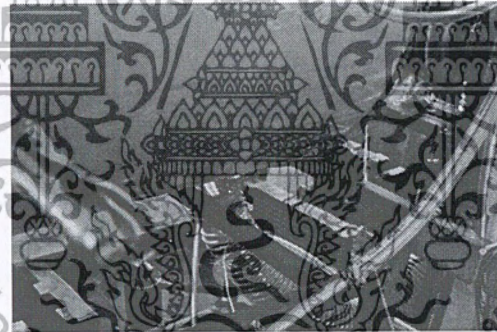
เป็นส่วนที่ต่อเชื่อมต่อกับท่อไอเสียที่ไหลผ่านกั๊กันมา เพื่อนำไอเสียเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเดิม ไอเสียส่วนนี้จะถูกปล่อยออกทิ้งสู่บรรยากาศภายนอก



รูปที่ 6.3 แสดงท่อนำแก๊สไอเสียเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

(5) ท่อนำอากาศที่ผ่านการอัดตัวเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

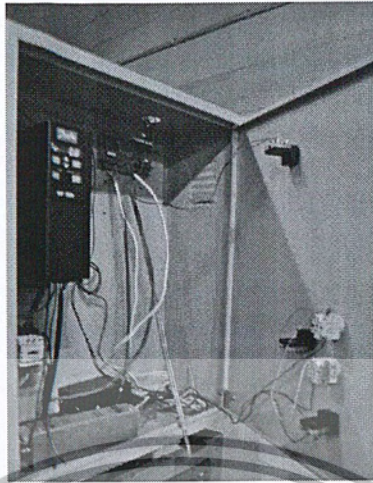
เป็นส่วนที่เชื่อมต่อจากอุปกรณ์อัดอากาศ เพื่อนำอากาศที่ผ่านการอัดตัวแล้วเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเดิมอากาศที่ผ่านการอัดตัวจะถูกนำเข้าสู่ส่วนกระจายอากาศของห้องเผาไหม้โดยตรง



รูปที่ 6.4 แสดงท่อนำอากาศที่ผ่านการอัดตัวเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

(6) ชุดแผงควบคุมเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

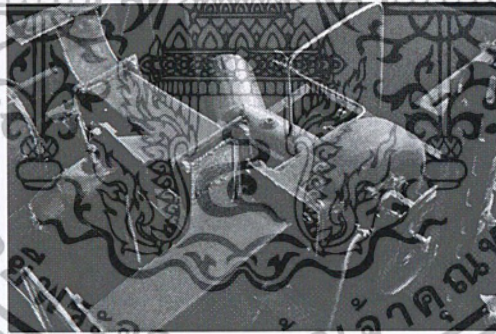
คืออุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ควบคุมการทำงานของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส ประกอบด้วย 3 หลัก คือ ส่วนควบคุมการจุดระเบิด ส่วนควบคุมพัดลมดูดอากาศ ส่วนควบคุมการเปิด-ปิดวาล์วแก๊ส ซึ่ง ทุกส่วนจะถูกดัดแปลงวงจรให้สามารถเชื่อมต่อกับพอร์ต USB ของคอมพิวเตอร์ เพื่อง่ายต่อการควบคุมและเก็บข้อมูลยิ่งขึ้น



รูปที่ 6.5 แสดงชุดแผงควบคุมเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

(7) ชุด Power Turbine

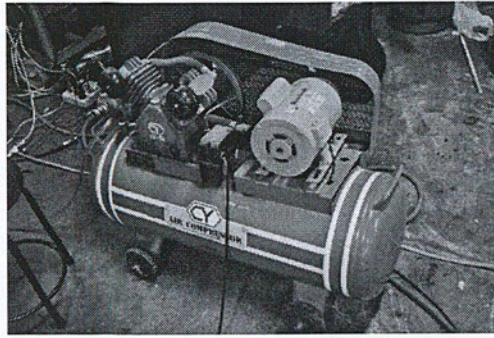
คืออุปกรณ์ที่ถูกเพิ่มเข้ามาในตำแหน่งหลังชุดกังหันตัวแรก ซึ่งจะนำงานที่ได้จากอุปกรณ์ส่วนนี้ไปใช้ในการหมุนเครื่องกำเนิดกระแสไฟฟ้า



รูปที่ 6.6 แสดงชุด Power Turbine

(8) ป้อนลม

คืออุปกรณ์ที่ทำหน้าที่จ่ายอากาศเข้าสู่หัวเผาของเครื่องยนต์กังหันแก๊สช่วงเริ่มต้น



รูปที่ 6.7 แสดงปั๊มลม

(9) ถังเชื้อเพลิงแก๊ส LPG

ทำหน้าที่คอยป้อนเชื้อเพลิงให้แก่เครื่องยนต์กังหันแก๊ส ซึ่งถังที่ใช้มี 2 ขนาดคือ 15 kg

และ 26 kg

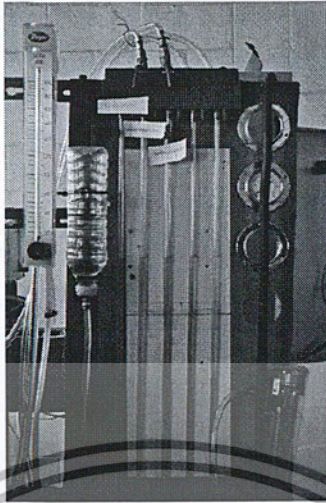
รูปที่ 6.8 แสดงถังเชื้อเพลิงแก๊ส LPG

6.1.2 อุปกรณ์ในการเก็บข้อมูล

(1) อุปกรณ์ชุดวัดอัตราการไหลของอากาศ

คืออุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ โดยจะวัดอยู่ในรูปความแตกต่างความสูงของระดับน้ำในท่อตัว U แล้วสามารถนำมาคำนวณหาความเร็วและอัตราการไหลของอากาศได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.9 แสดงอุปกรณ์ชุดวัดอัตราการไหลของอากาศ

(2) อุปกรณ์ชุดวัดอุณหภูมิของของไหล

เทอร์โมคัปเปิลเป็นอุปกรณ์ประเภทเครื่องมือวัดซึ่งใช้ในการวัดอุณหภูมิ เทอร์

โมคัปเปิลที่นำมาใช้ในการทดลองเป็น ชนิด Type K ซึ่งทำจากโลหะผสม ที่สายบวกทำจากโลหะผสมระหว่าง นิกเกิล 10% โครเมียม 90% และสายลบทำจากโลหะผสมระหว่างนิกเกิล 95% และบวกกับ 5% ของส่วนผสมระหว่าง อลูมิเนียม, แมงกานีส และซิลิกอน สามารถวัดอุณหภูมิอยู่ในช่วง -250°C ถึง 1260°C โดยแกนวัดมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3.2 มิลลิเมตร ยาว 100 มิลลิเมตร



รูปที่ 6.10 แสดงอุปกรณ์ชุดวัดอุณหภูมิของของไหล

(3) อุปกรณ์ชุดวัดความดันของไหล

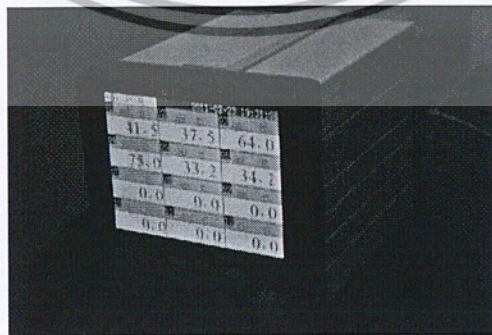
มีทั้งลักษณะที่เป็นแผงวงจรที่ต่อกับท่ออย่างวัดความดันสถิต ณ ตำแหน่งต่าง โดยติดตั้งรวมอยู่กับชุดแผงควบคุมเครื่องยนต์กังหันแก๊ส และแปลงค่าสัญญาณส่งผ่านพอร์ต USB แสดงผ่านเครื่องคอมพิวเตอร์ และลักษณะที่ใช้การวัดโดยอาศัยหลักการแบบมานอร์มิเตอร์



รูปที่ 6.11 แสดงอุปกรณ์ชุดวัดความดันของไหล

(4) Data Logger

เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่แปลงสัญญาณ Analog จากเทอร์โมคัปเปิลที่ตำแหน่งต่างๆ เข้ามา แล้วเปลี่ยนสัญญาณข้อมูลเป็น Digital เพื่อแสดงเป็นค่าอุณหภูมิ และเก็บข้อมูล

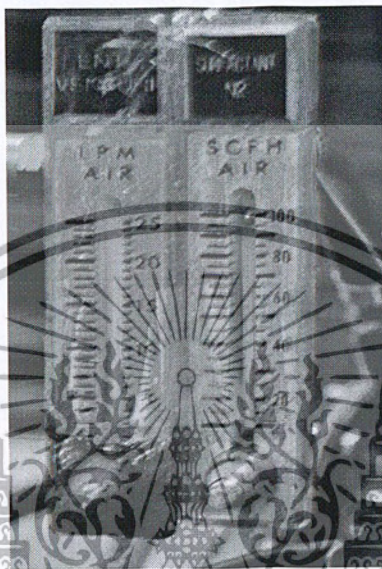


รูปที่ 6.12 แสดง Data Logger

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(5) อุปกรณ์วัดอัตราการไหลแก๊ส LPG

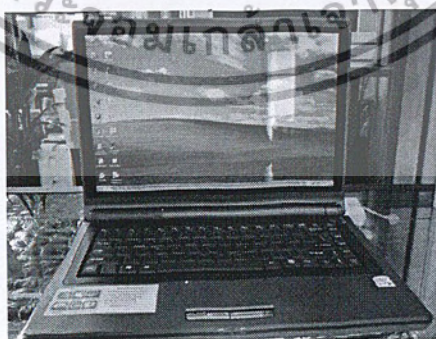
เป็นอุปกรณ์ใช้วัดอัตราการไหลของ แก๊ส LPG โดยใช้ ROTAMETER สำหรับวัดอัตราการไหลของอากาศมาดัดแปลงใช้กับ LPG



รูปที่ 6.13 แสดงอุปกรณ์วัดอัตราการไหลแก๊ส LPG

(6) คอมพิวเตอร์

เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการรับค่าสัญญาณเชื่อมต่อกับชุดแผงควบคุมเครื่องยนต์กังหันแก๊ส และแสดงผลข้อมูลความดันเป็นตัวเลข ซึ่งง่ายต่อการเก็บค่าข้อมูล



รูปที่ 6.14 แสดงคอมพิวเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 ขั้นตอนในการดำเนินการทดลอง

6.2.1 การติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกติดตั้งร่วมกับห้องเผาไหม้ อากาศที่ผ่านการอัดตัวจากอุปกรณ์อัดอากาศจะไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก่อนเข้าสู่ส่วนกระจายอากาศของห้องเผาไหม้ ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลคู่กับสายยางวัดความดัน จำนวน 4 จุด เพื่อวัดอุณหภูมิและความดันสถิต ณ ตำแหน่งต่างๆ ได้แก่ ตำแหน่งก่อนอากาศดีเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, ตำแหน่งหลังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหรือก่อนอากาศดีเข้าห้องเผาไหม้, ตำแหน่งก่อนแก๊สไอเสียเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และตำแหน่งสุดท้ายหลังแก๊สไอเสียออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

6.2.2 จุดประสงค์ในการทดลอง

เพื่อทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างขึ้น โดยพิจารณาถึง ค่าความร้อนที่แลกเปลี่ยนได้ ความดันลดและค่า Pumping Power ที่เกิดขึ้นระหว่างอุปกรณ์ ที่อัตราการไหลของอากาศแตกต่างกัน

6.2.3 ขั้นตอนการสตาร์ทเครื่องยนต์ก๊าส

- (1) เช็การทำงานของสวิตช์วาล์ว LPG
- (2) เช็การทำงานของตัว ignition ที่หัวเทียน
- (3) ตั้งระดับการไหลของ LPG ที่วาล์ว โดยวาล์วระดับ 1 ให้ไหล 10 scfh , วาล์ว 1 ระดับ 2 ให้ไหล 20 scfh , วาล์ว 1 ระดับ 3 ให้ไหล 40 scfh , วาล์ว 2 ระดับ 1 ให้ไหล 10 scfh และวาล์ว 2 ระดับ 2 ให้ไหล 20 scfh
- (4) ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่จุดต่างๆ
- (5) เปิดอัตราการไหลอากาศหัวจุดระเบิด 80 scfh
- (6) เปิดอัตราการไหลอากาศชุดหัวฉีด 180 scfh

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(7) เปิดอัตราการไหล Blower ที่ 20 Hz

6.2.4. ขั้นตอนการ START: ทำการ Spark ตัว ignition กดสวิตช์แก๊สสำหรับการจุดระเบิด ดู อุณหภูมิที่ data logger

จุดก่อนเข้าห้องเผาไหม้ ถ้าการSTART สำเร็จ อุณหภูมิจุดนี้จะต้องสูงขึ้น แต่ถ้าอุณหภูมิกังที่ ให้อุณหภูมิแก๊ส แล้วเปิด Blower ไหล่แก๊ส ทำการSTART ใหม่อีกครั้ง แล้วค่อยเข้าสู่ขั้นตอนให้เครื่องทำงาน

6.2.5 ขั้นตอนให้เครื่องทำงานและเก็บผลการทดลอง

(1) เปิดสวิตช์วาล์วให้อัตราการไหลแก๊สเป็น 10 scfh ดูที่ data logger อุณหภูมิที่จุดหลังห้องเผาไหม้จะเพิ่มขึ้นค่อยเพิ่มอัตราการไหลอากาศของหัวฉีด จนอุณหภูมิที่จุดหลังห้องเผาไหม้เริ่มคงที่ บันทึกอุณหภูมิกับความดันที่จุดก่อนและหลังผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งฝั่งอากาศดี และฝั่งแก๊สไอเสีย บันทึกค่าอัตราการไหลรวมของอากาศดีที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน บันทึกค่าอัตราการจ่ายแก๊ส LPG ในการเผาไหม้ของเครื่องยนต์

(2) ทำการเปิดสวิตช์วาล์ว 1 ให้อัตราการไหลแก๊สเป็น 20 scfh เพิ่ม Blower เป็น 25 Hz เพื่อช่วยการเผาไหม้ดูที่ data logger ค่อยเพิ่มอัตราการไหลอากาศของหัวฉีด จนอุณหภูมิที่จุดหลังห้องเผาไหม้เริ่มคงที่ บันทึกผลเหมือนข้อ (1)

(3) ทำการเปิดสวิตช์วาล์ว 1 ให้อัตราการไหลแก๊สเป็น 30 scfh เพิ่ม Blower เป็น 30 Hz ดูที่ data logger ค่อยเพิ่มอัตราการไหลอากาศของหัวฉีด จนอุณหภูมิที่จุดหลังห้องเผาไหม้เริ่มคงที่ บันทึกผลเหมือนข้อ (1)

(4) ทำการเปิดสวิตช์วาล์ว 1 ให้อัตราการไหลแก๊สเป็น 40 scfh เพิ่ม Blower เป็น 35 Hz ดูที่ data logger ค่อยเพิ่มอัตราการไหลอากาศของหัวฉีด จนอุณหภูมิที่จุดหลังห้องเผาไหม้เริ่มคงที่ บันทึกผลเหมือนข้อ (1)

(5) ทำการเปิดสวิตช์วาล์ว 1 ให้อัตราการไหลแก๊สเป็น 50 scfh เพิ่ม Blower เป็น 40 Hz ดูที่ data logger ค่อยเพิ่มอัตราการไหลอากาศของหัวฉีด จนอุณหภูมิที่จุดหลังห้องเผาไหม้เริ่มคงที่ บันทึกผลเหมือนข้อ (1)

(6) ทำการเปิดสวิตช์วาล์ว 1 ให้อัตราการไหลแก๊สเป็น 60 scfh เพิ่ม Blower เป็น 45 Hz ดูที่ data logger ค่อยเพิ่มอัตราการไหลอากาศของหัวฉีด จนอุณหภูมิที่จุดหลังห้องเผาไหม้เริ่มคงที่ บันทึกผลเหมือนข้อ (1)

(7) ทำการเปิดสวิตช์วาล์ว 1 ให้อัตราการไหลแก๊สเป็น 70 scfh Blower เป็น 50 Hz ดูที่ data logger ค่อยเพิ่มอัตราการไหลอากาศของหัวฉีด จนอุณหภูมิที่จุดหลังห้องเผาไหม้เริ่มคงที่ บันทึกผลเหมือนข้อ (1)

(8) ทำการเปิดสวิตช์วาล์ว 1 ให้อัตราการไหลแก๊สเป็น 80 scfh Blower 50 Hz ดูที่ data logger ค่อยเพิ่มอัตราการไหลอากาศของหัวฉีด จนอุณหภูมิที่จุดหลังห้องเผาไหม้เริ่มคงที่ บันทึกผลเหมือนข้อ (1)

(9) ทำการเปิดสวิตช์วาล์ว 1 ให้อัตราการไหลแก๊สเป็น 90 scfh Blower 50 Hz ดูที่ data logger ค่อยเพิ่มอัตราการไหลอากาศของหัวฉีด จนอุณหภูมิที่จุดหลังห้องเผาไหม้เริ่มคงที่ บันทึกผลเหมือนข้อ (1)

บทที่ 7

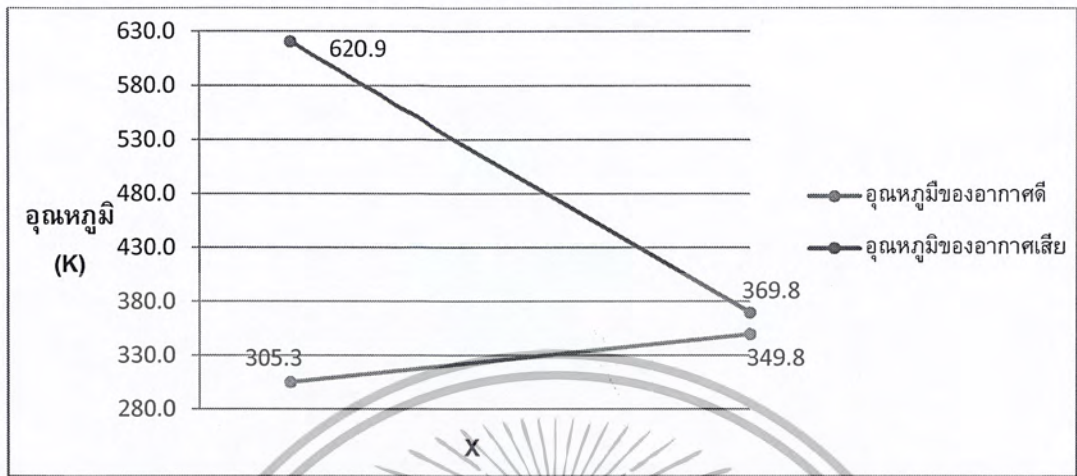
ผลการทดลองและวิจารณ์

จากการที่ได้ทำการทดลองที่ได้กล่าวไว้แล้วในบทที่ 6 ในการทดลองนี้มุ่งเน้นที่จะทำการศึกษาเปรียบเทียบถึงผลของการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างขึ้น โดยจะทำการเปรียบเทียบผลการทดลองกับ ผลของการคำนวณ และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรมจำลอง สำหรับการทดลอง กำหนดเงื่อนไขของอัตราการไหลอากาศดีและแก๊สไอเสียที่ไหลเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนไว้ดังนี้

ตารางที่ 7.1 อัตราการไหลอากาศดีและแก๊ส ไอเสียที่ไหลเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

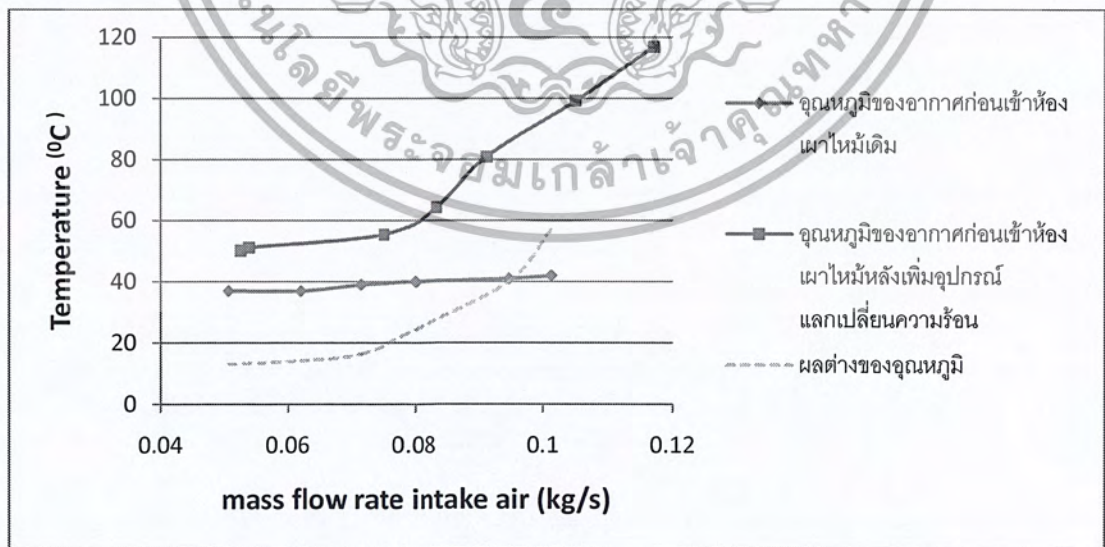
mass flow rate air (kg/s)	mass flow rate exhaust (kg/s)
0.05255	0.052752819
0.05383	0.054102256
0.07508	0.075415016
0.08353	0.083933499
0.09135	0.091824407
0.10501	0.105549041
0.11705	0.11765961

7.1 ผลการทดลอง



รูปที่ 7.1 แสดงอุณหภูมิทางเข้าทางออกของอากาศดีและแก๊สไอเสียของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

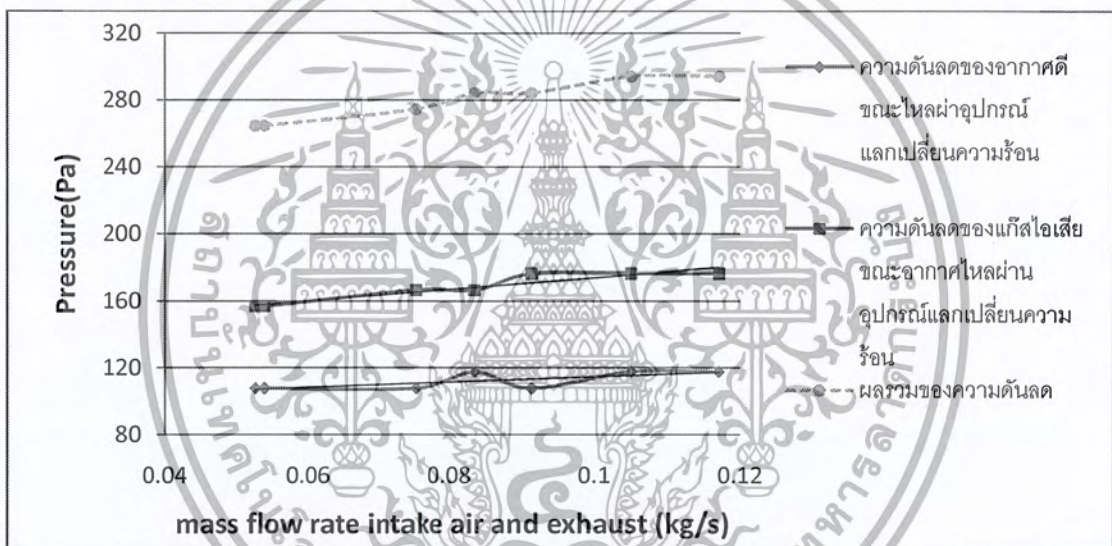
จากกราฟในรูปที่ 7.1 เป็นกราฟแสดงอุณหภูมิทางเข้าทางออกของอากาศดีและแก๊สไอเสียของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจากผลการทดลอง เป็นไปตามทฤษฎีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนท่อซ้อน แบบ ไหลตามกันหรือ (Parallel flow) อุณหภูมิทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าใกล้เคียงกันอาจมีผลมาจาก ความผิดพลาดของอุณหภูมิทางออกฝั่งแก๊สไอเสียโดยมีผลมาจากปัจจัยหลายอย่างซึ่งจะแสดงในหัวข้อการสรุปและวิจารณ์ผลการทดลองต่อไป



รูปที่ 7.2 กราฟแสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้

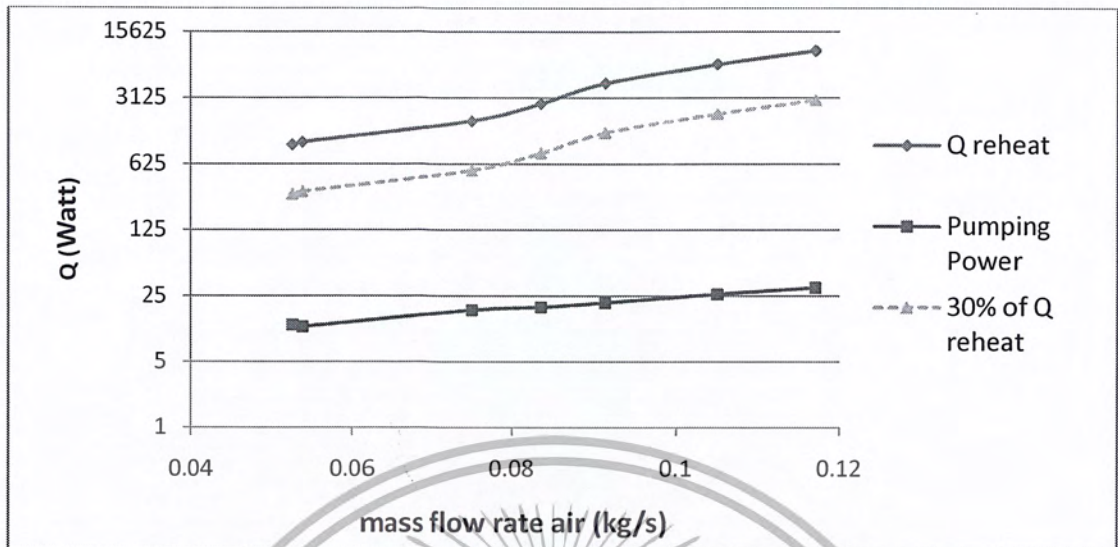
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากกราฟในรูปที่ 7.2 เป็นผลการทดลองที่แสดงให้เห็นถึงการเปรียบเทียบอุณหภูมิทางออกของอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้(หลังออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน) จะเห็นจากกราฟได้ว่า ในช่วงของอัตราการไหลเชิงมวลที่ไหลเข้าห้องเผาไหม้ประมาณ 0.05 kg/s ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิในกรณีที่มีชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับกรณีที่ปราศจากชุดแลกเปลี่ยนความร้อน จะค่อยๆเพิ่มขึ้นอย่างเล็กน้อยอยู่ระหว่าง 15-20 °C และเมื่อเพิ่มอัตราการไหลไปที่ 0.07 kg/s และสูงกว่านี้ จะพบว่าความแตกต่างของอุณหภูมิจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลของอากาศที่เพิ่มขึ้น อย่างมาก ซึ่งผลที่ออกมาจะเป็นผลดีต่อการใช้เชื้อเพลิงที่ลดลงในการเผาไหม้แก๊สให้มีอุณหภูมิถึงจุดทำงาน(ที่อัตราการไหลของอากาศเดียวกัน) ก่อนเข้าสู่ชุดกังหันแก๊ส



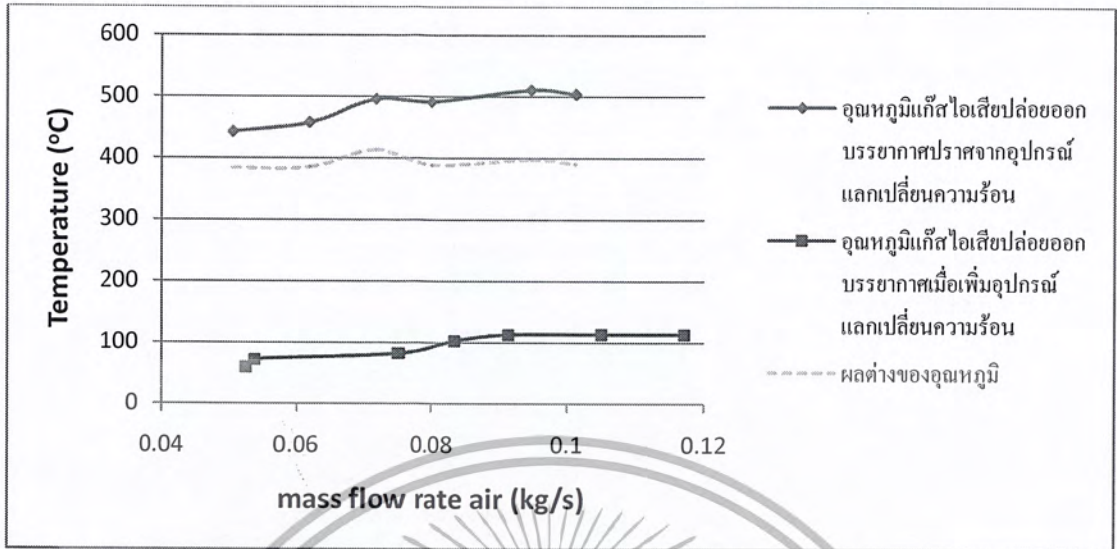
รูปที่ 7.3 กราฟแสดงความดันของอากาศและแก๊สไอเสียเมื่อไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากกราฟในรูปที่ 7.3 ผลการทดลอง เป็นการศึกษาความดันของอากาศและแก๊สไอเสียขณะที่ไหลผ่านชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จากการทดลองพบว่าความดันที่เกิดขึ้นในช่วงอัตราการไหลของแก๊สไอเสียและอากาศที่ 0.05 – 0.12 kg/s มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างช้าๆ เมื่อทำการผลรวมของความดันที่เกิดขึ้นอยู่ที่ประมาณ 250 – 300 Pa ซึ่งผลจากความดันที่เกิดจากแก๊สไอเสียไหลผ่านอุปกรณ์จะมากกว่าผลจากอากาศไหลผ่านอุปกรณ์อยู่ประมาณ 2 เท่าตัว ซึ่งเป็นค่าความดันที่ไม่สามารถยอมรับได้



รูปที่ 7.4 กราฟแสดงผลความร้อนที่สามารถดึงกลับมาได้เปรียบเทียบกับค่า Pumping Power

จากกราฟในรูปที่ 7.4 ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ได้ตั้งเป้าหมายไว้ว่า Pumping Power ที่ใช้จะต้องไม่เกิน 30% ของความร้อนที่สามารถดึงกลับมาใช้ได้ รูปที่ 26 เป็นกราฟผลการทดลองแสดงให้เห็นถึงปริมาณความร้อนที่สามารถดึงกลับมาได้ (คำนวณจากด้านของไหลเย็นหรืออากาศดี ซึ่งเป็นด้านที่นำความร้อนไปใช้งาน) โดยเปรียบเทียบกับค่า Pumping Power ที่อัตราการไหลของอากาศดีที่ไหลเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแตกต่างกัน ซึ่งทุกๆอัตราการไหลของอากาศดี ปริมาณ 30 % ของความร้อนที่สามารถดึงกลับจะมีค่าสูงกว่าค่า Pumping Power ที่เกิดขึ้นรวม เป็นไปตามเป้าหมายหรือจุดประสงค์ที่วางไว้

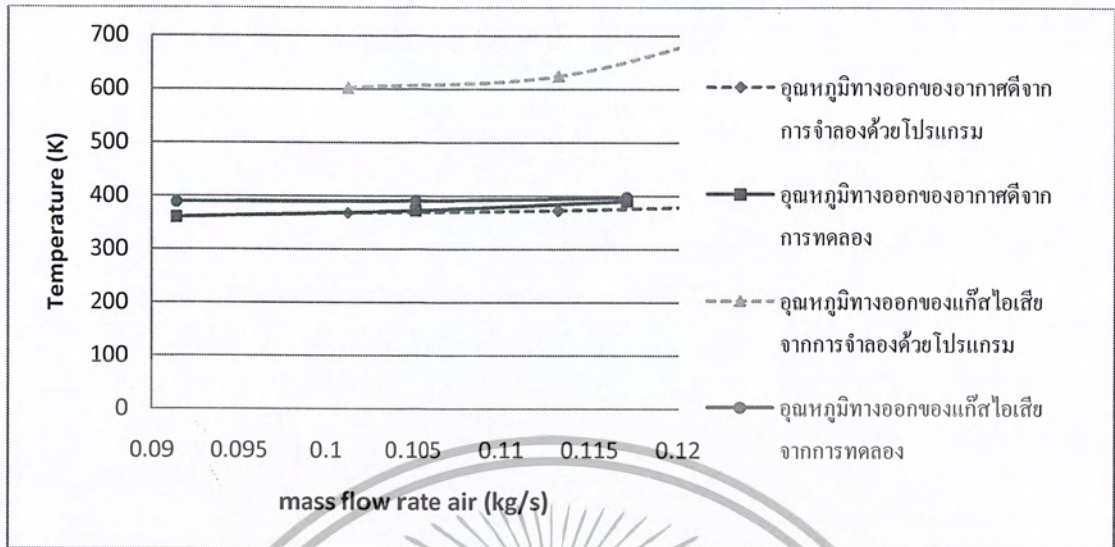


รูปที่ 7.5 กราฟแสดงผลเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียก่อน - หลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากกราฟในรูปที่ 7.5 เป็นผลการทดลองที่แสดงถึงอุณหภูมิทางออกไอเสียของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส จากผลการทดลองแสดงให้เห็นว่า อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ลดลงค่อนข้างมากเป็นผลดีสำหรับการปล่อออกสู่บรรยากาศ แต่ อุณหภูมิของไอเสียไม่ควรที่จะลดลงต่ำกว่าเกินกว่าอุณหภูมิ dew point ของสารประกอบบางชนิดในแก๊สไอเสีย ซึ่งถ้าเกิดภาวะนั้นขึ้นเป็นระยะเวลานาน อาจมีสารกัดกร่อนเกิดขึ้นภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ส่งผลให้อายุการใช้งานหรือวัสดุที่ใช้ทำเสียหายได้

ตารางที่ 7.2 ค่าขอบเขตเงื่อนไขที่นำไปใช้ในการจำลองด้วยโปรแกรม

LPG (SCFH)	Mass Flow Rate air (kg/s)	mass flow rate exhaust (kg/s)	Tin_intake	Tin_exhaust
70	0.101254868	0.101724868	40	653 K
80	0.113206384	0.118606384	42	673 K
90	0.12401138	0.13011138	42	773 K



รูปที่ 7.6 แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิทางออกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจากผลการจำลองจากโปรแกรม กับผลการทดลองจริง

จากการเปรียบเทียบผลการทดลองกับผลการจำลองด้วยโปรแกรมพบว่าอุณหภูมิทางออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของอากาศ มีค่าใกล้เคียงกันมีความผิดพลาดอยู่ในช่วงประมาณ 1-3 เปอร์เซ็นต์ ส่วนอุณหภูมิทางออกของแก๊สไอเสียที่ผ่านจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจากการทดลองมีค่าลดลงมาก ไม่สอดคล้องกับผลการจำลองด้วยโปรแกรม ซึ่งอาจมีผลมาจากหลายปัจจัยซึ่งจะแสดงในหัวข้อการสรุปและวิจารณ์ผลการทดลองต่อไป

7.2 สรุปและวิจารณ์ผลการทดลอง

จากการทดลองเครื่องย่นดักแก๊ส เพื่อศึกษาการนำความร้อนทิ้งของแก๊สไอเสียจากการเผาไหม้มาใช้ในการอุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้นั้น ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าสามารถนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้อุ่นอากาศให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นกว่าเดิมประมาณ 15-60 องศา โดยค่า Pumping Power ที่เกิดขึ้นสำหรับอัตราการไหลของทั้งอากาศและอากาศเสียต่างๆ มีค่าน้อยกว่า 30 เปอร์เซ็นต์ของความร้อนที่ดึงกลับได้ในทุกๆ การทดลอง และจากการเปรียบเทียบผลการทดลองกับผลการจำลองด้วยโปรแกรมพบว่า อุณหภูมิทางออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของอากาศ มีค่าใกล้เคียงกันมีความผิดพลาดอยู่ในช่วงประมาณ 1-3 เปอร์เซ็นต์ ส่วนอุณหภูมิทางออกของแก๊สไอเสียที่ผ่านจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจากการทดลองมีค่าลดลงมาก ไม่สอดคล้องกับผลการจำลองด้วยโปรแกรม ซึ่งอาจมีผลมาจาก

- เกิดการรั่วซึมในชั้นของอากาศเข้าสู่ชั้นของแก๊สไอเสีย บริเวณรอยต่อหรือประเก็น
- การสูญเสียความร้อนออกสู่ภายนอก ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
- ไม่สามารถทำการวัดอุณหภูมิในตำแหน่งที่ใกล้เคียงกับตำแหน่งในการวัดการจากผลการจำลองด้วยโปรแกรม ซึ่งอาจส่งผลให้ค่าของอุณหภูมิไม่สอดคล้องกันได้
- จุดวัดอุณหภูมิทางออกของแก๊สไอเสียอยู่ใกล้กับบริเวณที่อากาศภายนอกไหลผ่าน ซึ่งอาจส่งผลให้ค่าของอุณหภูมิลดลงต่ำกว่าที่ควรจะได้จากทางออกของแก๊สไอเสียของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

7.3 แนวทางพัฒนา

- ควรคำนึงถึงจุดรั่วซึมในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มากยิ่งขึ้น
- การหุ้มฉนวนชุดอุปกรณ์ในการทดลองเป็นสิ่งที่จำเป็น เพราะคาดว่าจะสามารถลด loss ที่เกิดขึ้นได้มาก ซึ่งทำให้ได้ผลการทดลองที่ถูกต้องแม่นยำกว่านี้
- ควรมีการศึกษาปรับปรุงในเรื่องของการ ติดครีบบเพื่อเพิ่มสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยคำนึงถึงค่า Pressure drop ที่เกิดขึ้นเป็นหลัก

บรรณานุกรม

- [1] กมลทิพย์ คาระสวัสดิ์. ออกแบบและสร้าง WASTE HEAT BOILER เพื่อประกอบกับ HOT OIL BOILER. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยพระจอมเกล้าธนบุรี, 2539.
- [2] เฉลิมชัย เข้มงาม. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในเตาเผาเคลือบสำหรับอบแห้ง. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2547.
- [3] ณศวรรณ สวัสดิ์ชัยพงษ์. การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต้นแบบแบบสไปรอลสำหรับการทำความเย็นน้ำนมดิบด้วยวิธีทางไฟไนต์เอลาเมนต์. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเคมี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2550.
- [4] พงษ์เจต พรหมวงศ์. การถ่ายเทความร้อน. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2542.
- [5] สมเกียรติ บุญณสะ. วิศวกรรมโรงจักรต้นกำลัง. มหาวิทยาลัยพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2545
- [6] Claire Soares. Microturbines Applications or Energy Systems. Butterworth-Heinemann, 2007
- [7] Cengel Yunus and Boles Michael. Thermodynamics An Engineering Approach 6th. Mcgraw-Hill, 2008.
- [8] M.M.EL Wakil. Powerplant Technology. McGraw-Hill, 1984.
- [9] Sadik Kakac. Hongtan Liu. Heat Exchanger Selection Rating And Thermal System Design. Boca Raton London New York Washington D.C., 2002.



ภาคผนวก ก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวอย่างการคำนวณหาขนาดด้วยโปรแกรม Excel

Tout ไอดีเยย (K)	Tmean ไอดีเยย (K)	Cp @Tmean of Hot Air (J/kg.K)	μ @Tmean of Hot Air (N.s/m ²)	k @Tmean of Hot Air (W/m.K)	Pr @Tmean of Hot Air	Tout ไอดี (K)	Tmean ไอดี (K)	Cp @Tmean of Cool Air (J/kg.K)	μ @Tmean of Cool Air (N.s/m ²)	k @Tmean of Cool Air (W/m.K)	Pr @Tmean of Cool Air	Heat transfer from Exhaust (W)	Heat transfer from Intake (W)	dF1	dF2	ln(dF2/dF1)	dT _{lm}
673	673	1068.52	3.3E-05	0.050942	0.6923	313.0000	313.0000	1007.52	1.91E-05	0.027262	0.70518	0	0	360.0000	360.0000	0.0000	#DIV/0!
668	670.5	1067.92	3.292E-05	0.050807	0.69205	318.3500	315.6750	1007.627	1.922E-05	0.02745995	0.704806	610	610	360.0000	349.6500	-0.0292	354.7938
663	668	1067.32	3.284E-05	0.050672	0.6918	323.6890	318.3445	1007.734	1.934E-05	0.027657493	0.704432	1219	1219	360.0000	339.3110	-0.0592	349.5535
658	665.5	1066.72	3.276E-05	0.050537	0.69155	329.0100	321.0050	1007.84	1.947E-05	0.02785437	0.704059	1827	1827	360.0000	328.9900	-0.0901	344.2523
653	663	1066.12	3.267E-05	0.050402	0.6913	334.3400	323.6700	1007.947	1.959E-05	0.02805158	0.703686	2435	2435	360.0000	318.6600	-0.1220	338.9099

Step 2 (ชั้นใน)						
Tin ไอดีเยย (K)	D ไอดีเยย + D linear (m)	Hydraulic Diameter ไอดีเยย (m)	Tout ไอดีเยย (K)	Re ไอดีเยย	Nu	hi (W/m ² .K)
673	0.681	0.273	673	1.61E+04	46.151436	8.6118918
			668	1.62E+04	46.296144	8.6048343
			663	1.62E+04	46.321231	8.5977635
			658	1.63E+04	46.406702	8.5906795
			653	1.63E+04	46.492558	8.5835821

Step 3 (ชั้นนอก)						
Tin ไอดีดี (K)	D ไอดีดี + D ไอดีเยย (m)	Hydraulic Diameter ไอดีดี (m)	Tout ไอดีดี (K)	Re ไอดีดี	Nu	ho (W/m ² .K)
313	1.034	0.03	313.0000	9.43E+04	190.90195	65.054611
			318.3500	9.37E+04	189.88327	65.177314
			323.6890	9.31E+04	188.87826	65.298739
			329.0100	9.26E+04	187.88793	65.41875
			334.3400	9.20E+04	186.90704	65.537974

Step 4 (หา U)			
D ไอดีเยย (m)	D ไอดีดี (m)	U (W/m ² .K)	Q (Watt)
0.477	0.557		
Tout ไอดีเยย (K)	Tout ไอดีดี (K)	U (W/m ² .K)	Q (Watt)
673	313.0000	7.6051293	#DIV/0!
668	318.3500	7.6012965	1052.4343
663	323.6890	7.5974247	1036.344
658	329.0100	7.5935123	1020.1312
653	334.3400	7.5895678	1003.7492

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำนวณหา Pumping Power ด้วยโปรแกรม Excel

Initial Condition				Propertie					
Type	Symbol	Value	Unit	Temperature (K)	Cp (J/kg.K)	μ (N.s/m ²)	k (W/m.K)	Pr	Density (kg/m ³)
Temperature In of Intake	Ti_id	313	K	300	1.01E+03	1.85E-05	2.63E-02	0.707	1.1614
Temperature In of Exhaust	Ti_ex	673	K	350	1.01E+03	2.08E-05	3.00E-02	0.7	0.995
Outner Diameter of Intake	id	0.557	m	at 313 K			at 673 K		
Outner Diameter of Exhaust	ex	0.477	m	μ	0.000019098		μ	3.29998E-05	
Long of Heat Exchanger	L	0.455	m	density	1.118136		density	0.518074	
Diameter of Linear	d	0.204	m	A @ Dh Air	0.064968136		A @ Dh Ex	0.146015729	
Air Velocity	Vm	9.180324096	m/s	V @ Dh Air	1.558389021		V @ Dh Ex	1.509721935	

	Pumping Power of Air			Pumping Power of Exhaust		
Step 1	Re	94341.58		Re	16140.78	
Step 2	f	0.004554		f	0.006911	
Step 3	frictional pressure drop	0.140668		frictional pressure drop	0.027203	
Step 4	Pumping Power	0.014242	kW	Pumping Power	0.005997	kW
		14.24203	W		5.996772	W
	Total Pumping Power		20.23880669	W		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

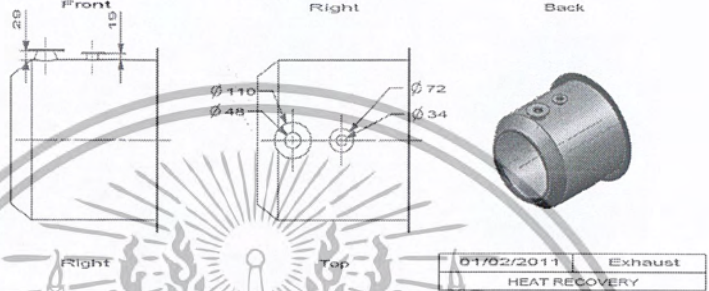
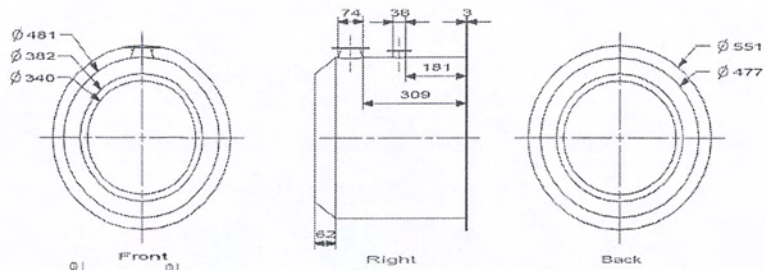
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน



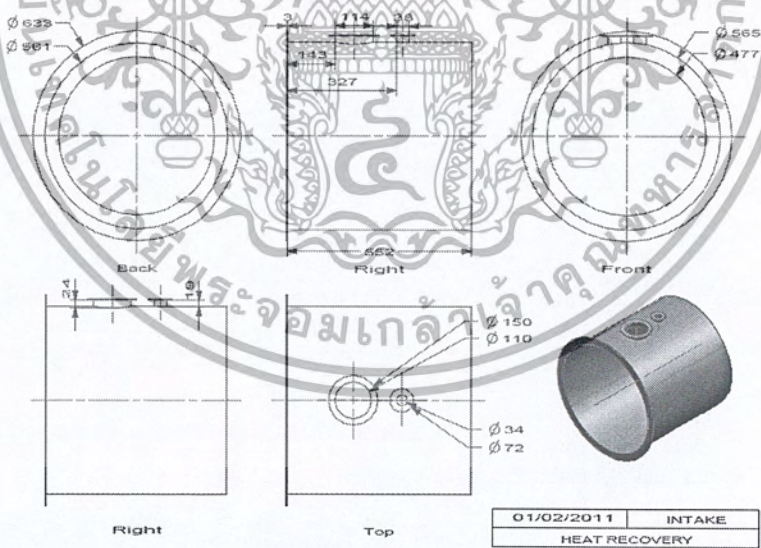
รูปที่ 1 ส่วนแผ่นปิดชนอากาศด้านหลัง

รูปที่ 2 ชิ้นส่วน Exhaust Tube

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3 ชิ้นส่วนชุดรับไอเสีย



รูปที่ 4 ชิ้นส่วนชุดรับอากาศดี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ค

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวอย่างตารางบันทึกผลการทดลอง

mass air	mass flow rate exhuast (kg/s)	ก่อนไอดีเข้า hr				ก่อน combustor				ก่อนเข้าHR				ไอเสียทิ้ง			
		T2(°C)	K	P2(m)	P2(Pa)	T3(°C)	K	P3(m)	P3(Pa)	T6(°C)	K	P6(m)	P6(Pa)	T7(°C)	K	P7(mm)	P7(Pa)
0.052550362	0.052752819	31.7	304.7	0.054	529.74	51.4	324.4	0.065	637.65	155.9	428.9	0.018	176.58	60	333	0.002	19.62
0.053832314	0.054102256	32	305	0.077	755.37	53	326	0.088	863.28	215.1	488.1	0.019	186.39	71.8	344.8	0.003	29.43
0.075077588	0.075415016	32.2	305.2	0.086	843.66	59.5	332.5	0.097	951.57	291.5	564.5	0.019	186.39	85	358	0.002	19.62
0.083528586	0.083933499	32.3	305.3	0.085	833.85	68.7	341.7	0.097	951.57	371.4	644.4	0.021	206.01	103.1	376.1	0.004	39.24
0.091352008	0.091824407	32.7	305.7	0.088	863.28	87.5	360.5	0.099	971.19	430	703	0.021	206.01	116.5	389.5	0.003	29.43
0.105009156	0.105549041	32.7	305.7	0.087	853.47	99.7	372.7	0.099	971.19	457.8	730.8	0.021	206.01	117.9	390.9	0.004	39.24
0.11705224	0.11765961	32.7	305.7	0.087	853.47	117.6	390.6	0.099	971.19	513.6	786.6	0.022	215.82	123.6	396.6	0.004	39.24

Q reheat ไอดี					Pumping Power ไอดี		Pumping Power ไอเสีย		total Pumping power
delta T	T bulk	Cp	Q(w)	30%Q	delta P	W	delta P	w	
19.7	314.55	1007.582	1043.091385	312.9274006	107.91	4.871743603	156.96	7.11347288	11.98521648
21	315.5	1007.62	1139.092839	341.7278517	107.91	4.990588483	156.96	7.295438282	12.28602676
27.3	318.85	1002.639	2055.027085	616.5081256	107.91	6.960156773	166.77	10.80495032	17.7651071
36.4	323.5	1003.29	3050.443566	915.1330697	117.72	8.4475817	166.77	12.02542069	20.47300239
54.8	333.1	996.62	4989.169442	1496.750833	107.91	8.468896186	176.58	13.92985722	22.39875341
67	339.2	997.84	7020.416515	2106.124954	117.72	10.61999813	166.77	15.12234839	25.74234652
84.9	348.15	990.556	9843.883183	2953.164955	117.72	11.83796363	176.58	17.84908418	29.68704781