การศึกษาอิงพารามิเตอร์ของระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์

นายพงศ์ธร บุญฑริกพรพันธุ์

บทคัดย่อและแฟ้มข้อมูลฉบับเต็มของวิทยานิพนธ์ตั้งแต่ปีการศึกษา 2554 ที่ให้บริการในคลังปัญญาจุฬาฯ (CUIR)
เป็นแฟ้มข้อมูลของนิสิตเจ้าของวิทยานิพนธ์ ที่ส่งผ่านทางบัณฑิตวิทยาลัย
The abstract and full text of theses from the academic year 2011 in Chulalongkorn University Intellectual Repository (CUIR)
are the thesis authors' files submitted through the University Graduate School.

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
ปีการศึกษา 2560
ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

PARAMETRIC STUDY OF THE COGENERATION SYSTEM BY USING A MATHEMATICAL MODEL

Mr. Phongthon Buntarikpornpant

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering Program in Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Engineering
Chulalongkorn University
Academic Year 2017
Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาอิงพารามิเตอร์ของระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์
โดย	นายพงศ์ธร บุญฑริกพรพันธุ์
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก	รองศาสตราจารย์ ดร.จิตติน แตงเที่ยง

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้นับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญามหาบัณฑิต

....คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(รองศาสตราจารย์ ดร.สุพจน์ เตชวรสินสกุล)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

....ประธานกรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อลงกรณ์ พิมพ์พิณ)

....อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

(รองศาสตราจารย์ ดร.จิตติน แตงเที่ยง)

....กรรมการ

(อาจารย์ ดร.สรัล ศาลากิจ)

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

....กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย

(รองศาสตราจารย์ ดร.วาทิต ภักดี)

พงศ์ธร บุญฑริกพรพันธุ์ : การศึกษาอิงพารามิเตอร์ของระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์ (PARAMETRIC STUDY OF THE COGENERATION SYSTEM BY USING A MATHEMATICAL MODEL) อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: รศ. ดร.จิตติน แตงเที่ยง, 209 หน้า.

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นการศึกษาและออกแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์ จากการออกแบบและวิเคราะห์ผลลัพธ์ ทำให้ทราบผลจากการปรับค่าพารามิเตอร์ในวัฏจักรเบรย์ตันได้แก่ อัตราส่วนความดัน อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ และประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊ส ซึ่งผลจากการปรับค่าพารามิเตอร์ต่างๆเมื่อเทียบกับผลที่ได้จากแบบจำลองกรณีฐานของระบบโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์นี้ การเพิ่มอัตราส่วนความดัน,การเพิ่มประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊ส และการเพิ่มประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ ทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ทั้งหมดเพิ่มขึ้นเพราะทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ที่กังหันแก๊สเพิ่มขึ้นมากกว่าการลดลงของกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำ และทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้นซึ่งมาจากกำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้มีปริมาณมากกว่าปริมาณอัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้ แต่ค่าอัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้ลดลง เนื่องจากอุณหภูมิแก๊สไอเสียที่ออกจากกังหันแก๊สลดลง ทำให้อุณหภูมิไอน้ำที่ผลิตได้ทั้งที่ความดันสูงและความดันต่ำลดลงส่งผลให้อัตราความร้อนที่ผลิตได้ลดลงทั้งคู่

การเพิ่มอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงทำให้กำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้,อัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้และค่า PES เพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงทำให้อุณหภูมิของแบบจำลองนี้สูงขึ้นส่งผลให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สและกังหันไอน้ำเพิ่มขึ้น อัตราความร้อนที่ผลิตได้ที่ความดันสูงและความดันต่ำเพิ่มขึ้น และจากการที่กำลังไฟฟ้ารวมกับอัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นส่งผลให้ PES เพิ่มขึ้น

ผลจากการเปรียบเทียบค่าพารามิเตอร์สี่ตัวกับค่า PES ซึ่งจากการคำนวณปรับพารามิเตอร์เพิ่มขึ้นเป็นร้อยละหนึ่งนั้นทำให้ได้ค่า PES เพิ่มขึ้นจากค่ากรณีฐาน ซึ่งค่าพารามิเตอร์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้นทำให้ได้ค่า PES เพิ่มขึ้นมากที่สุดคือ 0.572% ส่วนการปรับอัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้นทำให้การเพิ่มขึ้นของค่า PES น้อยที่สุดคือ 0.055%

ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล	ลายมือชื่อนิสิต	....
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล	ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาหลัก	....
ปีการศึกษา	2560		

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

5770237021 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING
KEYWORDS: COGENERATION,BRAYTON CYCLE,HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR,RANKINE CYCLE

PHONGTHON BUNTARIKPORNPANT: PARAMETRIC STUDY OF THE COGENERATION SYSTEM BY USING A MATHEMATICAL MODEL. ADVISOR: ASSOC. PROF. CHITTIN TANGTHIENG, 209 pp.

This thesis is a study and design of mathematical cogeneration model. The results of the adjustment in the brayton cycle are pressure ratio, heat rate of fuel, isentropic eficiency of compressor and isentropic efficiency of gas turbine. The results of the parameter modifications compared to the results of the base case model of the cogeneration system. Increasing of the pressure ratio, isentropic efficiency of gas turbine and isentropic efficiency of compressor make the total electric power of cogeneration model increase becuse the electric power increases over the reduction of electric power by steam turbine. The PES increase because the total electric power produced is greater than the total heat produced. But the total heat output rate has decreased due to the increase of three parameters cause exhaust gas temperature of gas turbine is reduced. As a result of both the high and low pressure steam output decreases.Increasing the heating rate of the fuel causes the total power produced, the total heat produced, and the PES increase due to rising temperature of the model make result in a higher power output. The power of gas turbine and steam turbine increased. Heat rates are produced at high pressures and low pressure rise, so PES has increased.

The results from the comparison of four parameters and the PES value from the adjustment of the parameter increase to one percent make to increase the PES value from the base case. The increase in the efficiency isentropic of gas turbine resulted in the highest PES value of 0.572%. The increase in the pressure ratio resulted in the lowest PES increase of 0.055%.

Department:	Mechanical Engineering	Student's Signature	....
Field of Study:	Mechanical Engineering	Advisor's Signature	....
Academic Year:	2017		

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งของบุคคลหลายท่านดังนี้ รองศาสตราจารย์ ดร จิตติน แตงเที่ยง อาจารย์ที่ปรึกษา ผู้ชี้แนะนำหัวข้อและแนวทางวิจัย ตลอดจน คำปรึกษามากมายที่เป็นประโยชน์ต่อการวิจัย พร้อมทั้งสนับสนุนข้อมูลต่างๆใน งานวิจัย ขอกรอบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร อลงกรณ์ พิมพ์พิณ ประธานกรรมการ อาจารย์ ดร สรัล ศาลากิจ กรรมการ และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร วาทิต ภักดี กรรมการนอก มหาวิทยาลัย ที่ช่วยให้คำปรึกษาและคำแนะนำที่เป็นประโยชน์อย่างยิ่งต่อวิทยานิพนธ์ ท้ายสุด นี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา ที่ให้การสนับสนุนผู้วิจัยทั้งด้านค่าใช้จ่าย และเป็น กำลังใจที่สำคัญตลอดมา ทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย .... ง

บทคัดย่อภาษาอังกฤษ .... จ

กิตติกรรมประกาศ .... ฉ

สารบัญ .... ช

สารบัญตาราง .... ญ

สารบัญรูปภาพ .... ฒ

คำอธิบายสัญลักษณ์ .... ถ

บทที่ 1 บทนำ 1

1.1 ความสำคัญและที่มาของวิทยานิพนธ์ 1

1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์ 2

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์ 2

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน 2

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ 2

บทที่ 2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง 3

2.1 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง 3

บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง 10

3.1 วัฏจักรเบรย์ตัน (Brayton Cycle) 10

3.1.1 การวิเคราะห์วัฏจักรเบรย์ตัน (Brayton Cycle) อุดมคติในเชิงพลังงาน 11

3.1.2 ความเบี่ยงเบนของวัฏจักรเบรย์ตันจริงจากวัฏจักรเบรย์ตันอุดมคติ 13

3.2 วัฏจักรแรงคิน (Rankine Cycle) 14

3.2.1 การวิเคราะห์วัฏจักรแรงคิน (Rankine Cycle) อุดมคติในเชิงพลังงาน 15

3.2.2 ความเบี่ยงเบนของวัฏจักรแรงคินจริงจากวัฏจักรแรงคินอุดมคติ 16

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

หน้า

3.3 วัฏจักรร่วมเบรย์ตัน-แรงคิน.......... 16
3.4 ระบบโคเจนเนอเรชัน (Cogeneration System) 17
3.4.1 ระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้วัฏจักรเบรย์ตัน.......... 17
3.4.2 ระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้วัฏจักรแรงคิน.......... 18
3.4.3 ระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้วัฏจักรร่วมเบรย์ตัน-แรงคิน 19
3.4.4 นิยามและการคิดคำนวณ PES.......... 19
3.5 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.......... 20
3.5.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบง่าย 20
3.5.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกัน (cross-flow heat exchanger) ... 21
3.5.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (shell-and-tube heat exchanger) 22
3.6 วิธีการคำนวณและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 24
3.7 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธี Effectiveness-NTU Method 24
3.8 การคำนวณประสิทธิภาพพื้นผิวโดยรวม 30
3.9 การหาค่าสัมประสิทธ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อ.......... 33
3.10 การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลในท่อ h_i.......... 37
3.11 Forced-Convection Boiling inside tubes 39
บทที่ 4 การออกแบบจำลองคณิตศาสตร์ของโรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชัน.......... 42
4.1 การออกแบบจำลองคณิตศาสตร์ของวัฏจักรเบรย์ตัน.......... 42
4.2 การออกแบบจำลองคณิตศาสตร์เครื่องผลิตไอน้ำ (Heat Recovery Steam Generator).......... 43
4.3 การออกแบบจำลองคณิตศาสตร์วัฏจักรแรงคิน (Rankine Cycle) 47
บทที่ 5 ผลลัพธ์จากการคำนวณแบบจำลองของระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์.......... 54

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

หน้า

5.1 ผลลัพธ์ที่ได้จากการปรับอัตราส่วนความดัน (rp) 59
5.2 ผลลัพธ์ที่ได้จากการปรับอัตราความร้อนของเชื้อเพลิง 62
5.3 ผลลัพธ์ที่ได้จากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ 65
5.4 ผลลัพธ์ที่ได้จากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊ส 69
5.5 ผลลัพธ์ที่ได้จากการเปรียบเทียบพารามิเตอร์แต่ละตัวกับค่า PES 72
บทที่ 6 สรุปผลลัพธ์จากงานวิจัยและข้อเสนอแนะ 75
6.1 สรุปผลจากงานวิจัย 75
6.2 ข้อเสนอแนะ 76
รายการอ้างอิง 78
ภาคผนวก ก ผลการคำนวณแบบจำลองกรณีฐานของโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์ 81
ภาคผนวก ข ผลของการคำนวณแบบจำลองโคเจนเอเรชั่นโดยเปลี่ยนอัตราส่วนความดัน 125
ภาคผนวก ค ผลของการคำนวณแบบจำลองโคเจนเอเรชั่นโดยเปลี่ยนอัตราความร้อนของเชื้อเพลิง 149
ภาคผนวก ง ผลของการคำนวณแบบจำลองโคเจนเอเรชั่นโดยเปลี่ยนประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 171
ภาคผนวก จ ผลของการคำนวณแบบจำลองโคเจนเอเรชั่นโดยเปลี่ยนประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันแก๊ส 190
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์ 209

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

สารบัญตาราง

หน้า

ตารางที่ 3.1 ความสัมพันธ์ของ effectiveness สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยที่ $NTU = UA_S / C_{\min}$ และ $C_r = C_{\min} / C_{\max}$ 28

ตารางที่ 3.2 ความสัมพันธ์ของค่า NTU ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยที่ $NTU = UA_S / C_{\min}$ และ $C_r = C_{\min} / C_{\max}$ 29

ตารางที่ 3.3 ค่าคงที่สำหรับการไหลผ่านชั้นท่อตั้งแต่ 10 แถวหรือมากกว่า 35

ตารางที่ 3.4 ค่าตัวประกอบแก้ไข C_2 สำหรับการไหลผ่านชั้นท่อน้อยกว่า 10 แถว 36

ตารางที่ 3.5 ค่าคงที่สำหรับการไหลผ่านท่อหลายชั้น 36

ตารางที่ 3.6 ค่าตัวประกอบแก้ไข C_2 สำหรับการไหลผ่านชั้นท่อน้อยกว่า 20 แถว 37

ตารางที่ 3.7 ค่าของ C_{sf} ของสมการข้างต้นสำหรับ forced-(natural)-convection boiling 40

ตารางที่ 4.1 ค่าคงที่ของแบบจำลองคณิตศาสตร์ของวัฏจักรเบรย์ตัน........ 43

ตารางที่ 4.2 ค่าคงที่ของแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องผลิตไอน้ำ (HRSG) 45

ตารางที่ 4.3 ค่าคงที่ของแบบจำลองคณิตศาสตร์ของวัฏจักรแรงคิน 48

ตารางที่ 5.1 แสดงผลลัพธ์แบบจำลองกรณีฐานที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตัน........ 54

ตารางที่ 5.2 แสดงผลลัพธ์แบบจำลองกรณีฐานที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำ 55

ตารางที่ 5.3 แสดงผลลัพธ์แบบจำลองกรณีฐานที่ได้จากวัฏจักรแรงคิน 58

ตารางที่ 5.4 แสดงผลเปรียบเทียบพารามิเตอร์แต่ละตัวที่เพิ่มขึ้นร้อยละ 1 กับค่า PES ที่เพิ่มขึ้น 74

ตารางที่ ก.1 แสดงค่าที่ใช้ในการคำนวณสมการโพลิโนเมียล........ 89

ตารางที่ ข.1 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 8........ 126

ตารางที่ ข.2 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 8 126

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

หน้า

ตารางที่ ข.3 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 8 128
ตารางที่ ข.4 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 9 129
ตารางที่ ข.5 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 9 129
ตารางที่ ข.6 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 9 131
ตารางที่ ข.7 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 10 131
ตารางที่ ข.8 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 10 132
ตารางที่ ข.9 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 10 133
ตารางที่ ข.10 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 11 134
ตารางที่ ข.11 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 11 135
ตารางที่ ข.12 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 11 136
ตารางที่ ข.13 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 13 137
ตารางที่ ข.14 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 13 138
ตารางที่ ข.15 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 13 139
ตารางที่ ข.16 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 14 140
ตารางที่ ข.17 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 14 140
ตารางที่ ข.18 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 14 142
ตารางที่ ข.19 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 15 143
ตารางที่ ข.20 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 15 143
ตารางที่ ข.21 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 15 145
ตารางที่ ข.22 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 16 146
ตารางที่ ข.23 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 16 146
ตารางที่ ข.24 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 16 148

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

หน้า

ตารางที่ ค.1 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 96%..150

ตารางที่ ค.2 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 96% 150

ตารางที่ ค.3 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 96%..152

ตารางที่ ค.4 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 98%..153

ตารางที่ ค.5 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 98% 153

ตารางที่ ค.6 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 98%..155

ตารางที่ ค.7 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 102%......................................155

ตารางที่ ค.8 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 102% 156

ตารางที่ ค.9 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 102%..158

ตารางที่ ค.10 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 104%....................................158

ตารางที่ ค.11 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 104% ..159

ตารางที่ ค.12 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 104%......................................161

ตารางที่ ค.13 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 106%....................................161

ตารางที่ ค.14 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 106% ..162

ตารางที่ ค.15 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 106%......................................164

ตารางที่ ค.16 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 108%....................................164

ตารางที่ ค.17 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 108% ..165

ตารางที่ ค.18 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 108%......................................167

ตารางที่ ค.19 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 110%....................................167

ตารางที่ ค.20 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 110% ..168

ตารางที่ ค.21 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 110%......................................170

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

หน้า

ตารางที่ ง.1 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 82%....................................172

ตารางที่ ง.2 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 82% 172

ตารางที่ ง.3 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 82% 174

ตารางที่ ง.4 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 83% 175

ตารางที่ ง.5 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 83% 175

ตารางที่ ง.6 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 84% 177

ตารางที่ ง.7 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 84% 177

ตารางที่ ง.8 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 84% 178

ตารางที่ ง.9 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 84% 179

ตารางที่ ง.10 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 86% 180

ตารางที่ ง.11 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 86%...181

ตารางที่ ง.12 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 86% 182

ตารางที่ ง.13 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 87% 183

ตารางที่ ง.14 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 87%...184

ตารางที่ ง.15 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 87% 185

ตารางที่ ง.16 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 88% 186

ตารางที่ ง.17 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 88%...186

ตารางที่ ง.18 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 88% 188

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

หน้า

ตารางที่ จ.1 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 87%....................................191

ตารางที่ จ.2 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 87% .. 191

ตารางที่ จ.3 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 87%...................................... 193

ตารางที่ จ.4 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 88%.................................... 194

ตารางที่ จ.5 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 88% .. 194

ตารางที่ จ.6 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 88%...................................... 196

ตารางที่ จ.7 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 89%.................................... 196

ตารางที่ จ.8 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 89% .. 197

ตารางที่ จ.9 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 89%...................................... 198

ตารางที่ จ.10 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 91%.................................. 199

ตารางที่ จ.11 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 91% 200

ตารางที่ จ.12 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 91%....................................201

ตารางที่ จ.13 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 92%..................................202

ตารางที่ จ.14 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 92% 203

ตารางที่ จ.15 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 92%....................................204

ตารางที่ จ.16 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 93%..................................205

ตารางที่ จ.17 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 93% 205

ตารางที่ จ.18 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 93%....................................207

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

สารบัญรูปภาพ

หน้า

รูปที่ 2.1 แผนภาพของระบบผสมการพ่นไอน้ำเข้าห้องเผาไหม้และการลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ 3

รูปที่ 2.2 โรงไฟฟ้ากังหันก๊าซแบบเปิด 4

รูปที่ 2.3 (ก) วัฏจักรกังหันแก๊สแบบปกติ (ข)ระบบลดอุณหภูมิอากาศขาเข้า 4

รูปที่ 2.4 (ค) ระบบอุ่นอุณหภูมิอากาศ (ง) ระบบอุ่นเชื้อเพลิงกับอากาศ 5

รูปที่ 2.5 แสดงการออกแบบของโรงไฟฟ้าพลังงานร่วมกับเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบสองความดัน ... 6

รูปที่ 2.6 แสดงถึงการออกแบบภาพในเครื่องกำเนิดไอน้ำ 6

รูปที่ 2.7 แบบเครื่องกำเนิดไอน้ำที่ต้องการศึกษา 7

รูปที่ 2.8 โรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชันกรณีศึกษาที่ 1 8

รูปที่ 2.9 โรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชันกรณีศึกษาที่ 2 8

รูปที่ 3.1 แผนภาพอุปกรณ์ของวัฏจักรเบรย์ตันอย่างง่ายแบบเปิด 10

รูปที่ 3.2 แผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปีของวัฏจักรเบรย์ตัน 11

รูปที่ 3.3 ผลของการเปลี่ยนอัตราส่วนความดันของวัฏจักรเบรย์ตันอย่างง่ายเมื่อกำหนดให้ P_1,T_1 และ T_3 เป็นค่าคงตัว 12

รูปที่ 3.4 สัดส่วนของงานที่ได้จากกังหันแก๊สกับงานที่ถูกใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องอัด 13

รูปที่ 3.5 ความเบี่ยงเบนของวัฏจักรเบรย์ตันจริงจากวัฏจักรเบรย์ตันอุดมคติเนื่องจากปัจจัย irreversibility 13

รูปที่ 3.6 แผนภาพอุปกรณ์ของวัฏจักรแรงคินอย่างง่าย 14

รูปที่ 3.7 แผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปีของวัฏจักรแรงคินอย่างง่าย 14

รูปที่ 3.8 (ก) ความเบี่ยงเบนของวัฏจักรแรงคินจริงจากวัฏจักรแรงคินอุดมคติ (ข) ผลของ irreversibility ในปั๊มและกังหันที่มีต่อวัฏจักรแรงคินอุดมคติ 16

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

หน้า

รูปที่ 3.9 วัฏจักรร่วมเบรย์ตัน-แรงคิน 17

รูปที่ 3.10 ระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้วัฏจักรเบรย์ตัน 18

รูปที่ 3.11 ระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้วัฏจักรแรงคิน 18

รูปที่ 3.12 ระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้วัฏจักรร่วมเบรย์ตัน-แรงคิน 19

รูปที่ 3.13 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ซ้อนร่วมจุดศูนย์กลาง 21

รูปที่ 3.14 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกัน (ก) ติดครีบและของไหลไม่ผสมกัน (ข) ไม่ติดครีบและของไหลไหลผสมนอกท่อ 21

รูปที่ 3.15 การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและก๊าซเสียของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง 22

รูปที่ 3.16 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกกลับเดียวและท่อกลับเดียว 22

รูปที่ 3.17 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกกลับเดียวและท่อ (ก) เปลือกกลับเดียวและท่อ (ข) เปลือก 2 กลับและท่อ 4 กลับ 23

รูปที่ 3.18 รูปแบบภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ก) ท่อที่มีครีบ (ท่อแบน,ครีบแผ่นแบบต่อเนื่อง) (ข) ท่อที่มีครีบ (ท่อกลม, ครีบแผ่นแบบต่อเนื่อง) (ค) ท่อที่มีครีบ (ท่อกลม,ครีบกลม) (ง) ครีบแบบแผ่น (ไหลผ่านทางเดียว) (จ) ครีบแบบแผ่น (ไหลผ่านหลายทาง) 23

รูปที่ 3.19 ค่า effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน (Parallel-flow) 25

รูปที่ 3.20 ค่า effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน (Counter-flow) 26

รูปที่ 3.21 ค่า effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell-and-tube โดยของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกหนึ่งครั้งและของไหลอีกชนิดหนึ่งผ่านภายในท่อสองครั้งหรือเท่ากับผลคูณของสองกับเลขจำนวนเต็ม (One-shell pass and 2,4,6,… tube passes) ... 26

รูปที่ 3.22 ค่า effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell-and-tube โดยของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกสองครั้งและของไหลอีกชนิดหนึ่งผ่านภายในท่อสี่ครั้งหรือเท่ากับผลคูณของสี่กับเลขจำนวนเต็ม (Two-shell pass and 4,8,12,… tube passes)............ 27

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

หน้า

รูปที่ 3.23 ค่า effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลตั้งฉากกันซึ่งของไหลทั้งสองชนิดไม่ผสมกัน (Cross-flow with both fluids unmixed) 27

รูปที่ 3.24 ค่า effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลตั้งฉากกันซึ่งของไหลชนิดหนึ่งผสมกัน ส่วนอีกชนิดหนึ่งไม่ผสมผสานกัน (Cross-flow with one fluids mixed and the other unmixed) 28

รูปที่ 3.25 อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนจากพื้นผิวและพื้นผิวแกนหลัก (ไม่ใช่ครีบ) จะแสดงดังสมการข้างล่างนี้ 31

รูปที่ 3.26 แสดงวงจรความร้อนที่สอดคล้องแบบขนานและแทนด้วยประสิทธิภาพของความต้านทานที่มี 32

รูปที่ 3.27 ประสิทธิภาพของรูปวงแหวนของรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า 33

รูปที่ 3.28 การไหลของของไหลผ่านกลุ่มท่อในลักษณะไหลขวางกัน (Cross Flow) 33

รูปที่ 3.29 การจัดท่อหลายชั้น ก) แนวเดียวกัน (alinged) ข) แนวเยื้องกัน (staggered) 34

รูปที่ 4.1 แสดงแบบจำลองคณิตศาสตร์ของระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์ 42

รูปที่ 4.2 แบบจำลองของวัฏจักรเบรย์ตัน 43

รูปที่ 4.3 แสดงแบบของเครื่องผลิตไอน้ำ (HRSG) และเส้นประภายในจะแสดงอุปกรณ์ภายในเครื่องผลิตไอน้ำจะแสดงในรูปที่ 4.4 44

รูปที่ 4.4 แสดงการไหลผ่านอุปกรณ์ภายในเครื่องผลิตไอน้ำ (HRSG) 44

รูปที่ 4.5 แสดงลักษณะของท่อกลมอะลูมิเนียมและครีบที่ตัดขวาง 44

รูปที่ 4.6 แสดงแบบจำลองของวัฏจักรแรงคิน 47

รูปที่ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้กับอัตราส่วนความดัน 59

รูปที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้กับอัตราส่วนความดัน 60

รูปที่ 5.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า PES กับอัตราส่วนความดัน 61

รูปที่ 5.4 แสดงความสัมพันธ์อัตราความร้อนของเชื้อเพลิงกับกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ 62

รูปที่ 5.5 แสดงความสัมพันธ์อัตราความร้อนของเชื้อเพลิงกับอัตราความร้อนที่ผลิตได้ 64

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

หน้า

รูปที่ 5.6 แสดงความสัมพันธ์อัตราความร้อนของเชื้อเพลิงกับ PES 65

รูปที่ 5.7 แสดงความสัมพันธ์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์กับกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ .. 66

รูปที่ 5.8 แสดงความสัมพันธ์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์กับอัตราความร้อนที่ผลิตได้ 67

รูปที่ 5.9 แสดงความสัมพันธ์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์กับ PES........................ 68

รูปที่ 5.10 แสดงความสัมพันธ์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สกับกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ 69

รูปที่ 5.11 แสดงความสัมพันธ์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สกับอัตราความร้อนที่ผลิตได้ 70

รูปที่ 5.12 แสดงความสัมพันธ์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สกับ PES 71

รูปที่ ก.1 แสดงแบบจำลองกรณีฐานของวัฏจักรเบรย์ตัน..82

รูปที่ ก.2 แสดงการทำงานภายในเครื่องผลิตไอน้ำในกรณีฐาน.. 84

รูปที่ ก.3 แสดงแบบจำลองกรณีฐานของวัฏจักรแรงคิน 122

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

คำอธิบายสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
T_1	อุณหภูมิก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์	K
T_2	อุณหภูมิก่อนเข้าห้องเผาไหม้จริง	K
T_3	อุณหภูมิก่อนเข้ากังหันแก๊ส	K
T_4	อุณหภูมิออกจากกังหันแก๊สจริง	K
P	ความดันอากาศเข้าคอมเพรสเซอร์	kPa
$T_{2,s}$	อุณหภูมิก่อนเข้าห้องเผาไหม้ทางทฤษฎี	K
$w_{comp,s}$	กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์ทางทฤษฎี	kJ/kg
$T_{4,s}$	อุณหภูมิออกจากกังหันแก๊สทางทฤษฎี	K
$w_{GT,s}$	กำลังที่ได้จากกังหันแก๊สทางทฤษฎี	kJ/kg
Q_{fuel}	อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	kW
$\dot{m}_f$	อัตราการไหลเชื้อเพลิง	kg/s
$\dot{m}_a$	อัตราการไหลอากาศ	kg/s
$w_{comp,a}$	งานที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	kJ/kg
$w_{GT,a}$	งานที่ได้จากกังหันแก๊ส	kJ/kg
$\dot{W}_{net}$	กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	kW
η_{th}	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	%
r_{bw}	อัตราส่วน Back Work	-
LHV	ค่าความร้อนต่ำ	btu/scf
$C_{p,air}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากศ	kJ/k-mol.K
k_{air}	อัตราส่วนค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ	-
$\eta_{isen,comp}$	ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์	%
$\eta_{isen,GT}$	ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันแก๊ส	%
T_{avg}	อุณหภูมิเฉลี่ยในวัฏจักรเบรย์ตัน	K
$\dot{m}_{w,outEco@LP}$	อัตราการไหลของน้ำที่อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	kg/s
$\dot{m}_{w,in@HP}$	อัตราการไหลของน้ำที่ความดันสูง	kg/s
$\dot{m}_{w,in@LP}$	อัตราการไหลของน้ำที่ความดันต่ำ	kg/s

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
$T_{st,out@LP}$	อุณหภูมิไอน้ำที่ผลิตได้ที่ความดันต่ำ	K
$T_{st,out@HP}$	อุณหภูมิไอน้ำที่ผลิตได้ที่ความดันสูง	K
P_{HP}	ความดันไอน้ำสูง	bar
P_{LP}	ความดันไอน้ำต่ำ	bar
$C_{p,w}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ	$kJ/kg\cdot K$
$C_{p,g}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย	$kJ/kg\cdot K$
$C_{p,steam}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอน้ำ	$kJ/kg\cdot K$
OD_{HP}	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อของทุกอุปกรณ์ที่ความดันสูง	m
ID_{HP}	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อของทุกอุปกรณ์ที่ความดันสูง	m
$OD_{SH@LP}$	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	m
$ID_{SH@LP}$	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	m
$OD_{Evap\&Eco@LP}$	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อของอีเวปโปเรเตอร์และอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	m
$ID_{Evap\&Eco@LP}$	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อของอีเวปโปเรเตอร์และอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	m
$V_{SH@HP}$	ความเร็วของไอน้ำของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	m/s
$V_{EVAP@HP}$	ความเร็วของน้ำของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	m/s
$V_{Eco\#2@HP}$	ความเร็วของน้ำของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง	m/s
$V_{Eco\#1@HP}$	ความเร็วของน้ำของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง	m/s
$V_{SH@LP}$	ความเร็วของไอน้ำที่ไหลภายในท่อของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	m/s
$V_{Evap@LP}$	ความเร็วของน้ำที่ไหลภายในท่อของอีเวปโปรแตอร์ที่ความดันต่ำ	m/s

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

สัญลักษณ์	**คำอธิบาย**	**หน่วย**
$V_{Eco@LP}$	ความเร็วของน้ำที่ไหลภายในท่อของอีโคโนเซอร์ ที่ความดันต่ำ	m/s
W_1	ความกว้างของทางเข้าเครื่องผลิตไอน้ำ	m
W_2	ความสูงของทางเข้าเครื่องผลิตไอน้ำ	m
H_{HRSG}	ความสูงของปล่องเครื่องผลิตไอน้ำ	m
$k_{aluminum}$	ค่าการนำความร้อนของอะลูมิเนียม	$kJ/kg \cdot K$
F	ความยาวของครีบ	m
T	ความหนาของครีบ	m
$L_{SH+EVAP+Eco\#2(HP)}$	ความยาวรวมระหว่างซุปเปอร์ฮีท,อีเวปโปเรเตอร์ และอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง	m
$L_{ECO\#1(HP)}$	ความยาวอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง	m
$L_{SH+EVAP+Subcool(LP)}$	ความยาวรวมระหว่างซุปเปอร์ฮีท,อีเวปโปเรเตอร์ และซับคูลที่ความดันต่ำ	m
$L_{Eco(LP)}$	ความยาวอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	m
$\dot{m}_{st,out@HP}$	อัตราการไหลของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	kg/s
$\dot{m}_{st,out@LP}$	อัตราการไหลของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	kg/s
$\dot{m}_{LP,process}$	อัตราการไหลของน้ำที่ส่งไปยังกระบวนการที่ความดันต่ำ	kg/s
$\dot{m}_{HP,process}$	อัตราการไหลของไอน้ำที่ส่งไปกระบวนการที่ความดันสูง	kg/s
$P_{Hp,Process}$	ความดันไอน้ำที่ได้ส่งไปกระบวนการต่างๆที่ความดันสูง	bar
$T_{out,condenser}$	อุณหภูมิของน้ำที่ออกจากคอนเดนเซอร์	K
$h_{o@1atm,27°C}$	ค่าเอลทัลปีที่ใช้เทียบคำนวณ PES	kJ/kg
$\eta_{isen.st}$	ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	%
C_{min}	อัตราความจุความร้อนน้อยสุด	kW/K
C_{max}	อัตราความจุความร้อนมากสุด	kW/K
h_i	สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายในท่อ	W/m^2K
h_o	สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายนอกท่อ	W/m^2K
T_5	อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	K
Effectiveness	ประสิทธิผล	-

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
C_r	สัดส่วนของอัตราความจุความร้อน	-
$NTU_{SH(HP)}$	ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเทของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	-
UA_{HPSH}	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	kW/K
$L_{SH(HP)}$	ความยาวของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	m
T_B	อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่านซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	K
$h_{i,\text{เฉลี่ย}@Evap,HP}$	สัมประสิทธิ์พาความร้อนเฉลี่ยภายในท่อ	W/m^2K
$q_{Evap@HP}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง	kW
T_C	อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่านของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง	K
$NTU_{EVAP(HP)}$	ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเทของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง	-
$UA_{EVAP(HP)}$	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง	kW/K
$L_{EVAP(HP)}$	ความยาวของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง	m
$UA_{Eco\#2(HP)}$	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง	kW/K
$NTU_{ECO\#2(HP)}$	ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเทของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง	-
$L_{ECO\#2(HP)}$	ความยาวของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง	m
T_D	อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่านของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง	K
T_8	อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง	K
$UA_{Eco\#1(HP)}$	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง	kW/K
$NTU_{ECO\#1(HP)}$	ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเทของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง	-

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

สัญลักษณ์	**คำอธิบาย**	**หน่วย**
T_G	อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่านของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง	K
T_9	อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง	K
T_{10}	อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออกของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	K
$NTU_{SH(LP)}$	ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเทของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	-
$UA_{SH(LP)}$	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	kW/K
$L_{SH(LP)}$	ความยาวของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	m
T_E	อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่านของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	K
$h_{i,\text{เฉลี่ย}@Evap,LP}$	สัมประสิทธิ์พาความร้อนเฉลี่ยภายในท่อของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	kJ/kg
$q_{Evap@LP}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	kW
$T_{E.1}$	อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่านของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	K
$NTU_{EVAP(LP)}$	ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเทของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	-
$UA_{EVAP(LP)}$	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	kW/K
$L_{EVAP(LP)}$	ความยาวของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ	m
$UA_{Subcool(LP)}$	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของซับคูลที่ความดันต่ำ	kW/K
$NTU_{Subcool(LP)}$	ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเทของซับคูลที่ความดันต่ำ	-
$L_{Subcool}$	ความยาวของซับคูลที่ความดันต่ำ	m
T_F	อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูลของซับคูลที่ความดันต่ำ	K

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
T_{12}	อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูลของซับคูลที่ความดันต่ำ	K
$UA_{Eco(LP)}$	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของ อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	kW/K
$NTU_{Eco(LP)}$	ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเทของอีโคโนไมเซอร์ ที่ความดันต่ำ	-
T_H	อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่านของอีโคโนไมเซอร์ ที่ความดันต่ำ	K
T_{14}	อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าของอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	K
$h_{process,LP}$	เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริงของ อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	kJ/kg
S_5	เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	kJ/kg•K
h_5	เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	kJ/kg
S_{10}	เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	kJ/kg•K
h_{10}	เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	kJ/kg
S_{15s}	เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	kJ/kg•K
h_{15s}	เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	kJ/kg
S_{16s}	เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	kJ/kg•K
h_{16s}	เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	kJ/kg
$W_{s,st}$	กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	kW
$W_{a,st}$	กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	kW
h_{15a}	เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	kJ/kg
S_{15a}	เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	kJ/kg•K
h_{16a}	เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	kJ/kg
S_{16a}	เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	kJ/kg•K
$\dot{W}_{TOT}$	กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	kW
$\dot{Q}_{process.LP}$	อัตราความร้อนความดันต่ำที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	kW
$\dot{Q}_{process.HP}$	อัตราความร้อนความดันสูงที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	kW
$\dot{Q}_{process.TOT}$	อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	kW

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
PES	ความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนร่วม	-
Pr	ตัวเลขแพลนเดิล	-
μ	ความหนืดของของเหลวด้านนอกท่อ	$N \cdot s / m^2$
ρ	ความหนาแน่น	kg / m^3
k	ค่าการนำความร้อน	$W / m \cdot K$
n	จำนวนท่อ	tube
Re_D	ตัวเลขเรย์โนลด์ของการไหลด้านนอกท่อ	-
Nu_D	ตัวเลขนัสเซิล	-
n_f	ประสิทธิภาพของครีบ	%
r_1	ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงผิวท่อด้านนอก	m
r_2	ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงขอบครีบ	m
r_{2c}	ระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงขอบครีบรวมกับความหนาครึ่งหนึ่งของครีบ	m
L_c	ความยาวท่อรวมกับความหนาครึ่งหนึ่งของครีบ	m
A_p	พื้นที่โดยรวมของความยาวท่อรวมกับความหนาของครีบ	m^2
n_o	ประสิทธิภาพพื้นผิวโดยรวม	%
A_f	พื้นผิวของครีบ	m^2
A_b	พื้นผิวของท่อ	m^2
A_t	พื้นผิวโดยรวมทั้งหมดของท่อที่มีครีบ	m^2
N	จำนวนครีบ	piece
Pr_l	ตัวเลขแพลนเดิลส่วนของเหลว	-
μ_l	ความหนืดของของเหลวด้านนอกท่อส่วนของเหลว	$N \cdot s / m^2$
ρ_l	ความหนาแน่นส่วนของเหลว	kg / m^3
k_l	ค่าการนำความร้อนส่วนของเหลว	$W / m \cdot K$
Cp_l	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำส่วนของเหลว	$kJ / kg \cdot K$
σ^*	ความตึงเครียดของพื้นผิว	N/m
μ_v	ความหนืดของของเหลวด้านนอกท่อส่วนของไอ	$N \cdot s / m^2$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
ρ_v	ความหนาแน่นส่วนของไอ	kg/m^3
h_{fg}	ค่าความร้อนของการกลายเป็นไอ	kJ/kg
x	คุณสมบัติของมวลกลายเป็นไอ	-
X_{tt}	ตัวปรับค่าคุณสมบัติของมวลกลายเป็นไอ	-
F	ตัวปรับค่าการพาความร้อนของการกลายเป็นไอ	-
G	อัตราการไหลต่อพื้นที่	kg/m^2s
Re_L	ตัวตัวเลขเรย์โนลด์ของของเหลว	
h_c	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการพาความร้อน	W/m^2K
Re_{TP}	ตัวเลขเรย์โนลด์ของทั้งสองเฟส	
S	Suppression factor	-
h_{NB}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของพาความร้อน Nucleata boiling	W/m^2K
h_{TP}	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของทั้งสองเฟส	W/m^2K
ΔT_{sat}	ผลต่างของอุณหภูมิอิ่มตัว	K
q_w	อัตราความร้อนของน้ำที่อีเวปโปรเตอร์	W/m^2
P_{sat}	ความดันอิ่มตัว	kPa

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของวิทยานิพนธ์

โคเจนเนอเรชัน เป็นโรงไฟฟ้าที่ผลิตพลังงานประสิทธิภาพสูงที่มีการพัฒนาต่อเนื่องกันมายาวนานหลายสิบปี ไม่ว่าจะเป็นการผลิตพลังงานในรูปแบบของพลังงานไฟฟ้า หรือพลังงานความร้อนในรูปแบบของไอน้ำ โดยจะได้ต้นทุนการผลิตพลังงานในราคาที่ถูกกว่าระบบการผลิตอื่น ๆ ในกระบวนการของโคเจนเนอเรชัน จะนำเอาพลังงานความร้อนที่กำลังถูกปล่อยทิ้ง นำกลับมาใช้ซ้ำอีกครั้งเพื่อผลิตหรือแปรรูปให้ได้พลังงานรูปแบบอื่นขึ้นมาใหม่อีก โดยประสิทธิภาพความร้อนของโรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชันที่ได้จะสูงถึง 80% เมื่อเทียบกับระบบไฟฟ้าที่ผลิตอย่างเดียวที่มีประสิทธิภาพเพียง 40% โดยใช้เชื้อเพลิงแหล่งเดียว

การออกแบบโรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชันโดยทั่วไปแล้วจะนำวัฏจักรเบรย์ตันและแรงคินมาผสมกัน เชื้อเพลิงและอากาศที่เผาไหม้ จะให้พลังงานความร้อนที่กังหันแก๊สเป็นพลังขับดันให้กังหันแก๊สหมุนขับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ผลิตพลังงานไฟฟ้าออกมาแก๊สไอเสียที่ออกมาจากกังหันแก๊ส จะผ่านเข้าสู่ เครื่องกำเนิดไอน้ำ (Heat Recovery Steam Generator หรือ HRSG) ไอน้ำที่ผลิตได้จาก HRSG จะไหลเข้าสู่กังหันไอน้ำหมุนเครื่องกำเนิดไฟฟ้าผลิตพลังงานไฟฟ้าออกมา ในขณะเดียวกันไอน้ำส่วนหนึ่งจะถูกแยกออกมา (Extract) จากกังหันไอน้ำไปใช้ในกระบวนการที่ต้องการใช้ไอน้ำตามความดันและอุณหภูมิที่กำหนด ไอน้ำที่ไหลผ่านกังหันไอน้ำท้ายสุดก็จะถูกกลั่นตัวเป็นน้ำ นำกลับมาใช้ในกระบวนการผลิตไอน้ำอีก ข้อดีของโรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชันคือประหยัดพลังงาน สามารถลดการใช้เชื้อเพลิงลง โดยการผลิตพลังงานด้วยระบบผลิตพลังงานร่วมมีประสิทธิภาพประมาณ 50-90% สามารถประหยัดเชื้อเพลิงลงได้ 10-30% ซึ่งเมื่อเทียบกับ ระบบแยกผลิตในการผลิตความร้อนโดยทั่วไป จะมีประสิทธิภาพประมาณ 75% และถ้าเป็นระบบที่ผลิตไฟฟ้าอย่างเดียว จะมีประสิทธิภาพเพียง 35% เงินลงทุนเริ่มแรกของระบบผลิตพลังงานร่วมต่ำกว่าเงินลงทุนในการสร้างโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่มาก ส่วนข้อเสียคือ ระบบผลิตพลังงานร่วมเป็นระบบที่ยุ่งยากซับซ้อนต้นทุนค่าติดตั้งและค่าบำรุงรักษาค่อนข้างสูง ซึ่งการออกแบบและการคำนวณจะใช้ทฤษฎีวัฏจักรเบรย์ตัน ทฤษฎีการคำนวณเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และทฤษฎีวัฏจักรแรงคิน พารามิเตอร์บางตัวเราจะไม่ทราบค่าต้องทำการสมมุติขึ้นมาเพื่อนำมาใช้ในการคำนวณ

1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

เพื่อทำการศึกษาอิงพารามิเตอร์โดยการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบโคเจนเนอเรชัน โดยใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1. ศึกษาและประยุกต์ใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์สำหรับการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบโคเจนเนอเรชัน
2. ศึกษาอิงพารามิเตอร์ในส่วนของวัฏจักรเบรย์ตันที่มีผลต่อประสิทธิภาพของระบบโคเจนเนอเรชัน

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1. ศึกษาทฤษฎีเบื้องต้นเกี่ยวกับโรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชัน
2. ดำเนินการศึกษาแบบจำลองคณิตศาสตร์ของวัฏจักรเบรย์ตัน (Brayton Cycle)
3. ดำเนินการศึกษาแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องกำเนิดไอน้ำ (Heat Recovery Steam Generator)
4. ดำเนินการศึกษาแบบจำลองคณิตศาสตร์ของวัฏจักรแรงคิน (Rankine Cycle)
5. นำแบบจำลองที่ได้มาประยุกต์ใช้เพื่อวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบโคเจนเนอเรชัน
6. ศึกษาอิงพารามิเตอร์ในส่วนของวัฏจักรเบรย์ตันที่มีผลต่อประสิทธิภาพของระบบโคเจนเนอเรชัน
7. วิเคราะห์และสรุปผล

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

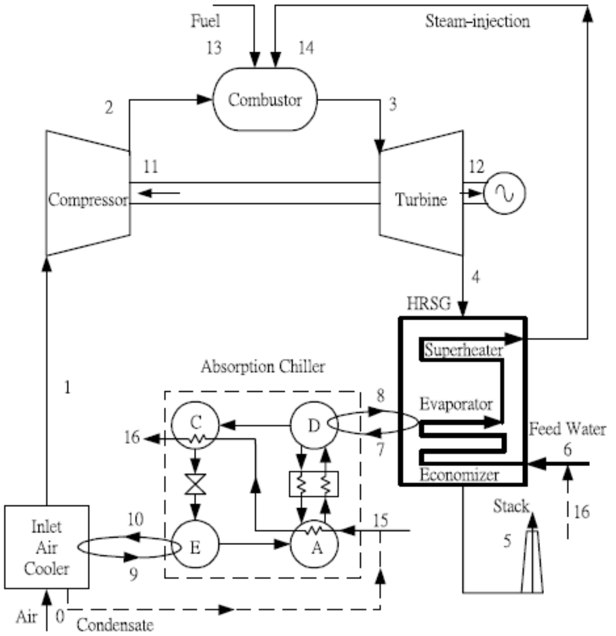
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้แบบจำลองคณิตศาสตร์ที่สามารถคำนวณประสิทธิภาพของระบบโคเจนเนอเรชันได้
2. สามารถนำการศึกษาอิงพารามิเตอร์มาประยุกต์ใช้ในระบบโคเจนเนอเรชันได้

บทที่ 2
เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

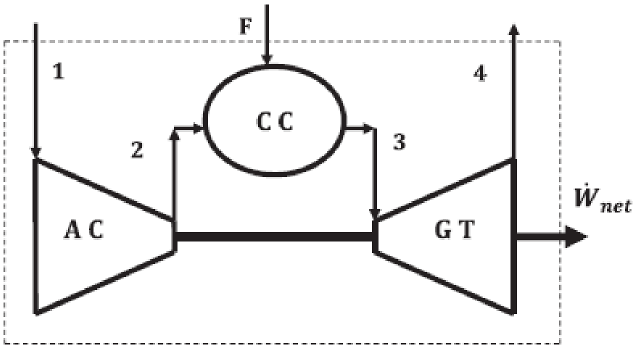
Wang และ Chiou ทำการศึกษาการผสมกันของการพ่นไอน้ำเข้าห้องเผาไหม้และการลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์สำหรับวัฏจักรกังหันแก๊ส โดยบทความนี้ใช้วัฏจักรกังหันแก๊สแบบปกติต่อด้วยหม้อต้มไอน้ำเพื่อนำไอน้ำกลับไปใช้ใหม่ และได้เพิ่มการผสมระบบพ่นไอน้ำและลดอุณหภูมิอากาศก่อนข้าคอมเพรสเซอร์ เพื่อเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าและค่าประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นจากวัฏจักรเดิม โดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ ผลวิเคราะห์คือประโยชน์จากการดำเนินงานระบบทั้งสองคือ พ่นไอน้ำและลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้า ทำให้เพิ่มกำลังได้มากกว่า 70% และเพิ่มอัตราความร้อนได้ 20.4% ซึ่งได้กำหนดค่าไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์เท่ากับ 0.86 และค่าไอเซนโทรปิกของกังหันแก๊ส 0.87



รูปที่ 2.1 แผนภาพของระบบผสมการพ่นไอน้ำเข้าห้องเผาไหม้และการลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (Wang F.J. 2004)

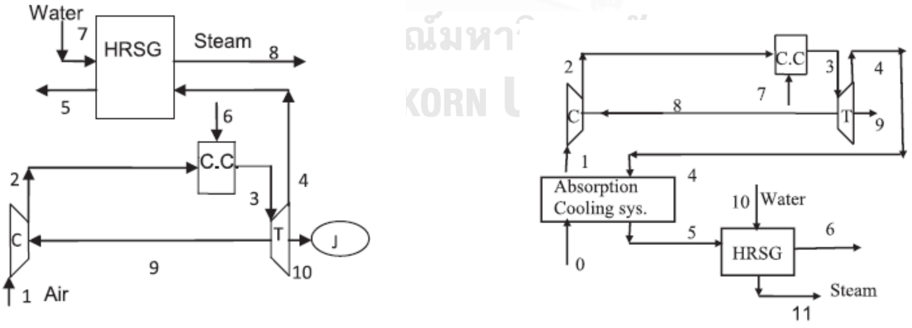
Memon และคณะ ทำการศึกษาพารามิเตอร์สำคัญที่เกี่ยวกับสิ่งแวดล้อมของโรงไฟฟ้ากังหันแก๊สแบบเปิดด้วยการออกแบบให้เหมาะสม โดยศึกษาผลพารามิเตอร์ที่สำคัญของวัฏจักรกังหันแก๊สคือ อุณหภูมิขาเข้าคอมเพรสเซอร์ อุณหภูมิขาเข้ากังหันแก๊สและอัตราความดันที่ทำการเดินเครื่องทั้งวัฏจักรและปริมาณของการปล่อยแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ ได้ใช้สมการเอ็กเซอร์จี

คำนวณค่าอุปกรณ์แต่ละตัวเช่น ประสิทธิภาพ อัตราความร้อน กำลังไฟฟ้าและการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจำเพาะ ได้วิเคราะห์อุณหภูมิขาเข้าคอมเพรสเซอร์ อุณหภูมิขาเข้ากังหันแก๊ส อัตราความดันและการปล่อยแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ที่เหมาะสมโดยใช้สมการถดถอยแบบโพลิโนเมียล ซึ่งผลที่ได้คืออุณหภูมิขาเข้าคอมเพรสเซอร์ 288 K อุณหภูมิขาเข้ากังหันแก๊ส 1,600 K และอัตราความดัน 23.2 ซึ่งได้มีการกำหนดค่าไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.85 ค่าไอเซนโทรปิกของกังหันแก๊ส 0.88 และค่าความร้อนสูญเสียของห้องเผาไหม้ 0.02



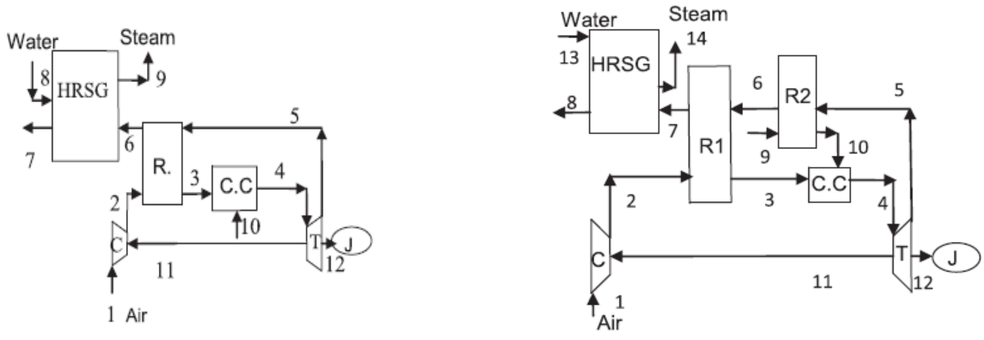
รูปที่ 2.2 โรงไฟฟ้ากังหันแก๊สแบบเปิด (Memon A. 2004)

Rabi Karaali และ Ilhan Tekin Ozturk ทำการศึกษาค่าความร้อนเชิงเศรษฐศาสตร์ที่เหมาะสมโรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชันกังหันแก๊ส โดยใช้วิธี non-linear simplex direct search method เพื่อวิเคราะห์ระบบโคเจนเนอเรชันทั้งสี่แบบได้แก่ วัฏจักรกังหันแก๊สแบบปกติ ระบบลดอุณหภูมิอากาศขาเข้า ระบบอุ่นอุณหภูมิอากาศและระบบอุ่นเชื้อเพลิงกับอากาศให้เหมาะสม



(ก) (ข)

รูปที่ 2.3 (ก) วัฏจักรกังหันแก๊สแบบปกติ (ข)ระบบลดอุณหภูมิอากาศขาเข้า (Karaali R. 2015)

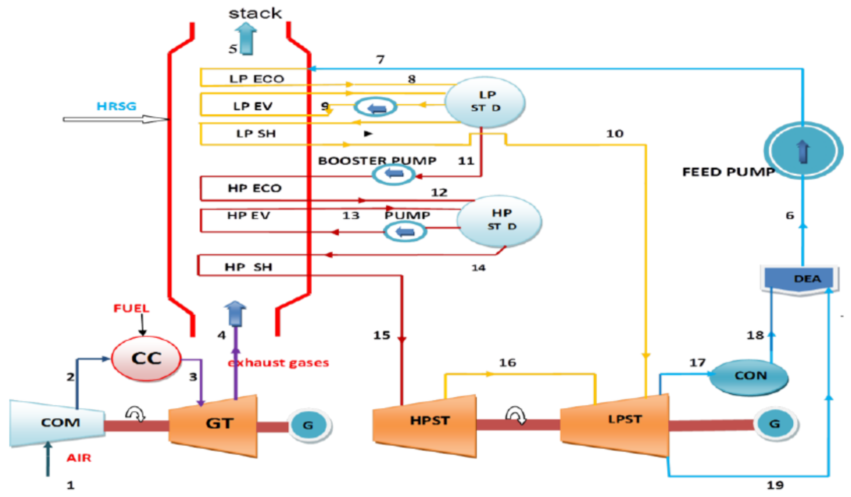


(ค) (ง)

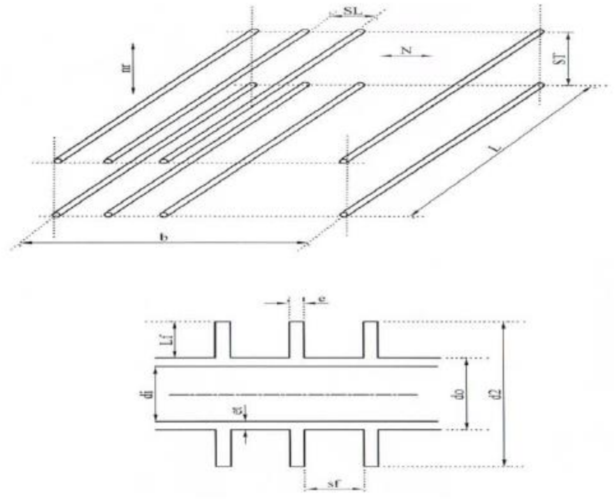
รูปที่ 2. 4 (ค) ระบบอุ่นอุณหภูมิอากาศ (ง) ระบบอุ่นเชื้อเพลิงกับอากาศ(Karaali R. 2015)

โดยวัฏจักรทั้งสี่ได้ถูกวิเคราะห์ให้เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์โดยกำหนดกำลังไฟฟ้า (30 MW) และอัตราการไหลของไอน้ำ(14 kg/s) กำหนดกำลังไฟฟ้า(30 MW)และกำหนดตัวแปรอัตราการไหลของไอน้ำ และกำหนดค่ากำลังไฟฟ้าและค่าอัตราการไหลของไอน้ำ โดยใช้สมการ cost equation methodปกติ กับ cost equation method ที่คิดผลกระทบของขนาดอุปกรณ์ ผลการวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายในการผลิตไฟฟ้าขั้นต่ำที่เหมาะสมคือ 0.0432 $ / kWh สำหรับวัฏจักรกังหันแก๊สแบบปกติ 0.0514 $ / kWh สำหรับระบบลดอุณหภูมิอากาศขาเข้า 0.0577 $ / kWh สำหรับระบบอุ่นอุณหภูมิอากาศ และ 0.058 $ / kWh สำหรับระบบอุ่นเชื้อเพลิงกับอากาศ ซึ่งได้มีการกำหนดค่าไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ 0.86 ค่าไอเซนโทรปิกของกังหันแก๊ส 0.86 และค่าความร้อนสูญเสียของห้องเผาไหม้ 0.02

Abid-Al-Rahman.และคณะ ทำการศึกษาการออกแบบของเครื่องกำเนิดไอน้ำสองความดันสำหรับโรงไฟฟ้าพลังงานร่วม โดยโรงไฟฟ้าพลังงานร่วมคือ วัฏจักรกังหันแก๊สร่วมกับวัฏจักรไอน้ำต้องการผลิตไฟฟ้าได้ 150 MW การออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำได้ออกแบบท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยวางท่อกลมมีครีบทึบในแนวเดียวกัน และการไหลภาพในเครื่องกำเนิดไอน้ำเป็นแบบไหลตามขวาง



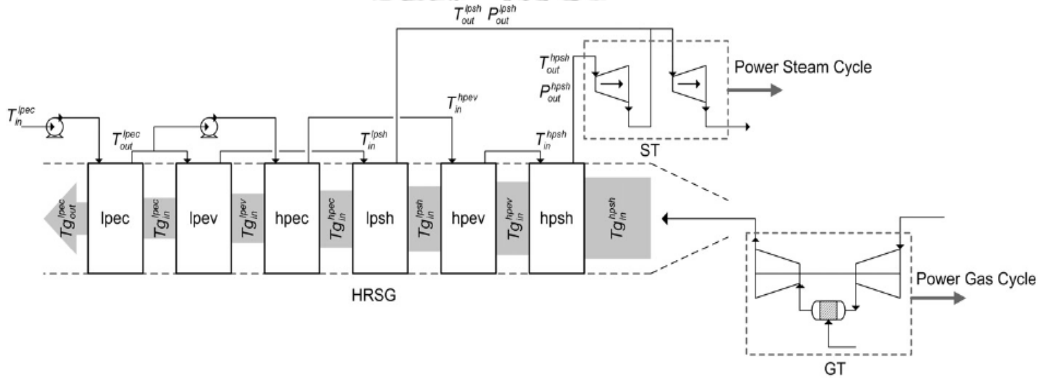
รูปที่ 2. 5 แสดงการออกแบบของโรงไฟฟ้าพลังงานร่วมกับเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบสองความดัน (Abid-Al-Rahman 2005)



รูปที่ 2.6 แสดงถึงการออกแบบภาพในเครื่องกำเนิดไอน้ำ (Abid-Al-Rahman 2005)

ซึ่งการคำนวณการออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ผลจากการวิเคราะห์ที่ความดันสูงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุดอยู่ที่อีเวปโปเรเตอร์และที่ความดันต่ำค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุดอยู่ที่อีโคโนไมเซอร์ การออกแบบความดันที่เหมาะสมสำหรับความดันสูงของการผลิตไอน้ำอยู่ที่ 60 bar ขณะที่ความดันต่ำอยู่ที่ 6 bar ซึ่งได้ผลการคำนวณของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมที่ความดันสูงของอีโคโนไมเซอร์คือ 1,078 kW/K ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมที่ความดันสูงของอีเวปโปเรเตอร์คือ 1,616 kW/K และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมที่ความดันสูงของซุปเปอร์ฮีทคือ 498 kW/K

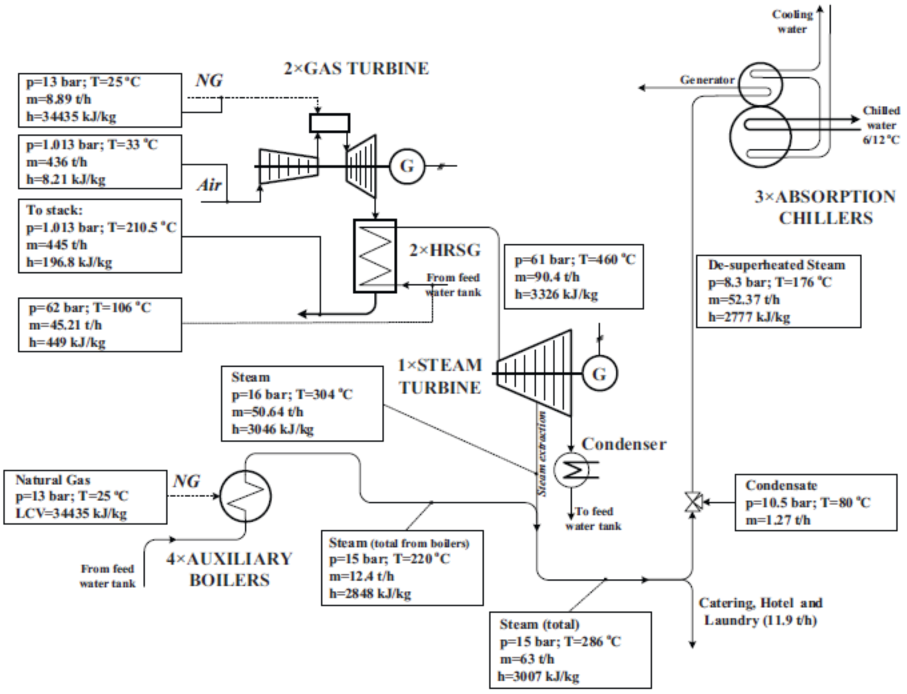
Manassaldi และคณะ ทำการศึกษาวิเคราะห์ความเหมาะสมและการออกแบบของเครื่องกำเนิดไอน้ำผ่านการเขียนโปรแกรมทางคณิตศาสตร์ จากบทความเครื่องกำเนิดไอน้ำเชื่อมกับวัฏจักรกังหันแก๊สและวัฏจักรไอน้ำ ออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบแนวนอน ท่อข้างในเป็นท่อกลมครีบทึบขดตัวเป็นแนวตั้ง การวางท่อวางแบบสลับฟันปลาและไอน้ำกับน้ำผสมกันที่อีเวปโปเรเตอร์ โดยใช้แบบจำลองโปรแกรมไม่เชิงเส้นแบบผสม (MINLP) วิเคราะห์ความเหมาะสมการจัดการอุปกรณ์ การออกแบบทางเรขาคณิตและการทำงานตามเงื่อนไขของโรงฟ้าพลังงานร่วมที่ถูกกำหนดมา และใช้โปรแกรม (GAMS) ในการแก้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ผลจากการวิเคราะห์ทำให้ได้ค่าที่เหมาะสมลำหรับการออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำซึ่งสามารถนำไปเป็นค่าอ้างอิงในการออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำต่อได้



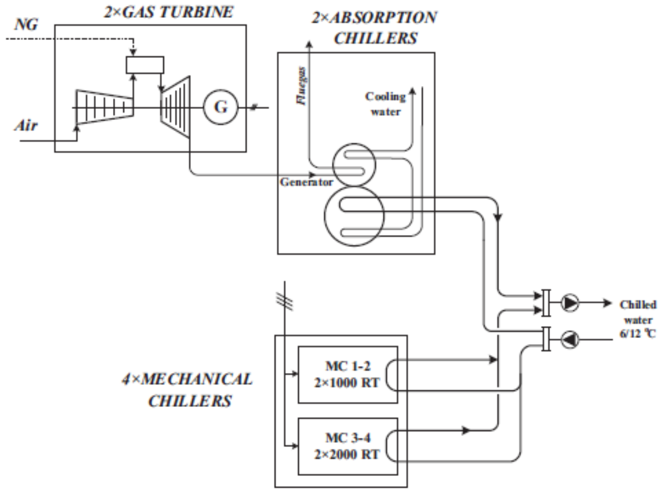
รูปที่ 2.7 แบบเครื่องกำเนิดไอน้ำที่ต้องการศึกษา (Manassaldi J. 2011)

Wantana Somcharoenwattana และคณะ ทำการศึกษาของการปรับปรุงการดำเนินงานพารามิเตอร์ของโรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชันแก๊สธรรมชาติในอาคารสาธารณะในประเทศไทย บทความนี้นำเสนอกรณีศึกษา 2 กรณีเป็นทางเลือกในการปรับปรุงประสิทธิภาพ โรงแรกคือโรงงานผลิตไฟฟ้า 52.5 MW ที่สนามบินสุวรรณภูมิและโรงที่สองเป็นโรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชัน 9.9 MW ของสำนักงานรัฐบาล ได้การปรับปรุงประสิทธิภาพจากเดิม โดยเปลี่ยนการออกแบบระบบและแผนการทำงานระหว่าง on-peak และ off-peak กับการใช้เครื่องทำน้ำเย็นสำหรับการดำเนินงานให้มีความยืดหยุ่นมากขึ้น ผลการวิเคราะห์ในการปรับปรุงประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า, การประหยัดพลังงานปฐมภูมิ, ลดการปล่อยก๊าซ และผลประโยชน์เรื่องเศรษฐศาสตร์ ในกรณีศึกษาที่ 1 การเปลี่ยนระบบใหม่โดยติดตั้งกังหันแก๊สใหม่ 2 ตัว ผลิตไฟฟ้าตัวละ 42 MW กับลดอุณหภูมิอากาศขาเข้าซึ่งในการปรับปรุงประสิทธิภาพโดยรวมจาก 48% เป็น 61%,การประหยัดพลังงานปฐมภูมิเพิ่มขึ้น 24% และลดปริมาณแก๊สคาร์บอนไดออกไซด์ 27% กำไรเพิ่มขึ้นเป็น 24.8 ล้าน US$/year และระยะเวลาคืนทุน 4.77 ปี ในกรณีศึกษาที่ 2 การประยุกต์ใช้เครื่องทำน้ำเย็นทำให้ได้กำไรสูงสุด 2.63 ล้าน US$/year

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY



รูปที่ 2.8 โรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชันกรณีศึกษาที่ 1 (Wantana Somcharoenwattana 2011)



รูปที่ 2.9 โรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชันกรณีศึกษาที่ 2 (Wantana Somcharoenwattana 2011)

Abdolsaeid Ganjeh Kaviri และคณะ ทำการศึกษาความเหมาะสมของเครื่องกำเนิดไอน้ำในโรงไฟฟ้าพลังงานร่วมผ่านการวิเคราะห์ด้านพลังงานและเอ็กเซอร์จี โดยบทความนี้โรงไฟฟ้าพลังงานร่วมประกอบด้วย ระบบกังหันแก๊ส กังหันไอน้ำ เครื่องกำเนิดไอน้ำที่มีความดันคู่ และ supplementary firing การออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำให้เหมาะสมโดยใช้สมการเอ็กเซอร์จี เพื่อดูการเอ็กเซอร์จีที่สูญเสียต่อหน่วยของก๊าซขาเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำ ซึ่งได้สมมุติพารามิเตอร์การออกแบบ ผลการวิเคราะห์คืออิทธิพลของเครื่องกำเนิดไอน้ำอุณหภูมิของก๊าซที่ไหลเข้าต่อประสิทธิภาพการผลิตไอน้ำ ผลการเพิ่มอุณหภูมิก๊าซขาเข้าจนถึง 650 องศาเซลเซียสนำไปสู่การ

เพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนและมีประสิทธิภาพเอ็กเซอร์จีของระบบ และจากการวิเคราะห์เอ็กเซอร์จีแต่ละส่วนของเครื่องกำเนิดไอน้ำ ซึ่ง HP-EV และ HP-SH มีการสูญเสียเอ็กเซอร์จีมากที่สุดตามลำดับ ผลของอุณหภูมิแก๊สขาเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำ ,SI (ดัชนีการพัฒนาอย่างยั่งยืน) และการปล่อย CO_2 จะมีค่าที่ดีที่สุดที่อุณหภูมิ 640 องศาเซลเซียส ซึ่งได้มีการกำหนดค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกปั๊ม $075 < \eta_p < 0.9$ และค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันไอน้ำ $0.75 < \eta_{st} < 0.9$

Ma และคณะ ทำการศึกษาวิธีในการออกแบบทางเรขาคณิตของเครื่องกำเนิดไอน้ำใช้วิธี genetic algorithms บทความนี้จะแสดงให้เห็นว่าการออกแบบทางเรขาคณิตของเครื่องกำเนิดไอน้ำ (HRSG) วิธีนี้สามารถคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม (U) โดยพื้นที่ของพื้นผิวการแลกเปลี่ยนความร้อน (A) ซึ่งเป็นฟังก์ชันของการออกแบบพารามิเตอร์เทอร์โมไดนามิกส์ของการออกแบบของ HRSG โดยวิธี genetic algorithms ที่ใช้แล้วเพื่อตรวจสอบชุดที่ดีที่สุดของพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตที่สอดคล้องกับค่า UA ผลที่ได้คือในพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็กและการสูญเสียความดันต่ำใน HRSG เพื่อทดสอบวิธีนี้การออกแบบที่ถูกนำไปใช้กับ HRSG ของโรงงานเดิมและผลที่ได้มาเปรียบเทียบกับ พื้นที่แลกเปลี่ยนที่แท้จริงของเครื่องกำเนิดไอน้ำ ผลการวิจัยแสดงให้เห็นว่าวิธีการนี้ได้ผลส่วนใหญ่และมีผลลัพธ์ที่น่าเชื่อถือได้สำหรับการออกแบบเครื่องกำเนิดไอน้ำที่ซับซ้อน

Sahoo ทำการศึกษาวิเคราะห์เอ็กเซอร์จีเชิงเศรษฐศาสตร์และความเหมาะสมของระบบโคเจนเนอเนเรชัน จากการวิเคราะห์เอ็กเซอร์จีเชิงเศรษฐศาสตร์ช่วยให้นักออกแบบหาวิธีการปรับปรุงประสิทธิภาพการทำงานของระบบในวิธีที่มีประสิทธิภาพค่าใช้จ่าย ในบทความนี้เป็นระบบโคเจนเนอเรชันที่ผลิตไฟฟ้า 50 MW และ 15 kg/s ของไอน้ำอิ่มตัวที่ 2.5 bar มีการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้หลักการเอ็กเซอร์จีเชิงเศรษฐศาสตร์และการเขียนโปรแกรมวิวัฒนาการ (Evolutionary programming) การวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่าต้นทุนการผลิตค่าใช้จ่ายของการผลิตไฟฟ้าและไอน้ำจะต่ำกว่า 9.9% เมื่อเปรียบเทียบกับมาตรฐาน แต่มีการเพิ่มขึ้น 10% ในการลงทุนนอกจากนี้สามารถจ่ายคืนทุนภายใน 3.23 ปี ซึ่งมีการกำหนดค่าประสิทธิภาไอเซนโทรปิกปั๊ม 80% ค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันไอน้ำ 85%

บทที่ 3
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 **วัฏจักรเบรย์ตัน** (Brayton Cycle)

วัฏจักรเบรย์ตัน โดยปกติแก๊สจะทำงานในลักษณะวัฏจักรเปิด ซึ่งหลักการทำงานของวัฏจักรนี้คือ อากาศที่อยู่รอบๆจะถูกดูดเข้าไปในเครื่องอัด (compressor) ทำให้อุณหภูมิและความดันของอากาศเพิ่มสูงขึ้น และอากาศที่มีความดันสูงจะไหลเข้าสู่ห้องสันดาป (combustion chamber) ที่เชื้อเพลิงจะเกิดการเผาไหม้ที่ความดันคงที่ หลังจากนั้นไอเสียที่มีอุณหภูมิสูงนี้จะไหลเข้าสู่กังหันแก๊ส (gas turbine) และเกิดงานเพลาทำให้ได้กำลังไฟฟ้าออกมา แก๊สไอเสียจะถูกระบายออกจากกังหันแก๊สและปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศ (Yunus A.Cengel 2006)

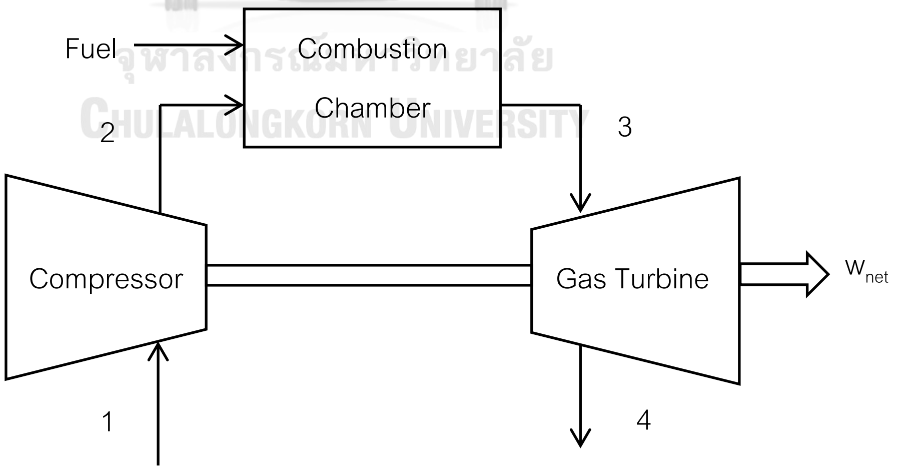
วัฏจักรเบรย์ตันแบบเปิด (open gas-turbine cycle) สามารถอธิบายในลักษณะวัฏจักรปิดได้โดยใช้ข้อสมมุติฐาน-อากาศ ซึ่งวัฏจักรเบรย์ตัน เป็นวัฏจักรที่ประกอบด้วยกระบวนผันกลับได้แบบภายใน 4 กระบวนการคือ

1-2 กระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิกภายในเครื่องอัด (compressor)

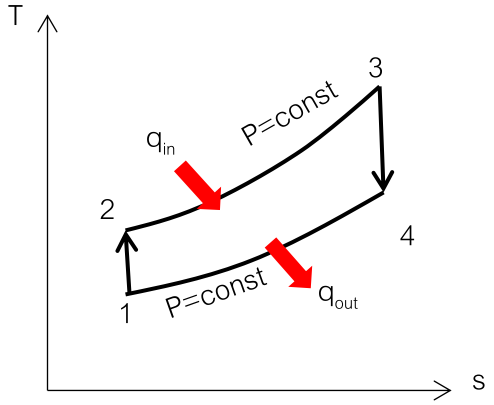
2-3 กระบวนการป้อนความร้อนที่ความดันคงที่ (isobaric)

3-4 กระบวนการขยายตัวแบบไอเซนโทรปิกภายในกังหัน (gas turbine)

4-1 กระบวนการคายความร้อนที่ความดันคงที่ (isobaric)



รูปที่ 3.1 แผนภาพอุปกรณ์ของวัฏจักรเบรย์ตันอย่างง่ายแบบเปิด



รูปที่ 3.2 แผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปีของวัฏจักรเบรย์ตัน

3.1.1 การวิเคราะห์วัฏจักรเบรย์ตัน (Brayton Cycle) อุดมคติในเชิงพลังงาน

อาศัยสมมุติฐานมาตรฐานอากาศเย็น เราสามารถเขียนกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ที่ปริมาตรควบคุมของอุปกรณ์แต่ละชิ้นต่ออัตราไหลเชิงมวลของอากาศได้ดังนี้

เครื่องอัด $$w_{comp} = h_1 - h_2 = C_{po}(T_1 - T_2) \quad (3.1)$$

ห้องเผาไหม้ $$q_{comb} = q_{in} = h_3 - h_2 = C_{po}(T_3 - T_2) \quad (3.2)$$

กังหันแก๊ส $$w_{turbine} = h_3 - h_4 = C_{po}(T_3 - T_4) \quad (3.3)$$

ดังนั้น $$w_{net} = w_{comp} + w_{turbine} = C_{po}(T_3 - T_4 + T_1 - T_2) \quad (3.4)$$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรเบรย์ตันอุดมคติคือ

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{C_{po}(T_3 - T_4 + T_1 - T_2)}{C_{po}(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (3.5)$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

เนื่องจากกระบวนการจากภาวะที่1 ไปยังภาวะที่ 2 และกระบวนการจากภาวะที่ 3 ไปยังภาวะที่ 4 เป็นกระบวนการไอเซนโทรปิก สามารถเขียนได้ว่า

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{และ} \quad \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.6)$$

หรือประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรเบรย์ตันสามารถเขียนได้อีกแบบคือ

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (3.7)$$

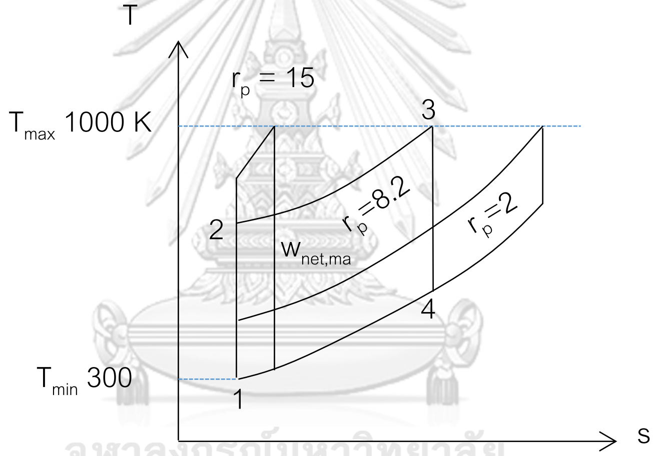
เมื่อ $$r_p = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} \quad (3.8)$$

โดย r_p คือ อัตราส่วนความดัน (pressure ratio)

k คือ อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ

จากสมการที่ 3.6 แสดงให้เห็นว่า ภายใต้เงื่อนไขข้อสมมุติฐาน-อากาศ-เย็น ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรเบรย์ตันอุดมคติจะขึ้นอยู่กับอัตราส่วนความดันของกังหันแก๊ส และค่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะของของไหลทำงานประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่อพารามิเตอร์ของทั้งสองเพิ่มขึ้น

อุณหภูมิสูงสุดในวัฏจักรนี้จะเกิดขึ้นที่จุดสิ้นสุดของกระบวนการเผาไหม้ และอุณหภูมิสูงสุดนี้จะถูกจำกัดด้วยอุณหภูมิที่ใบพัดของกังหันสามารถรับได้ โดยประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์กังหันแก๊สจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิสูงสุดที่ยอมรับได้ที่ทางเข้าของกังหัน โดยกังหันแก๊สสามารถทนต่ออุณหภูมิสูงได้ถึง 1,425 °C ในรูปที่ 3.3 ค่าที่เหมาะสมของอัตราส่วนความดันควรคำนึงถึงประสิทธิภาพเชิงความร้อนและงานสุทธิที่ได้ออกมา ถ้างานสุทธิที่ได้ออกมา ต่อหนึ่งวัฏจักรมีค่าน้อย จะต้องเพิ่มอัตราการไหลเชิงมวลของของไหล เพื่อให้ได้กำลังออกมาเท่าเดิม ในการออกแบบทั่วๆไป อัตราส่วนความดันมักจะอยู่ในช่วง 11-16

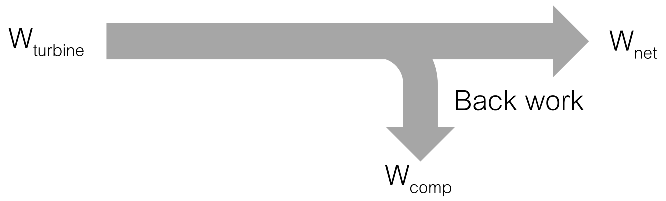


รูปที่ 3.3 ผลของการเปลี่ยนอัตราส่วนความดันของวัฏจักรเบรย์ตันอย่างง่ายเมื่อกำหนดให้ P_1,T_1 และ T_3 เป็นค่าคงตัว

จากรูปที่ 3.3 เมื่อมีกำหนดค่า T_{min} และ T_{max} แล้วงานสุทธิของวัฏจักรเบรย์ตันจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้นและจะมีค่าสูงสุด $r_p = (T_{\max}/T_{\min})^{k/12(k-1)}$ จากนั้นจะค่อยๆลดลง

ในวัฏจักรเบรย์ตัน จะมีอัตราส่วนระหว่างงานที่ส่งให้กับเครื่องอัด (compressor work) ต่องานที่ได้จากกังหันแก๊ส (gas-turbine work) จะถูกเรียกว่าอัตราส่วน back work (back work ratio)

$$r_{bw} = \frac{w_{comp}}{w_{turbine}} \qquad (3.9)$$



รูปที่ 3.4 สัดส่วนของงานที่ได้จากกังหันแก๊สกับงานที่ถูกใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องอัด

โดยปกติจำนวนมากกว่าครึ่งหนึ่งของงานที่ได้จากกังหันจะถูกใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องอัด และสภาวะจะแย่มากกว่านี้เมื่อประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของเครื่องอัดและกังหันแก๊สมีค่าต่ำ การที่มีค่าอัตราส่วน back work สูงจะต้องการกังหันที่มีขนาดใหญ่กว่าเพื่อสามารถป้อนกำลังให้กับเครื่องอัดได้เพียงพอ

3.1.2 ความเบี่ยงเบนของวัฏจักรเบรย์ตันจริงจากวัฏจักรเบรย์ตันอุดมคติ

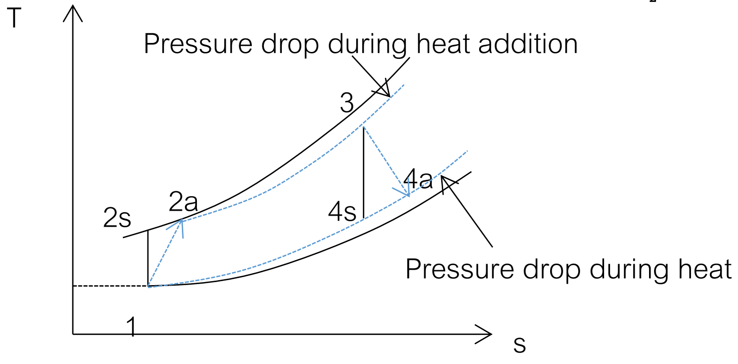
วัฏจักรเบรย์ตันจริงจะแตกต่างจากวัฏจักรเบรย์ตันอุดมคติคือ ความดันตกที่เกิดขึ้นในระหว่างกระบวนการรับความร้อน และงานที่ป้อนให้กับเครื่องอัดจริงจะมากกว่า และงานที่ได้ออกจากกังหันจริงจะน้อยกว่าเนื่องจากปัจจัย irreversibility เช่น แรงเสียดทาน และอุปกรณ์ที่ทำงานภายใต้สภาวะ non-quasi-equilibrium เป็นต้น ความเบี่ยงเบนของเครื่องอัดจริงและกังหันจริงจากอุดมคติแบบไอเซนโทรปิกสามารถแสดงสมกรของประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของเครื่องอัดและกังหันแก๊สดังนี้

$$\eta_{isen,comp} = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (3.10)$$

และ

$$\eta_{isen,turbine} = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.11)$$

เมื่อสภาวะ 2a และ 4a คือสภาวะจริงที่ทางออกของเครื่องอัดและกังหันตามลำดับ และ 2s และ 4s คือสภาวะที่กระบวนการเป็นกระบวนการไอเซนโทรปิก ดังแสดงในรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 ความเบี่ยงเบนของวัฏจักรเบรย์ตันจริงจากวัฏจักรเบรย์ตันอุดมคติเนื่องจากปัจจัย irreversibility

3.2 วัฏจักรแรงคิน (Rankine Cycle)

วัฏจักรแรงคิน ซึ่งเป็นวัฏจักรอุดมคติที่ใช้เป็นแบบจำลองสำหรับโรงไฟฟ้าไอน้ำ วัฏจักรแรงคิน เป็นวัฏจักรปิดและเป็นวัฏจักรไอที่ใช้น้ำในการทำงาน รวมทั้งมีได้หลายแบบขึ้นอยู่กับอุปกรณ์ที่นำมาเสริมเพื่อทำการปรับปรุง แต่ในเบื้องต้นนั้นจะศึกษาวัฏจักรแรงคิน ซึ่งเป็นพื้นฐานสำหรับใช้ในการปรับปรุงที่มีชื่อเรียกว่าวัฏจักรแรงคินอย่างง่าย (Simple Rankine Cycle) ซึ่งจะประกอบไปด้วยกระบวนการ 4 กระบวนการดังนี้

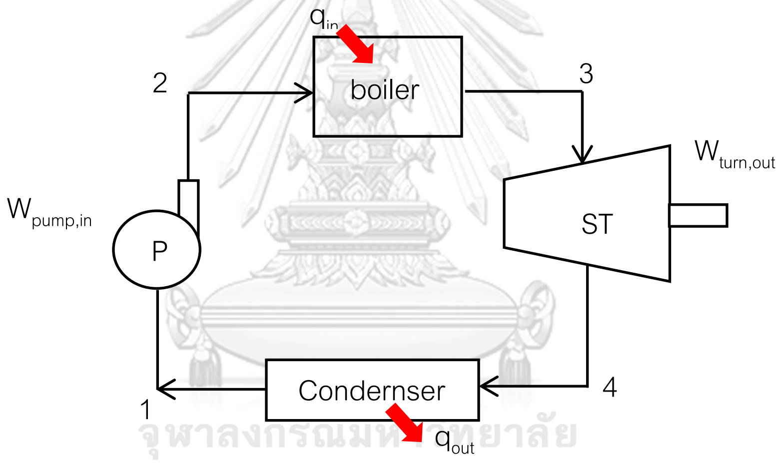
1-2 กระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิกภายในผ่านเครื่องสูบ (pump)

2-3 กระบวนการรับความร้อนที่ความดันคงที่ผ่านหม้อต้ม (boiler)

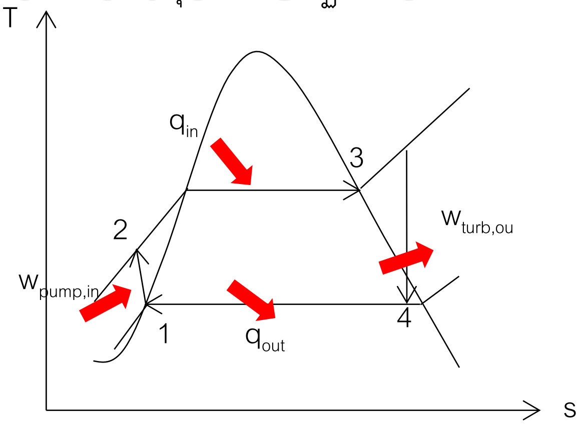
3-4 กระบวนการขยายตัวแบบไอเซนโทรปิกภายในผ่านกังหันไอน้ำ (steam turbine)

4-1 กระบวนการคายความร้อนที่ความดันคงที่ผ่านเครื่องควบแน่น (condenser)

ซึ่งสามารถเขียนแผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปีและแผนภาพอุปกรณ์ได้ดังรูป 3.6 และ 3.7



รูปที่ 3.6 แผนภาพอุปกรณ์ของวัฏจักรแรงคินอย่างง่าย



รูปที่ 3.7 แผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปีของวัฏจักรแรงคินอย่างง่าย

น้ำจะไหลเข้าปั๊มที่สภาวะที่ 1 ในสถานะของเหลวอิ่มตัวและถูกอัดแบบไอเซนโทรปิกจนกระทั่งมีความดันเท่ากับความดันภายในหม้อต้ม หลังจากนั้น น้ำจะไหลเข้าหม้อต้มในสถานะของเหลวอัดที่สภาวะที่ 2 และออกมาในสถานะไอร้อนยวดยิ่งที่สภาวะที่ 3 หม้อต้มจะเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดใหญ่ ซึ่งความร้อนจะได้จากการเผาไหม้ของแก๊สหรือแหล่งอื่นๆ หม้อต้มบางครั้งจะถูกเรียกว่า เครื่องกำเนิดไอน้ำ (steam generator)

ไอร้อนยวดยิ่งที่สภาวะ 3 จะไหลเข้ากังหันและเกิดการขยายตัวแบบไอเซนโทรปิกซึ่งจะให้งานออกมาโดยการหมุนเพลาที่เชื่อมต่อกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ความดันและอุณหภูมิของไอน้ำจะลดลงระหว่างกาาระบวนการนี้จนที่ค่าอยู่กับสภาวะที่ 4 หลังจากนั้นไอน้ำนี้จะไหลเข้าเครื่องควบแน่นที่สภาวะที่ 4 จะมีการถ่ายโอนความร้อนไปยังน้ำ หลังจากนั้นไอน้ำจะออกจากเครื่องควบแน่นในสถานะของเหลวอิ่มตัวและไหลเข้าปั๊มซึ่งจะเป็นการทำงานครบรอบวัฏจักร

3.2.1 **การวิเคราะห์วัฏจักรแรงคิน** (Rankine Cycle) **อุดมคติในเชิงพลังงาน**

วัฏจักรแรงคินประกอบด้วยอุปกรณ์ 4 ตัว คือ ปั๊ม หม้อต้ม กังหัน และเครื่องควบแน่น อุปกรณ์ทั้งสี่เป็นอุปกรณ์ที่มีการไหลแบบคงตัว ดังนั้น เราจึงสาสารถใช้สมการอนุรักษ์พลังงานของระบบเปิดในการวิเคราะห์วัฏจักรได้ และเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของไอน้ำปกติจะน้อยมากเมื่อเทียบกับเทอมของงานและเทอมการถ่ายโอนความร้อน

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_e - h_i \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad (3.12)$$

หม้อต้มและเครื่องควบแน่นจะไม่มีงานใดๆเข้ามาเกี่ยวข้อง ส่วนปั๊มและกังหันหมุนจะถูกสมมุติทำงานในกระบวนการแบบไอเซนโทรปิก สามารถเขียนกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ที่ปริมาตรควบคุมของอุปกรณ์แต่ละชิ้นได้ดังนี้

ปั๊ม $(q = 0)$ $\quad w_{pump,in} = h_2 - h_1$ (3.13)

หรือจากการสมการ $\quad w_{pump,in} = \upsilon(P_2 - P_1)$ (3.14)

เมื่อ $h_1 = h_{f@P_1}$ และ $\quad \upsilon \cong \upsilon_1 = \upsilon_{f@P_1}$ (3.15)

หม้อต้ม $(w = 0)$ $\quad q_{in} = h_3 - h_2$ (3.16)

กังหัน $(q = 0)$ $\quad w_{turb,out} = h_3 - h_4$ (3.17)

เครื่องควบแน่น $(w = 0)$ $\quad q_{out} = h_4 - h_1$ (3.18)

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงคินคำนวณได้ดังนี้

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{qi_n} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \qquad (3.19)$$

เมื่อ $\quad w_{net} = q_{in} - q_{out} = w_{turb,out} - w_{pump,in}$ (3.20)

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

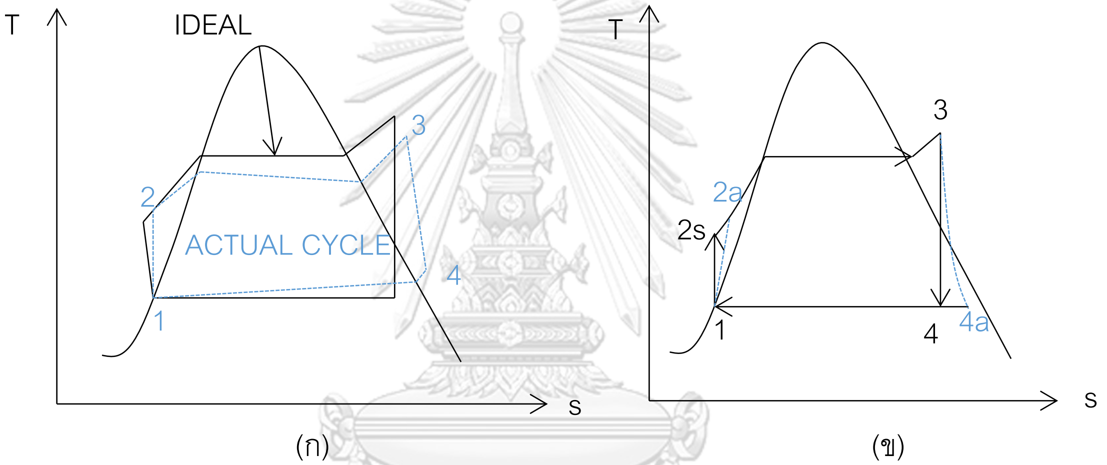
3.2.2 ความเบี่ยงเบนของวัฏจักรแรงคินจริงจากวัฏจักรแรงคินอุดมคติ

วัฏจักรแรงคินจริงแตกต่างจากวัฏจักรแรงคินอุดมคติ ดังแสดงในรูป 3.8 เนื่องมาจากผลของ irreversibility ในอุปกรณ์ต่างๆในวัฏจักรเช่น แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นเนื่องจากการไหล (fluid friction)และสูญเสียความร้อนไปยังสิ่งแวดล้อม โดยความเบี่ยงเบนของปั๊มและกังหันจริงจากไอเซนโทรปิกสามารถใช้ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกเป็นตัววัดดังนี้

$$\eta_{isen,pump} = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \qquad (3.21)$$

และ

$$\eta_{isrn,turbine} = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \qquad (3.22)$$



รูปที่ 3.8 (ก) ความเบี่ยงเบนของวัฏจักรแรงคินจริงจากวัฏจักรแรงคินอุดมคติ (ข) ผลของ irreversibility ในปั๊มและกังหันที่มีต่อวัฏจักรแรงคินอุดมคติ

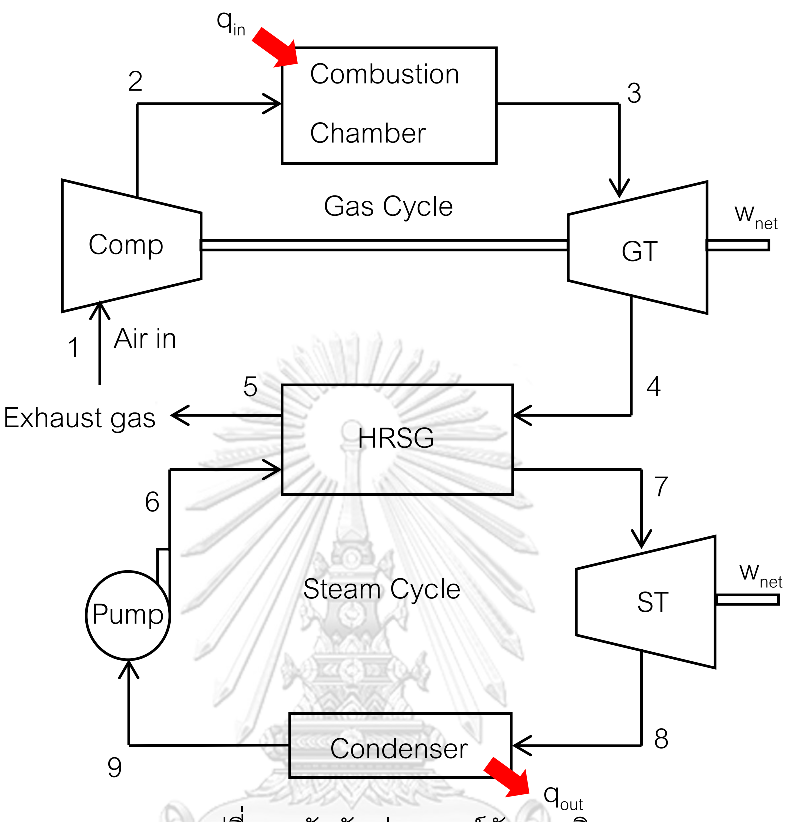
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

เมื่อสภาวะ 2a และ 4a คือสภาวะที่ทางออกจริงของปั๊มและกังหันไอน้ำตามลำดับ และ 2s และ 4s คือสภาวะที่ทางออกของปั๊มและกังหันไอน้ำในกรณีที่กระบวนการถูกสมมุติว่าเป็นกระบวนการไอเซนโทรปิกตามลำดับ(รูปที่ 3.8(ข))

3.3 วัฏจักรร่วมเบรย์ตัน-แรงคิน

เป็นการรวมกันของวัฏจักรเบรย์ตัน ซึ่งอยู่บนวัฏจักรแรงคิน ที่มีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่าที่ทำงานเป็นวัฏจักรเดี่ยว วัฏจักรเบรย์ตันโดยทั่วไปจะทำงานที่อุณหภูมิมากกว่าวัฏจักรแรงคิน สำหรับในกรณีระบบของวัฏจักรเบรย์ตัน เนื่องจากอุณหภูมิเฉลี่ยในบริเวณที่มีการป้อนความร้อนสูงกว่า ดังนั้น วัฏจักรเบรย์ตันจึงควรมีศักยภาพที่ดีกว่าที่จะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรมีค่าสูง วัฏจักรร่วมเบรย์ตัน-แรงคิน จะแสดงในรูป 3.9 ในวัฏจักรนี้พลังงานความ

ร้อนของแก๊สที่ระบายออกจากกังหันถูกนำกลับมาใช้ใหม่โดยการถ่ายโอนความร้อนนี้ไปยังไอน้ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งเปรียบเสมือนหม้อต้ม



รูปที่ 3.9 วัฏจักรร่วมเบรย์ตัน-แรงคิน

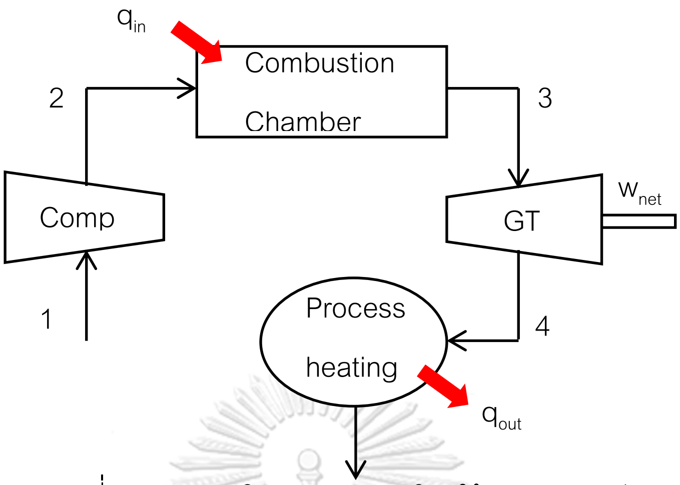
3.4 ระบบโคเจนเนอเรชัน (Cogeneration System)

ระบบโคเจนเนอเรชัน คือการนำความร้อนที่สูญเปล่านำกลับไปใช้ใหม่ เพื่อผลิตเป็นพลังงานไฟฟ้าหรือเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อนและนำไปใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมที่ต้องการพลังงานความร้อนจำนวนมาก ระบบประเภทนี้จะถูกเรียกว่า ระบบโคเจนเนอเรชัน (cogeneration system) โดยทั่วไป ระบบโคเจนเนอเรชัน มีความหมายว่า เป็นกระบวนการผลิตพลังงานในรูปที่เป็นประโยชน์มากกว่าหนึ่งรูป จากแหล่งให้ความร้อนแหล่งเดียวกัน ทั้งวัฏจักรแรงคิน (Rankine) หรือวัฏจักรเบรย์ตัน (Brayton) หรือแม้แต่วัฏจักรร่วม (combine cycle) สามารถใช้เป็นวัฏจักรกำลังในระบบโคเจนเนอเรชันทั้งสิ้น

3.4.1 ระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้วัฏจักรเบรย์ตัน

ระบบกังหันแก๊สจะทำงานโดยวัฏจักรความร้อนที่เรียกว่า วัฏจักรเบรย์ตัน ในวัฏจักรนี้อากาศในบรรยากาศปกติจะถูกบีบอัดทำให้ร้อนและหลังจากนั้นก็ถูกทำให้ขยายตัว โดยมีพลังงานเหลือจากการผลิตโดยกังหันหรือเครื่องขยายในปริมาณที่มากกว่าปริมาณที่ใช้ในเครื่องอัด

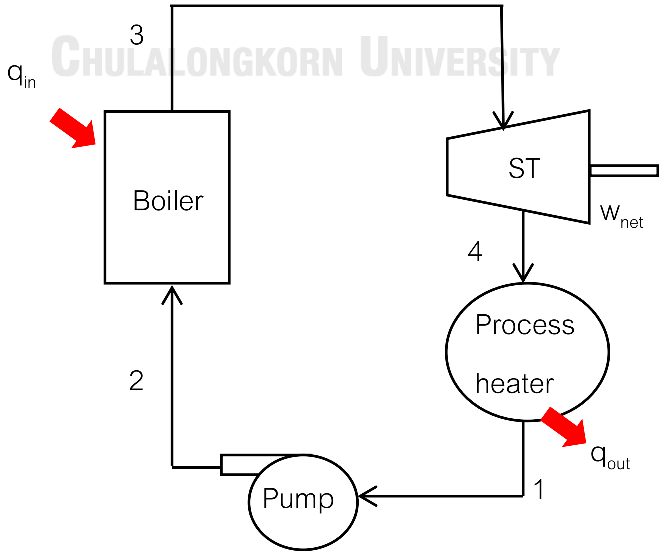
อากาศในการผลิตกระแสไฟฟ้า โดยนำพลังงานเหลือทิ้งที่มีอุณหภูมิสูงนั้นกลับมาใช้ใหม่ได้สำหรับการใช้งานต่างๆ ไม่ว่าจะเป็นการให้ความร้อนหรือการหล่อเย็น (รูปที่ 3.10)



รูปที่ 3.10 ระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้วัฏจักรเบรย์ตัน

3.4.2 ระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้วัฏจักรแรงคิน

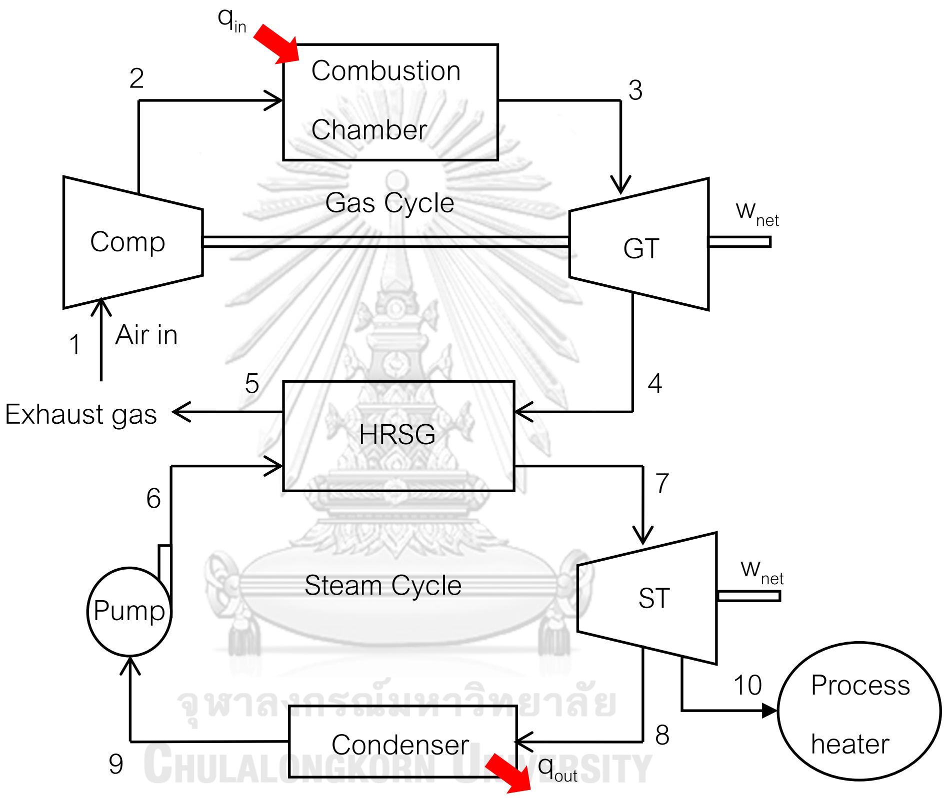
ภาพของระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้วัฏจักรแรงคิน แสดงไว้ในรูปที่ 3.11 จากรูปกระบวนการทำงานของระบบคือ เชื้อเพลิงถูกป้อนเข้าหม้อต้มและเผาไหม้กลายเป็นพลังงานความร้อน ถ่ายเทให้กับน้ำในหม้อน้ำจนกลายเป็นไอน้ำไหลเข้าสู่กังหันไอน้ำ หมุนขับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าได้พลังงานไฟฟ้าออกมา ไอน้ำที่กำลังหมุนผ่านกังหันไอน้ำบางส่วนจะถูกแยกออกมาที่ความดันและอุณหภูมิตามที่ต้องการ เพื่อนำไปใช้ในกระบวนการทางความร้อน (Process Heater) ต่อไป ส่วนไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำท้ายสุดก็จะถูกกลั่นตัวเป็นน้ำนำกลับมาใช้ที่หม้อต้มหมุนเวียนต่อไป



รูปที่ 3.11 ระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้วัฏจักรแรงคิน

3.4.3 ระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้วัฏจักรร่วมเบรย์ตัน-แรงคิน

วัฏจักรร่วมเบรย์ตัน-แรงคิน เป็นการรวมกันของวัฏจักรเบรย์ตันซึ่งอยู่บนวัฏจักรแรงคิน โดยวัฏจักรร่วมเบรย์ตัน-แรงคิน สามารถนำมาใช้กับระบบโคเจนเนอเรชันได้ ซึ่งสามารถผลิตไฟฟ้าได้มากขึ้นโดยการนำความร้อนที่ออกจากกังหันแก๊สมาผลิตเป็นไอน้ำเพื่อผลิตไฟฟ้าต่อที่กังหันไอน้ำและความร้อนที่ออกจากกังหันไอน้ำบางส่วนสามารถนำไปใช้ในกระบวนการทางความร้อนอื่นต่อได้



รูปที่ 3.12 ระบบโคเจนเนอเรชันโดยใช้วัฏจักรร่วมเบรย์ตัน-แรงคิน

3.4.4 นิยามและการคิดคำนวณ PES

ค่าความสามารถในการประหยัดเชื้อเพลิง (Primary Energy Saving: PES) หมายถึง ร้อยละของพลังงานปฐมภูมิที่ประหยัดได้ เนื่องมาจากกระบวนการผลิตแบบ Cogeneration โดยคิดเทียบจากปริมาณพลังงานปฐมภูมิที่ต้องใช้จริง หากต้องทำการผลิตพลังงานไฟฟ้าและความร้อนในปริมาณที่เท่ากันด้วยกระบวนการผลิตที่แยกออกจากกัน ที่ค่าประสิทธิภาพของการผลิตไฟฟ้าและการผลิตความร้อนอ้างอิงที่กำหนด

การคำนวณค่า PES ของระบบ PES เป็นดัชนีที่ใช้ชี้วัดความสามารถในการใช้พลังงานปฐมภูมิในกระบวนการผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนร่วมกันว่ามี

ประสิทธิภาพดีเพียงใด เมื่อเทียบกับประสิทธิภาพการผลิตพลังงานไฟฟ้าและความร้อนแยกต่างหากจากกัน สูตรในการคำนวณ PES เป็นตามสมการดังนี้

$$PES(\%) = \left(1 - \frac{1}{\frac{H_{\eta,cogen}}{H_{\eta,ref}} + \frac{E_{\eta,cogen}}{E\eta_{,ref}}} \right) \times 100\% \qquad (3.23)$$

โดยที่ $H_{\eta,cogen} = \frac{q}{f}$ หมายถึง ประสิทธิภาพการนำความร้อนจากกระบวนการ Cogeneration ไปใช้ประโยชน์คิดจากปริมาณพลังงานความร้อนที่นำไปใช้ให้เกิดประโยชน์นอกเหนือจากการผลิตไฟฟ้าโดยตรง (Useful Heat Output: q) หารด้วยปริมาณพลังงานปฐมภูมิ (f) ที่ป้อนให้กับโรงไฟฟ้าในช่วงเวลาที่รายงาน

$E_{\eta,cogen} = \frac{p}{f}$ หมายถึง ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าจากโรงไฟฟ้า Cogeneration คิดจากปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ (p) หารด้วยปริมาณพลังงานปฐมภูมิ (f) ที่ป้อนให้กับโรงไฟฟ้าในช่วงเวลาที่รายงาน

$H_{\eta,ref}$ หมายถึง ประสิทธิภาพการนำความร้อนไปใช้ประโยชน์ อ้างอิงจากระบบที่ผลิตพลังงานความร้อนแต่เพียงอย่างเดียวและคิดที่ Net Useful Heat ด้วยเทคโนโลยีปัจจุบัน โดยที่ $H_{\eta,ref}$ ของก๊าซธรรมชาติเท่ากับ 85%

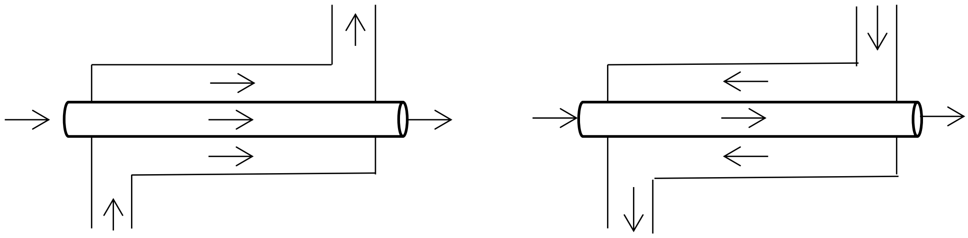
$E_{\eta,ref}$ หมายถึง ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้า อ้างอิงจากระบบที่ผลิตพลังงานไฟฟ้าแต่เพียงอย่างเดียวและคิดที่ Net Generation ด้วยเทคโนโลยีปัจจุบัน โดยที่ $E_{\eta,ref}$ ของแก๊สธรรมชาติเท่ากับ 45.28%

จากสูตรการคำนวณข้างต้น แปลความหมายของ PES ได้ว่า คือ ร้อยละของพลังงานปฐมภูมิที่ประหยัดได้อันเนื่องมาจากกระบวนการผลิตและใช้พลังงานร่วมมีประสิทธิภาพสูงขึ้น โดยคิดเทียบจากปริมาณพลังงานปฐมภูมิที่ต้องใช้งานจริง

3.5 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.5.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบง่าย

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยทั่วไปนั้นแบ่งแยกตามการจัดเรียงการไหลและตามชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีโครงสร้างแบบง่ายที่สุดได้แก่ แบบท่อคู่ซ้อนร่วมจุดศูนย์กลาง (concentric tube) ของไหลร้อนจะไหลอยู่ภายในท่อและของไหลเย็นจะไหลในท่อด้านนอก ซึ่งการไหลอาจไหลไปทิศเดียวกันหรือสวนทางกัน

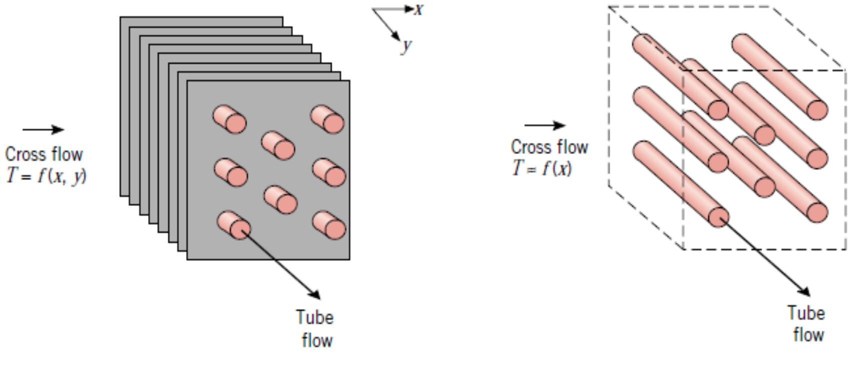


(ก) การไหลทิศเดียวกัน (ข) การไหลสวนทาง

รูปที่ 3.13 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ซ้อนร่วมจุดศูนย์กลาง

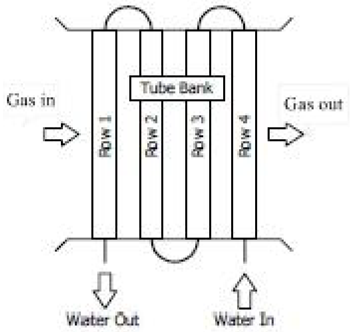
3.5.2 **อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกัน** (cross-flow heat exchanger)

รูปที่ 3.14 (ก) แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกันแบบติดครีบและของไหลแบบไม่ผสมกัน โดยมีแผ่นครีบป้องกันการไหลในทิศทางผสม เพื่อไม่ให้เกิดการไหลขวางทิศกับการไหลหลัก ในกรณีนี้อุณหภูมิของของไหลจะเป็นฟังก์ชันกับพิกัด x และ y นั่นคือ $T=f\ (x,y)$ ส่วนรูปที่ 3.15 (ข) แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกันแบบไม่ติดครีบของไหลที่ไหลภายนอกท่อจะไหลแบบผสมกัน ส่วนของไหลที่ไหลภายในท่อจะไหลแบบไม่ผสมกัน โดยของไหลในท่อนั้นไม่มีการไหลในทิศทาง y ซึ่งไหลขวางตั้งฉากกับทิศทางการไหลหลักในทิศแกน x ทำให้อุณหภูมิของของไหลนอกกลุ่มท่อเป็นฟังก์ชันกับทิศทางการไหลหลักเท่านั้น $T=f\ (x,y)$



(ก) (ข)

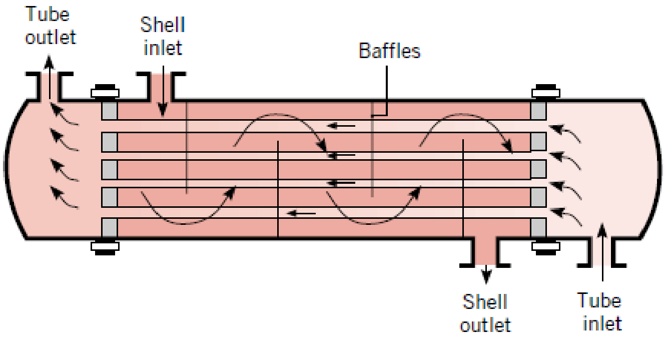
รูปที่ 3.14 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกัน (ก) ติดครีบและของไหลไม่ผสมกัน (ข) ไม่ติดครีบและของไหลไหลผสมนอกท่อ (Frank P. Incropera 2007)



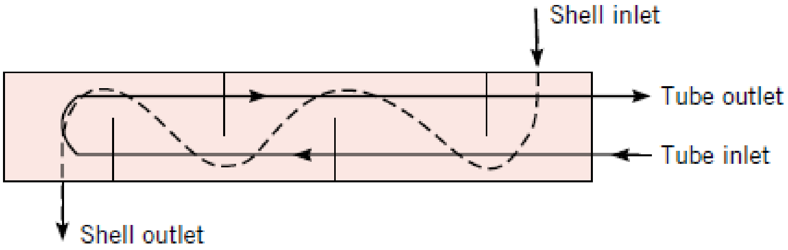
รูปที่ 3.15 การถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำและก๊าซเสียของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวาง (Frank P. Incropera 2007)

3.5.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (shell-and-tube heat exchanger)

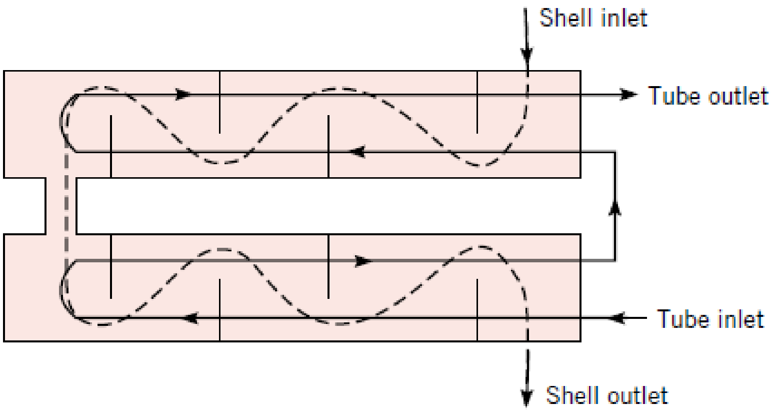
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อมีอยู่หลายแบบโดยขึ้นอยู่กับจำนวนกลับในเปลือกและท่อ ในรูปที่ 3.16 คือ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแลกเปลือกและท่อชนิดเปลือกกลับเดียวและท่อกลีบเดียว โดยแผ่นกั้นบังคับการไหลที่ติดตั้งในเปลือกนั้นจะช่วยทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนเพื่อเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวภายนอกท่อ



รูปที่ 3.16 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกกลับเดียวและท่อกลับเดียว (Frank P. Incropera 2007)

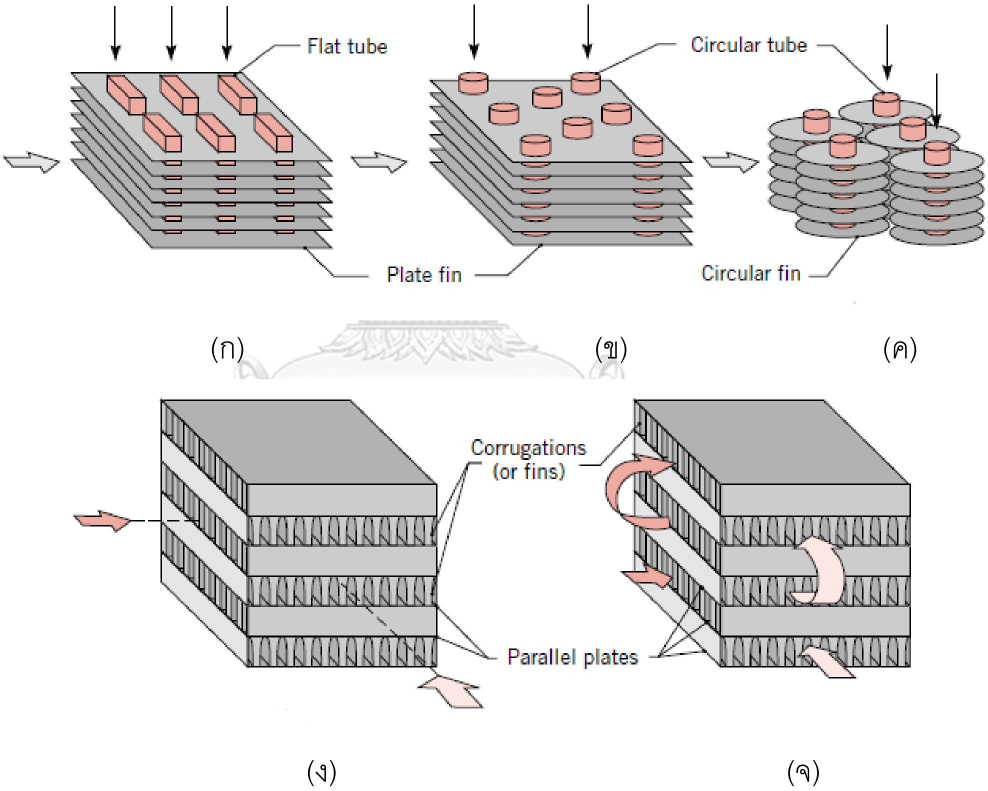


(ก)



(ข)

รูปที่ 3.17 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกกลับเดียวและท่อ (Frank P. Incropera 2007) (ก) เปลือกกลับเดียวและท่อ (ข) เปลือก 2 กลับและท่อ 4 กลับ



รูปที่ 3.18 รูปแบบภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ก) ท่อที่มีครีบ (ท่อแบน,ครีบแผ่นแบบต่อเนื่อง) (ข) ท่อที่มีครีบ (ท่อกลม, ครีบแผ่นแบบต่อเนื่อง) (ค) ท่อที่มีครีบ (ท่อกลม,ครีบกลม) (ง) ครีบแบบแผ่น (ไหลผ่านทางเดียว) (จ) ครีบแบบแผ่น (ไหลผ่านหลายทาง) (Frank P. Incropera 2007)

3.6 วิธีการคำนวณและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

วิธีที่นิยมใช้ในการออกแบบอุปกรณ์ความร้อน มี 2 วิธี คือ

1. Log-Mean Temperature Difference method (LMTD)
2. Effectiveness-NTU method

พบว่าวิธีทั้งสองสามารถใช้หาผลลัพธ์ โดยในการศึกษานี้จะใช้วิธีคำนวณคือ คือ Effectiveness-NTU method ซึ่งเป็นวิธีที่มีความสามารถในการออกแบบมากกว่าเนื่องจากเราไม่ทราบอุณหภูมิของก๊าซเสียและน้ำป้อนที่ออกจากอุปกรณ์

3.7 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธี Effectiveness-NTU Method

แนวความคิดของการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ค่า effectiveness เกี่ยวข้องกันกับ NTU (number of transfer units) ถูกนำไปใช้ครั้งแรกโดย nusselt และปรับปรุงโดย kays and london

อัตราการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถหาจากสมดุลพลังงานของของไหลร้อนหรือของไหลเย็นดังนั้นจะได้

$$\dot{Q} = C_c\left(T_{c,out} - T_{c,in}\right) = C_h\left(T_{h,in} - T_{h,out}\right) \tag{3.24}$$

จากสมการข้างต้นสามารถเขียนได้เป็น

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}\left(T_{h,in} - T_{c,in}\right) \tag{3.25}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \tag{3.26}$$

แทนค่า ลงในสมการ จะได้

$$\varepsilon = \frac{C_h\left(T_{h,in} - T_{h,out}\right)}{C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)} \tag{3.27}$$

หรือ

$$\varepsilon = \frac{C_c\left(T_{c,out} - T_{c,in}\right)}{C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)} \tag{3.28}$$

โดยที่ $\dot{Q}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริง (W)

$\dot{Q}_{\max}$ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ (W)

C_c ,C_h คือ อัตราความจุความร้อนของของไหลเย็นและของไหลร้อน (kW/ ^{o}C)

$T_{c,in}$,$T_{c,out}$ คือ อุณหภูมิของไหลเย็นเข้าและออก (^{o}C)

$T_{h,in}$,$T_{h,out}$ คือ อุณหภูมิของไหลร้อนเข้าและออก (^{o}C)

C_{min} คือ ค่าน้อยที่สุดระหว่าง C_c ,C_h

ε คือ ประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

หาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริงจาก

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = \varepsilon C_{min} \left(T_{h,in} - T_{c,in}\right) \tag{3.29}$$

สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนไม่ว่าแบบใด สามารถพิสูจน์ได้ว่า

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \tag{3.30}$$

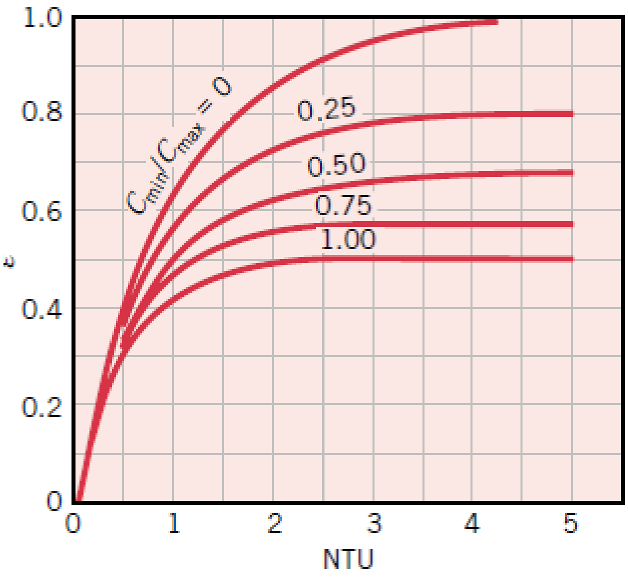
โดย $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ มีค่าเป็น $\frac{C_c}{C_h}$ และ $\frac{C_h}{C_c}$ ขึ้นอยู่กับค่าของ C_c และ C_h และสามารถนิยามได้ว่า

$$NTU = \frac{UA_S}{C_{min}} = \frac{UA_S}{\left(\dot{m}C_p\right)_{min}} \tag{3.31}$$

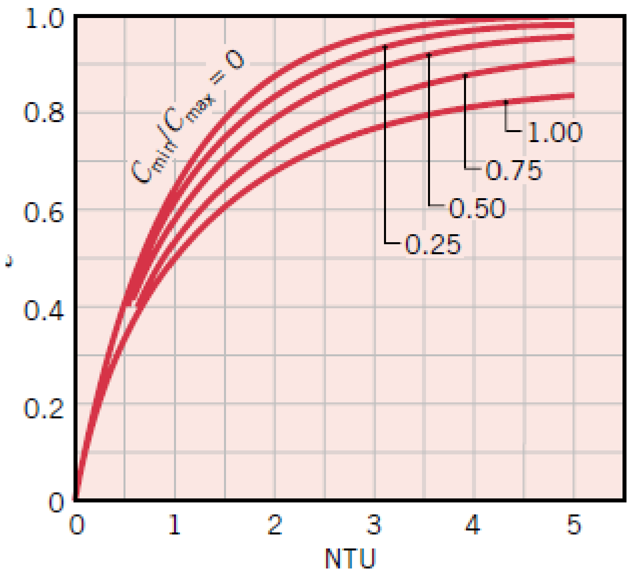
โดยที่ NTU คือ ตัวเลขหน่วยการถ่ายเท (Number of transfer unit)

A_S คือ พื้นที่ผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, m^2

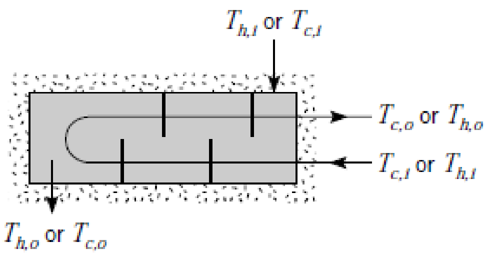
โดยสามารถนำมาพล็อตได้เป็นกราฟความสัมพันธ์ ดังรูป 3.19 ถึง 3.24 และสามารถแสดงเป็นสมการความสัมพันธ์ซึ่งแสดงไว้ในตารางที่ 3.1 และ 3.2 ตามลำดับ

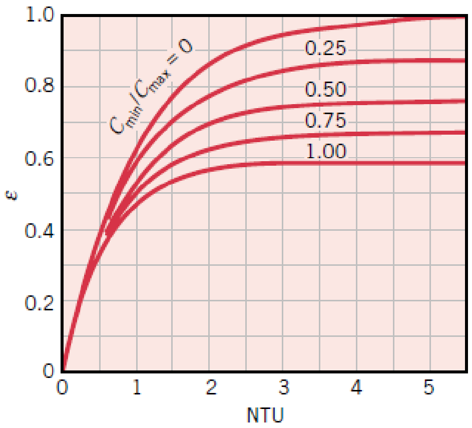


รูปที่ 3.19 ค่า effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน (Parallel-flow) (Frank P. Incropera 2007)

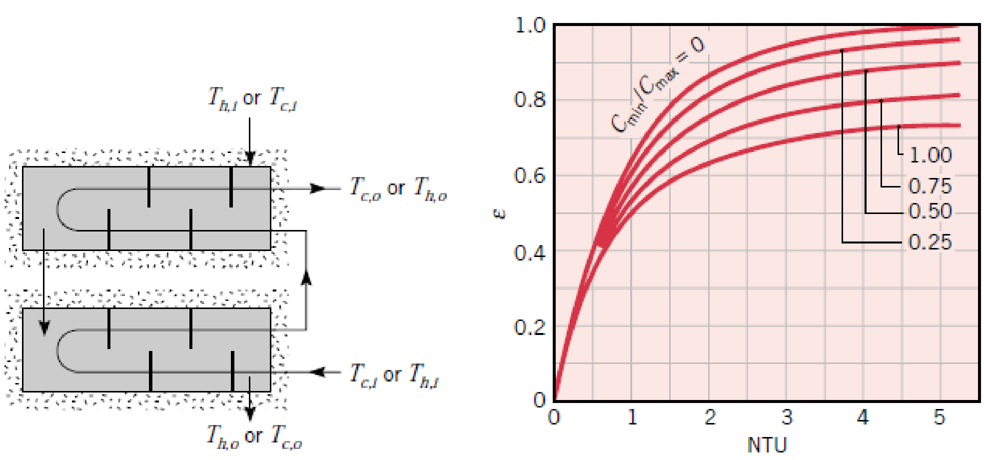


รูปที่ 3.20 ค่า effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน (Counter-flow) (Frank P. Incropera 2007)

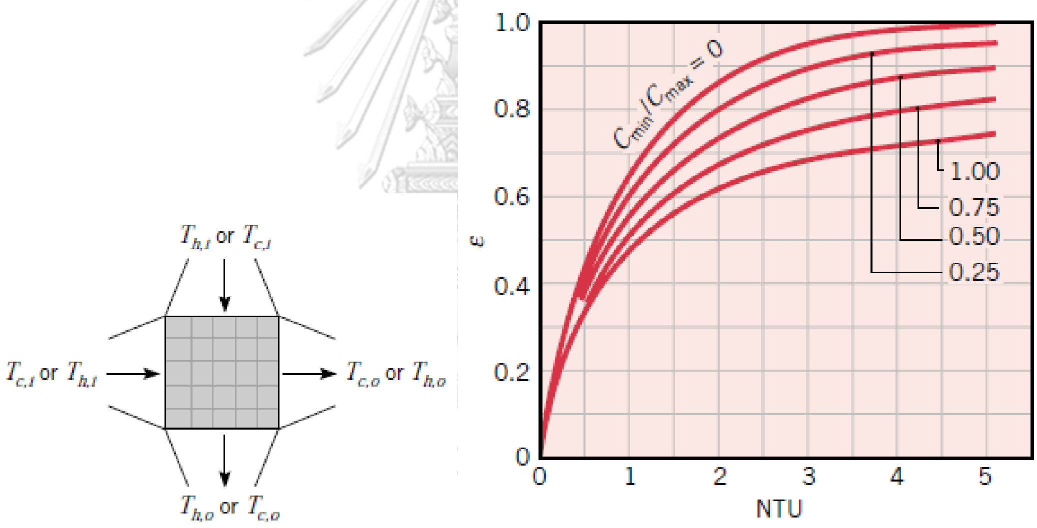




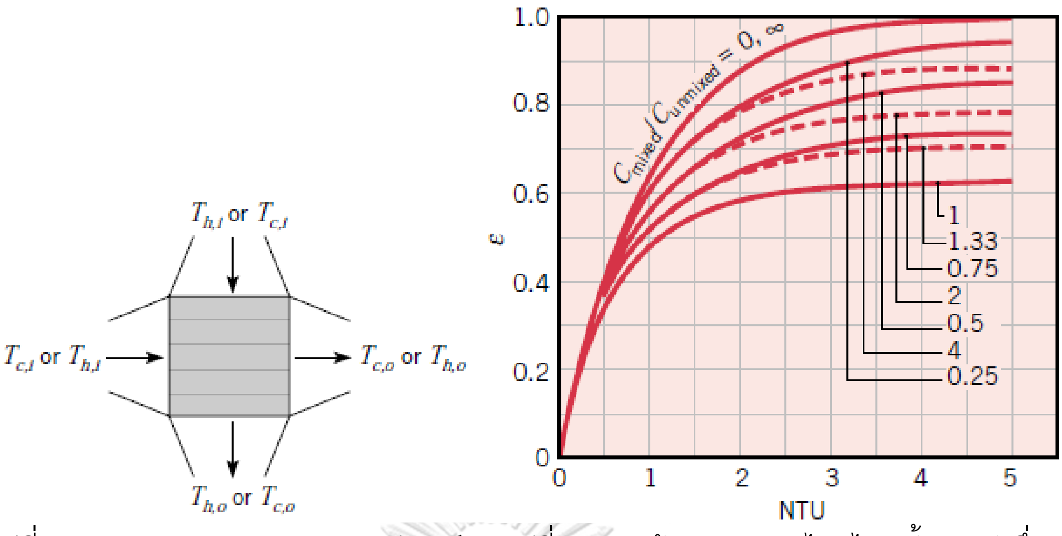
รูปที่ 3.21 ค่า effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell-and-tube โดยของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกหนึ่งครั้งและของไหลอีกชนิดหนึ่งผ่านภายในท่อสองครั้งหรือเท่ากับผลคูณของสองกับเลขจำนวนเต็ม (One-shell pass and 2,4,6,… tube passes) (Frank P. Incropera 2007)



รูปที่ 3.22 ค่า effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell-and-tube โดยของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกสองครั้งและของไหลอีกชนิดหนึ่งผ่านภายในท่อสี่ครั้งหรือเท่ากับผลคูณของสี่กับเลขจำนวนเต็ม (Two-shell pass and 4,8,12,… tube passes) (Frank P. Incropera 2007)



รูปที่ 3.23 ค่า effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลตั้งฉากกันซึ่งของไหลทั้งสองชนิดไม่ผสมกัน (Cross-flow with both fluids unmixed) (Frank P. Incropera 2007)



รูปที่ 3.24 ค่า effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลตั้งฉากกันซึ่งของไหลชนิดหนึ่งผสมกัน ส่วนอีกชนิดหนึ่งไม่ผสมผสานกัน (Cross-flow with one fluids mixed and the other unmixed) (Frank P. Incropera 2007)

ตารางที่ 3.1 ความสัมพันธ์ของ effectiveness สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยที่ $NTU = UA_S/C_{\min}$ และ $C_r = C_{\min}/C_{\max}$

Flow Arrangement	Relation
Parallel flow	$\varepsilon = \dfrac{1-\exp[-NTU(1+C_r)]}{1+C_r}$ (3.32)
Counterflow	$\varepsilon = \dfrac{1-\exp[-NTU(1-C_r)]}{1-C_r\exp[-NTU(1-C_r)]}$ ($C_r < 1$) (3.33) $\varepsilon = \dfrac{NTU}{1+NTU}$ ($C_r = 1$) (3.34)
Shell-and-Tube	
One shell pass (2,4,…tube passes)	$\varepsilon_1 = 2\left\{1+C_r+\sqrt{1+C_r^2}\times\dfrac{1+\exp\left[-(NTU)_1\sqrt{1+C_r^2}\right]}{1-\exp\left[-(NTU)_1\sqrt{1+C_r^2}\right]}\right\}^{-1}$ (3.35)
n shell passes (2n,4n,…tube passes)	$\varepsilon = \left[\left(\dfrac{1-\varepsilon_1 C_r}{1-\varepsilon_1}\right)^n - 1\right]\left[\left(\dfrac{1-\varepsilon_1 C_r}{1-\varepsilon_1}\right)^n - C_r\right]^{-1}$ (3.36)
Cross-flow (single pass)	
Both fluid unmixed	$\varepsilon = 1-\exp\left\{\dfrac{NTU^{0.22}}{C_r}\left[\exp\left(-C_r(NTU)^{0.78}\right)-1\right]\right\}$ (3.37)

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

C_{max}(mixed),C_{min}(unmixed)	$\varepsilon = \frac{1}{C_r}\left(1-\exp\{-C_r\left[1-\exp(-NTU)\right]\}\right)$ (3.38)
C_{min}(mixed),C_{max}(unmixed)	$\varepsilon = 1-\exp\left(-\frac{1}{C_r}\{1-\exp[-C_r(NTU)]\}\right)$ (3.39)
All exchanger (C_r = 0)	$\varepsilon = 1-\exp(-NTU)$ (3.40)

ตารางที่ 3.2 ความสัมพันธ์ของค่า NTU ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยที่ $NTU = UA_S/C_{min}$ และ $C_r = C_{min}/C_{max}$

Flow Arrangement	Relation
Parallel flow	$NTU = -\frac{\ln[1-\varepsilon(1-C_r)]}{1+C_r}$ (3.41)
Counterflow	$NTU = \frac{1}{C_r-1}\ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon C_r-1}\right)$ (C_r < 1) (3.42) $NTU = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}$ (C_r = 1) (3.43)
Shell-and-Tube	
One shell pass (2,4,…tube passes)	$(NTU)_1 = -(1+C_r^2)^{-1/2}\ln\left(\frac{E-1}{E+1}\right)$ (3.44) $E = \frac{2/\varepsilon_1-(1+C_r)}{\sqrt{1+C_r^2}}$ (3.45)
n shell passes (2n,4n,…tube passes)	$\varepsilon_1 = \frac{F-1}{F-C_r}$ (3.46) $F = \left(\frac{\varepsilon C_r-1}{\varepsilon-1}\right)^{1/n}$ (3.47) $NTU = n(NTU)_1$ (3.48)
Cross-flow (single pass)	
C_{max}(mixed),C_{min}(unmixed)	$NTU = -\ln\left[1+\frac{1}{C_r}\ln(1-\varepsilon C_r)\right]$ (3.49)
C_{min}(mixed),C_{max}(unmixed)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right)\ln[C_r\ln(1-\varepsilon)+1]$ (3.50)
All exchanger (C_r = 0)	$NTU = -\ln(1-\varepsilon)$ (3.51)

โดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำการออกแบบจะพิจารณาเป็นแบบ Cross –flow ดังนั้นจะเลือกใช้ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จากตารางที่ 3.2 เมื่อทราบค่า ε และ C_r จะสามารถหาค่า NTU เพื่อนำไปใช้ในการหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

พื้นที่ถ่ายเทความร้อน ในการกำหนดพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจะทำโดยอ้างอิงประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและลักษณะการไหลของของไหล คุณสมบัติของของไหลในท่อและของไหลที่ไหลผ่านนอกท่อ โดยสมมุติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมที่เหมาะสมขึ้น จากนั้นจึงทำการคำนวณพื้นที่การถ่ายเทที่ต้องใช้จากอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สมมุติไว้ เมื่อได้ค่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสามารถที่จะคำนวณหาจำนวนท่อถ่ายเทความร้อนได้ โดยกำหนดความยาวของท่อที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมกับขนาดของพื้นที่ที่ติดตั้งขึ้นและเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน โดยอ้างอิงจากตารางท่อมาตรฐาน ค่าพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสามารถหาได้จากการสมมุติค่า U โดยใช้ความสัมพันธ์ ดังนี้

$$NTU = \frac{UA_S}{C_{\min}} \qquad (3.52)$$

จากสมการ 3.53 สามารถหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดได้และเมื่อทราบพื้นที่ถ่ายเทความร้อนทั้งหมด จะสามารถหาจำนวนท่อที่ต้องใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยกำหนดความยาวของท่อ และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน จากสมการความสัมพันธ์ต่อไปนี้

$$A_0 = n\pi D_0 L \qquad (3.53)$$

จะได้จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับชนิดการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (n) คือ

$$n = \frac{A_0}{D_0 \pi L} \qquad (3.54)$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

3.8 การคำนวณประสิทธิภาพพื้นผิวโดยรวม

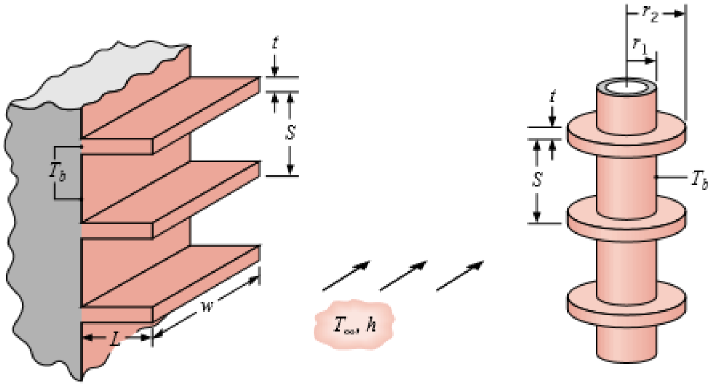
ในทางตรงกันข้ามกับประสิทธิภาพของครีบ η_f ซึ่งแสดงลักษณะประสิทธิภาพของครีบเดี่ยว แต่ประสิทธิภาพพื้นผิวโดยรวม η_o แสดงแถวของครีบและฐานพื้นผิวซึ่งครีบเหล่านั้นแนบติดกัน ดังแสดงในรูป 3.27 ซึ่ง S กำหนดระยะห่างในแต่ละครีบ ในแต่ละกรณีประสิทธิภาพโดยรวมจะแสดงดังสมการข้างล่างนี้

$$\eta_o = \frac{q_t}{q_{\max}} = \frac{q_t}{hA_t\theta_b} \qquad (3.55)$$

โดยที่ q_t คืออัตราความร้อนโดยรวมจากพื้นที่ผิว A_t ที่เกี่ยวข้องกันทั้งบริเวณส่วนของครีบและส่วนที่สัมผัสกับฐาน ถ้ามีจำนวนครีบในแต่ละอาร์เรย์ของพื้นที่ผิว A_f และพื้นที่ของพื้นผิวที่สำคัญจะถูกกำหนดให้เป็น A_b ดังนั้นพื้นที่ผิวทั้งหมดคือ

$$A_t = NA_f + A_b \qquad (3.56)$$

อัตราการให้ความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้จะส่งผลต่อถ้าพื้นผิวทั้งหน้ารวมทั้งฐานสัมผัสถูกกำหนดเป็น T_b



(ก) ครีบทรงสี่เหลี่ยม (ข) ครีบทรงกลม

รูปที่ 3.25 อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนจากพื้นผิวและพื้นผิวแกนหลัก (ไม่ใช่ครีบ) จะแสดงดังสมการข้างล่างนี้ (Frank P. Incropera 2007)

$$q_t = N\eta_f hA_f\theta_b + hA_b\theta_b \tag{3.57}$$

ซึ่งสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h จะสมมุติให้เทียบเท่ากับพื้นผิวครีบและพื้นผิวแกนหลัก η_f คือประสิทธิภาพของครีบชิ้นเดียวดังสมการข้างล่างนี้

$$q_t = h[N\eta_f A_f + (A_t - NA_f)]\theta_b = hA_t[1 - \frac{NA_f}{A_t}(1-\eta_f)]\theta_b \tag{3.58}$$

แทนสมการจะได้สมการใหม่คือ

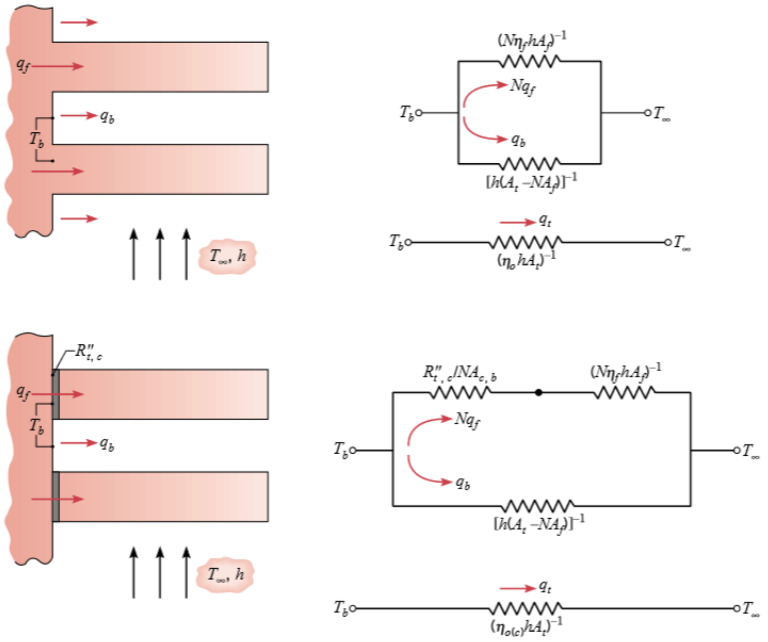
$$\eta_o = 1 - \frac{NA_f}{A_t}(1-\eta_f) \tag{3.59}$$

จากความรู้ของ η_o สมการ 3.60 สามารถใช้ในการคำนวณอัตราความร้อนโดยรวมสำหรับอาร์เรย์ของครีบ ในการกำหนดค่าความต้านทานความร้อนของครีบ อาจใช้เพื่ออนุมานการแสดงออกของค่าความต้านทานความร้อนของอาร์เรย์ นั่นคือ

$$R_{t,o} = \frac{\theta_b}{q_t} = \frac{1}{\eta_o hA_t} \tag{3.60}$$

ซึ่ง $R_{t,o}$ คือความต้านทานที่มีประสิทธิภาพซึ่งเป็นตัวกำหนดทิศทางการไหลเของความร้อนแบบคู่ขนานด้วยการนำและการพาความร้อนในระบบ โดยการพาความร้อนจากพื้นผิวชั้นแรก รูปที่ 3.27 แสดงวงจรความร้อนที่สอดคล้องแบบขนานและแทนด้วยประสิทธิภาพของความต้านทานที่มี

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY



(ก) ครีบที่เป็นส่วนหนึ่งกับพื้นผิว (ข) ครีบที่แนบตีดกับพื้นผิว

รูปที่ 3.26 แสดงวงจรความร้อนที่สอดคล้องแบบขนานและแทนด้วยประสิทธิภาพของความต้านทานที่มี (Frank P. Incropera 2007)

ความต้านทานการสัมผัสกับความร้อน $R_{t,c}$ ซึ่งอาจส่งผลเสียต่อสมรรถนะด้านความร้อนโดยรวม ความต้านทานวงจรที่มีประสิทธิภาพอาจจะได้รับอีกครั้ง ด้วยความต้านทานที่ติดกัน

$$R_{t,o(c)} = \frac{\theta_b}{q_t} = \frac{1}{\eta_{o(c)} h A_t} \qquad (3.61)$$

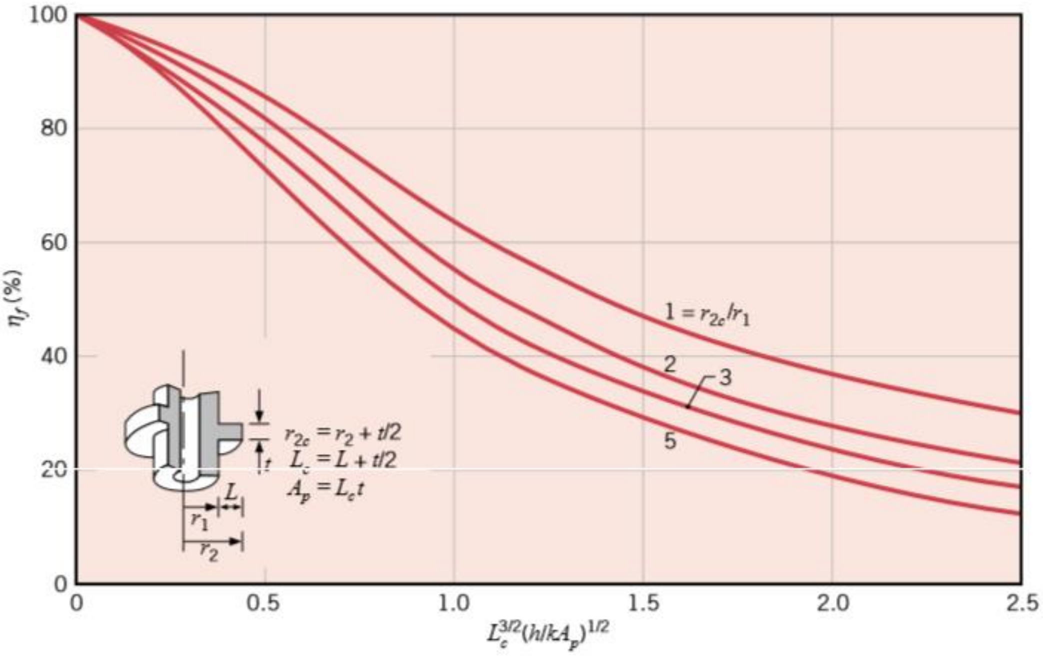
แสดงให้เห็นว่าความสัมพันธ์ในประสิทธิภาพื้นผิวโดยรวมคือ

$$\eta_{o(c)} = 1 - \frac{NA_f}{A_t}\left(1 - \frac{\eta_f}{C_1}\right) \qquad (3.62)$$

ที่ซึ่ง $C_1 = 1 + \eta_f h A_f (R''_{t,c} / A_{c,b})$ โดยที่ $R_{t,c} \leq R_{t,f}$

การวิเคราะห์ของพฤติกรรมความร้อนครีบจะกลายเป็นเรื่องที่ซับซ้อนมากขึ้นหากพบว่ามีส่วนของการตัดขวางโดยไม่มีรูปแบบ

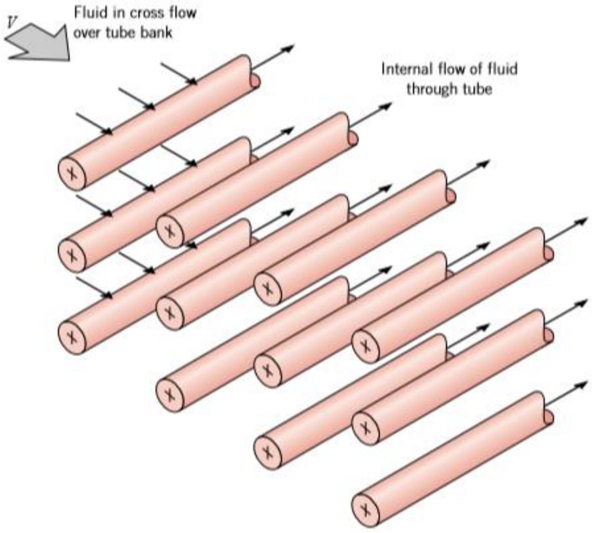
CHULALONGKORN UNIVERSITY



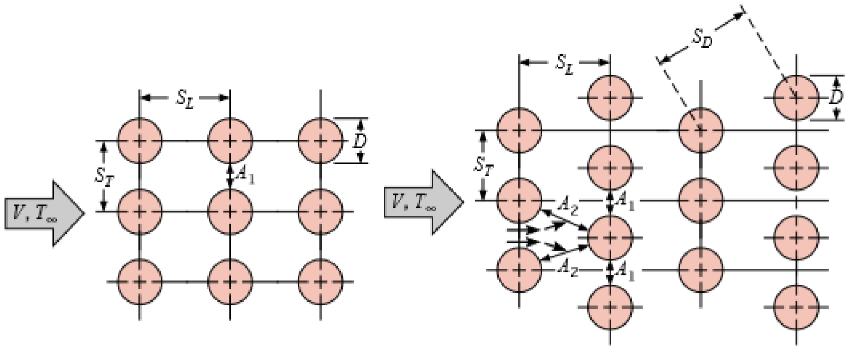
รูปที่ 3.27 ประสิทธิภาพของรูปวงแหวนของรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า (Frank P. Incropera 2007)

3.9 การหาค่าสัมประสิทธ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อ

ลักษณะการไหลผ่านท่อ โดยที่ของไหลชนิดหนึ่งไหลภายในท่อในขณะที่อีกชนิดหนึ่งอุณหภูมิต่างกันไหลในทางขวางตัดภายนอกท่อ การจัดเรียงท่อทำได้ 2 แบบคือแบบไหลในทาเดียวกันและแบบวางสลับหรือเยื้องกันแสดงใน รูปที่ 3.29



รูปที่ 3.28 การไหลของของไหลผ่านกลุ่มท่อในลักษณะไหลขวางกัน (Cross Flow) (Frank P. Incropera 2007)



(ก) (ข)

รูปที่ 3.29 การจัดท่อหลายชั้น ก) แนวเดียวกัน (alinged) ข) แนวเยื้องกัน (staggered)

(Frank P. Incropera 2007)

สำหรับการไหลผ่านชั้นท่อที่มีแถว 10 ชั้น หรือมากกว่าขึ้นไป $N_L \geq 10$ grimison ได้ให้สมการ correlation อยู่ในรูปสมการที่ 3.63 โดยที่ C_1 และ m หาได้จากตารางที่ 3.4

$$\overline{Nu}_D = C_1 \mathrm{Re}_{D,\max}^m \quad ; \quad \begin{bmatrix} N_L \geq 10 \\ 2{,}000 < \mathrm{Re}_{D,\max} < 40{,}000 \\ \mathrm{Pr} = 0.7 \end{bmatrix} \tag{3.63}$$

สำหรับของไหลอื่นๆให้คูณด้วยแฟกเตอร์ $1.13\mathrm{Pr}^{1/3}$ จะได้สมการความสัมพันธ์คือ

$$\overline{Nu}_D = 1.13 C_1 \mathrm{Re}_{D,\max}^m \mathrm{Pr}^{1/3} \quad ; \quad \begin{bmatrix} N_L \geq 10 \\ 2{,}000 < \mathrm{Re}_{D,\max} < 40{,}000 \\ \mathrm{Pr} = 0.7 \end{bmatrix} \tag{3.64}$$

โดยคุณสมบัติต่างๆหาที่อุณหภูมิฟิล์ม T_f ถ้า $N_L < 10$ ใช้ตัวประกอบแก้ไข C_2 ดังนี้

$$\overline{Nu}_D\Big|_{(N_L<10)} = C_2 \overline{Nu}_D\Big|_{(N_L \geq 10)} \tag{3.65}$$

ซึ่งค่า C_2 หาได้จากตารางที่ 3.5

$$\mathrm{Re}_{D,\max} = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} \tag{3.66}$$

โดยที่ $\overline{Nu}_D$ คือ ตัวเลขนัสเซิล (Nusselt Number)

$\mathrm{Re}_{D,\max}$ คือ ตัวเลขเรย์โนลด์ของการไหลด้านนอกท่อ (Reynolds Number)

Pr คือ ตัวเลขแพลนเดิล

N_L คือ จำนวนท่อต่อแถว

N_T คือ จำนวนแถวของท่อ

μ คือ ความหนืดของของเหลวด้านนอกท่อ (kg/ms)

$V_{\max}$ คือ ความเร็วสูงสุดที่ไหลผ่านท่อ (m/s)

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

สำหรับการจัดวางท่อในแนวเดียวกัน (aligned arrangement) V_{max} เกิดที่ระนาบขวาง A_1 ของรูปที่ 3.29 และมีค่า

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \qquad (3.67)$$

สำหรับการจัดวางแบบเยื้องกัน (staggered) ค่า V_{max} อาจเกิดที่ระนาบขวาง A_1 เหมือนแบบวางแนวเดียวกันก็ได้หรืออาจเกินที่ระนาบทแยง A_2 ตามรูปที่ 3.30 ก็ได้ และ V_{max} เกิดที่ A_2 เมื่อช่องว่างระหว่างแถวเป็นไปตามเงื่อนไข

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \qquad (3.68)$$

โดยเลข 2 ที่เป็นตัวคูณนั้นเป็นผลมาจากการที่ของไหลแยกออกเป็นสองทางในการไหลจากหน้าตัด A_1 ไปยัง A_2 ดังนั้นความเร็วสูงสุดเกิดขึ้นที่ A_2 เมื่อ

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2} \qquad (3.69)$$

ซึ่งในกรณีนี้

$$V_{\max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \qquad (3.70)$$

โดยที่ D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางด้านนอกท่อ (m)

S_T คือ ระยะในแนวดิ่งระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อ 2 ท่อ (m)

S_L คือ ระยะในแนวนอนระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อ 2 ท่อ (m)

S_D คือ ระยะในแนวทแยง (m)

V คือ ความเร็วที่ไหลผ่านท่อ (m/s)

แต่ถ้า V_{max} เกิดที่ A_1 สำหรับการจัดวางแบบทแยงนี้สามารถคำนวณได้จากสมการ3.71

ตารางที่ 3.3 ค่าคงที่สำหรับการไหลผ่านชั้นท่อตั้งแต่ 10 แถวหรือมากกว่า

S_L/D	S_T/D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
aligned								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.1	0.704	0.0633	0.752
1.5	0.367	0.586	0.25	0.62	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.0	0.418	0.57	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.0	0.29	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
staggered								

0.6	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.9	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1.0	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.56
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.5	0.451	0.568	0.46	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.0	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.57
3.0	0.31	0.592	0.356	0.58	0.44	0.562	0.428	0.574

ตารางที่ 3.4 ค่าตัวประกอบแก้ไข C_2 สำหรับการไหลผ่านชั้นท่อน้อยกว่า 10 แถว

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Aligned	0.64	0.8	0.87	0.9	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Staggered	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

ต่อมา zhukauskas ได้เสนอสมการความสัมพันธ์เป็น

$$\overline{Nu}_D = C\,\mathrm{Re}_{D,\max}^m \mathrm{Pr}^{0.36}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_s}\right)^n \; ; \; \left[\begin{array}{c} N_L \geq 20 \\ 1{,}000 < \mathrm{Re}_{D,\max}^m < 2\times10^6 \\ 0.7 < \mathrm{Pr} < 500 \end{array}\right] \quad (3.71)$$

เมื่อ n=0 สำหรับแก๊ส n=1/4 สำหรับของเหลว

โดยที่ค่าคุณสมบัติทั้งหมด (ยกเว้น Pr_s) คิดที่ค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิทางเข้าและออก ส่วนค่าคงที่ C และ m กำหนดไว้ในตารางที่ 3.6 และเมื่อ N_L<20 จำเป็นต้องใช้ตัวประกอบแก้ไข (correction factor) เข้าช่วย ซึ่ง C_2 หาได้จากตารางที่ 3.7

$$\overline{Nu}_D\Big|_{(N_L<20)} = C_2\,\overline{Nu}_D\Big|_{(N_L\geq20)} \quad (3.72)$$

ตารางที่ 3.5 ค่าคงที่สำหรับการไหลผ่านท่อหลายชั้น

Configuration	$\mathrm{Re}_{D,\max}$	C	m
Aligned	10-10^2	0.8	0.4
Staggered	10-10^2	0.9	0.4
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolate) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned	10^3-2×10^5	0.27	0.63
$(S_T/S_L>0.7)$*	10^3-2×10^5	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.6

CHULALONGKORN UNIVERSITY

Staggered			
$(S_T/S_L<2)^*$ Staggered	10^3-$2x10^5$	0.4	0.6
$(S_T/S_L<2)^*$ Aligned	$2x10^5$-$2x10^6$	0.022	0.84
Staggered	$2x10^5$-$2x10^6$	0.021	0.84

สำหรับ $S_T/S_L < 0.7$ การถ่ายเทความร้อนไม่เพียงพอจึงใควรใช้ท่อแบบ aligned

ตารางที่ 3.6 ค่าตัวประกอบแก้ไข C_2 สำหรับการไหลผ่านชั้นท่อน้อยกว่า 20 แถว

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Aligned	0.7	0.8	0.86	0.9	0.92	0.95	0.967	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

จากสมการดังที่ได้กล่าวมา สามารถหาค่า $\overline{Nu}_D$ ได้และเมื่อทราบ $\overline{Nu}_D$ แล้วก็สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์หารพาความร้อนภายนอกท่อ h_o ได้จากความสัมพันธ์

$$\overline{Nu}_D = \frac{hD}{k} \tag{3.73}$$

เพราะฉะนั้นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ สามารถหาได้ดังนี้

$$h_o = \frac{\overline{Nu}_D k}{D_o} \tag{3.74}$$

โดยที่ h_o คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ

k คือ ค่าการนำความร้อน

D_o คือ เส้นผ่านศูนย์กลางด้านนอกท่อ

3.10 การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลในท่อ h_i

สำหรับการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของการไหลในท่อ วิธีที่ใช้กันทั่วไปคือหาจาก ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในรูปของตัวแปรไร้หน่วยเรียกว่า ตัวเลขนัสเซิลท์ (Nusselt Number) สำหรับการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของการไหลในท่อ h_i นั้นสามารถหาได้จากค่า Nu_D ดังนี้

สำหรับท่อผิวเรียบ (smooth circular tube) สมการของ Dittus-Boelter ใช้ในกรณีที่ผลต่างของอุณหภูมิ (T_s-T_m) มีค่าน้อยและคุณสมบัติของของไหลพิจารณาที่อุณหภูมิ T_m

โดยที่ n=0.4 สำหรับการทำให้ร้อน $(T_s>T_m)$

n=0.3 สำหรับการทำให้เย็น $(T_s<T_m)$

สมการของ Seider and tate ใช้ในกรณีที่ผลต่างของอุณหภูมิ (T_s-T_m) มีค่ามากๆ คุณสมบัติต่างๆยกเว้นค่า μ_s หาที่ T_m โดยที่ μ_s คิดที่ T_s

$$\overline{Nu}_D = 0.023\mathrm{Re}_D^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad ; \quad \begin{bmatrix} \frac{L}{D} \geq 20 \\ \mathrm{Re}_D \geq 10{,}000 \\ 0.7 < \mathrm{Pr} < 16{,}700 \end{bmatrix} \qquad (3.75)$$

โดยที่ T_s คือ อุณหภูมิของผิวท่อ ($^\circ C$)

T_m คือ อุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างอุณหภูมิทางเข้าและออกในท่อ ($^\circ C$)

สมการที่กล่าวมาข้างต้นนี้ใช้ได้ดีทั้งในกรณีที่ทราบค่า surface temperature (T_s คงที่) หรือ heat flux (q'' คงที่) แต่ข้อเสียคือจะเกิดความคลาดเคลื่อนประมาณ 25% ถ้าท่อมีความขรุขระ

สมการของ petukhov

$$\overline{Nu}_D = \frac{(f/8)\,\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr}}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}^{2/3}-1)} \quad ; \quad \begin{bmatrix} 10^4 < \mathrm{Re}_D \geq 5\times10^6 \\ 0.5 < \mathrm{Pr} < 2{,}000 \end{bmatrix} \qquad (3.76)$$

สมการของ gnielinski จะใช้แทนสมการของ petukhov เมื่อค่า Re_D น้อย

$$\overline{Nu}_D = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}_D - 1{,}000)\,\mathrm{Pr}}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}^{2/3}-1)} \quad ; \quad \begin{bmatrix} 3{,}000 < \mathrm{Re}_D \geq 5\times10^6 \\ 0.5 < \mathrm{Pr} < 2{,}000 \end{bmatrix} \qquad (3.77)$$

ทั้งสมการของ petukhov และ gnielinski ค่า friction factor หาได้จากกราฟ moody diagram หรือ $f = (0.79\ln\mathrm{Re}_D - 1.64)^{-2}$ เมื่อ $3{,}000 \leq \mathrm{Re}_D \leq 5\times10^6$ สำหรับท่อผิวเรียบ สมการที่กล่าวมาข้างต้นนี้ใช้ได้ดีทั้งในกรณีที่ทราบค่า surface temperature (T_sคงที่) หรือ heat flux (q'' คงที่) และคุณสมบัติของของไหล พิจารณาที่อุณหภูมิ T_m

สมการของ gnielinski ใช้เมื่อการไหลอยู่ในช่วงของ Transition Region

$$\overline{Nu}_D = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}_D - 1{,}000)\,\mathrm{Pr}}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}^{2/3}-1)} \quad ; \quad \begin{bmatrix} 2{,}300 < \mathrm{Re}_D \geq 10^4 \\ 0.5 < \mathrm{Pr} < 2{,}000 \end{bmatrix} \qquad (3.78)$$

เมื่อ $f = (1.58\ln\mathrm{Re}_D - 3.28)^{-2}$ โดยที่ $\mathrm{Re}_D = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu}$ เพราะฉะนั้นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ หาได้จาก

$$h_i = \frac{\overline{Nu}_D k}{D_i} \qquad (3.79)$$

โดยที่ h_i คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ (W/m^2K)

f คือ ตัวประกอบความเสียดทาน หาได้จาก moody diagram

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

3.11 Forced-Convection Boiling inside tubes

เกิดจากการเดือดแทนที่บนพื้นผิวข้างในของท่อที่ถูกความร้อนที่ซึ่งการไหลของของเหลวที่บางความเร็วและเกิดการเดือดเรียกว่า forced-convection boiling การเดือดของของเหลวการบังคับการไหลภายในท่อทีได้รับความร้อน ซึ่งหลากหลายสมการในการออกแบบของเครื่องผลิตไอน้ำ

จากความสัมพันธ์ของการแลกเปลี่ยนความร้อน การวิเคราะห์ของการแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับแรงบังคับการพาความร้อนของการเดือดเป็นเรื่องที่ซับซ้อนเพราะมันเกี่ยวข้องกับหลายระบบของการแลกเปลี่ยนควมร้อนและช่วงเวลาที่เกิดขึ้น เริ่มจากแรงพาการแลกเปลี่ยนความร้อนในส่วนของของเหลวเพียงอย่างเดียว กรณีนี้การไหลของของเหลวในท่ออาจจะเป็นการไหลแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วน โดยใช้สมการของ Dittus-Boelter

$$Nu = \frac{h_m D}{k} = 0.023\,\text{Re}^{0.8}\,\text{Pr}^{0.4} \qquad (3.80)$$

ก็ต่อเมื่อ $L/D > 60$ และ $\text{Re} > 10{,}000$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ความร้อนที่เกิดขึ้นในท่อสำหรับการถ่ายเทความร้อนในส่วนเฉพาะของเหลวเพียงเท่านั้น จะใช้สมการ

$$q = h_m (T_w - T_t) \qquad (3.81)$$

โดยที่ T_w คือ อุณหภูมิพื้นผิวของท่อ $(°C)$

T_l คือ อุณหภูมิของเหลว $(°C)$

หลังจากที่การเดือดได้เริ่มขึ้น พื้นผิวของเหลวทั้งหมดจะถูกปกคลุมด้วยฟอง และการเดือดได้กลายเป็นการไหลแบบเต็มที่ เพราะฉะนั้น การถ่ายเทความร้อนสำหรับ subcooled boiling แรงพาความร้อนสำหรับการเดือดแบบเต็มที่ดังอธิบายโดย Collier สามารถใช้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$\frac{C_{pl}\Delta T}{h_{fg}\,\text{Pr}_l^n} = C_{sf}\left[\frac{q}{\mu_l h_{fg}}\sqrt{\frac{g_c \sigma^*}{g(\rho_l - \rho_v)}}\right]^{0.33} \qquad (3.82)$$

ซึ่ง n=1 สำหรับน้ำ n=1.7 สำหรับของเหลวอื่นๆ ยกเว้นค่า C_{sf} มีการแนะนำค่าของ C_{sf} สำหรับ (forced-(natural)-convection subcooled boiling) ในท่อกลมกำหนดโดยการตรวจสอบต่างถูกแสดงในตารางที่ 3.8 การเดือดน้ำหล่อเย็นของการไหลของน้ำในท่อร้อนได้ถูกชี้วัดโดยค่าอื่นๆ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ตารางที่ 3.7 ค่าของ C_{sf} ของสมการข้างต้นสำหรับ forced-(natural)-convection boiling (M. Necati Ozisik 1989)

Geometry	Liquid-surface combination	C_{sf}
Horizontal tube (14.9-mm ID)	Water-stainless steel	0.015
Horizontal tube (2.39-mm ID)	Water-stainless steel	0.020
Vertical tube (4.56-mm ID)	Water-nicket	0.006
Vertical tube (27.1-mm ID)	Water-copper	0.013
	Carbon tetrachloride-cooper	0.013
	Isopropyl alcohol-copper	0.0022
	n-Butyl alcohol-copper	0.0030
	50 percent K_2CO_3-copper	0.00275
	35 percent K_2CO_3-copper	0.0054

Chen ได้เสนอความสัมพันธ์ซึ่งครอบคลุมการคำวณทั้งคู่คือ saturated nucleate boiling และ two-phase forced-convection โดยการวิเคราะห์ค่อนข้างซับซ้อน การกำหนดตัวแปรของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของทั้งสองเฟส (h_{TP})

ได้มีการสมมุติว่าในส่วนของพื้นที่ทั้งสองคู่นี้คือ nucleation และ convection ดังนั้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของทั้งสองเฟส (h_{TP}) ได้พิจารณาการรวมของทั้งคู่ดังสมการนี้

$$h_{TP} = h_{NB} + h_c \tag{3.83}$$

ซึ่ง h_{NB} = ส่วนร่วมจาก nucleata boiling และ h_c = ส่วนร่วมจาก Forced-convection และตัวแปร h_c สามารถหาจากการปรับเปลี่ยนสมการของ Dittus-Boeltor จึงได้สมการดังนี

$$h_c = 0.023\left(\frac{k_l}{D}\right)\mathrm{Re}_l^{0.8}\,\mathrm{Pr}_l^{0.4}\,F \tag{3.84}$$

$$\mathrm{Re}_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} \tag{3.85}$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{tube}} \text{ (kg/m}^2\text{s)} \tag{3.86}$$

ซึ่ง D คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (m)

F คือ convection boiling factor

x คือ คุณสมบัติของมวลกลายเป็นไอ

l คือ ส่วนของเหลว

v คือ ส่วนของไอ

โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อนของ nucleate boiling (h_{NB}) ถูกนำมาปรับเปลี่ยนใหม่โดยสมการ Forster-Zuber

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{k_l^{0.79}C_{pl}^{045}\rho_l^{0.49}}{\sigma^{*0.5}\mu_l^{0.29}h_{fg}^{0.24}\rho_v^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}S \qquad (3.87)$$

ซึ่ง $\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat}\,(°C)$

$\Delta P_{sat} = P_{sat@Tw} - P_{sat@Tsat}\,(N/m^2)$

$\sigma *$ =ความตึงเครียดของพื้นผิว N/m

S =suppression factor

ค่าเฟกเตอร์ S ได้ถูกพล๊อตเปรียบเทียบกับค่าเรโนวย์นัมเบอร์สองเฟสดังสมการข้างล่างนี้

$$\mathrm{Re}_{TP} = F^{1.25}\,\mathrm{Re}_l = F^{1.25}\left[\frac{G(1-x)D}{\mu_l}\right] \qquad (3.88)$$

ค่าพารามิเตอร์ X_{tt} ดังปรากฏในสมการข้างล่างนี้

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}\left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \qquad (3.89)$$

ค่าที่ได้จากความสัมพันธ์จากกราฟระหว่าง X_{tt} และ F

$$F = 1 + 1.8(\mathrm{Re}_{TP})^{-0.79} \qquad (3.90)$$

ค่าที่ได้จากความสัมพันธ์จากกราฟระหว่าง S และ Re_{TP}

$$S = \frac{1}{1 + 2.56\times10^6(\mathrm{Re}_{TP})^{1.1648}} \qquad (3.91)$$

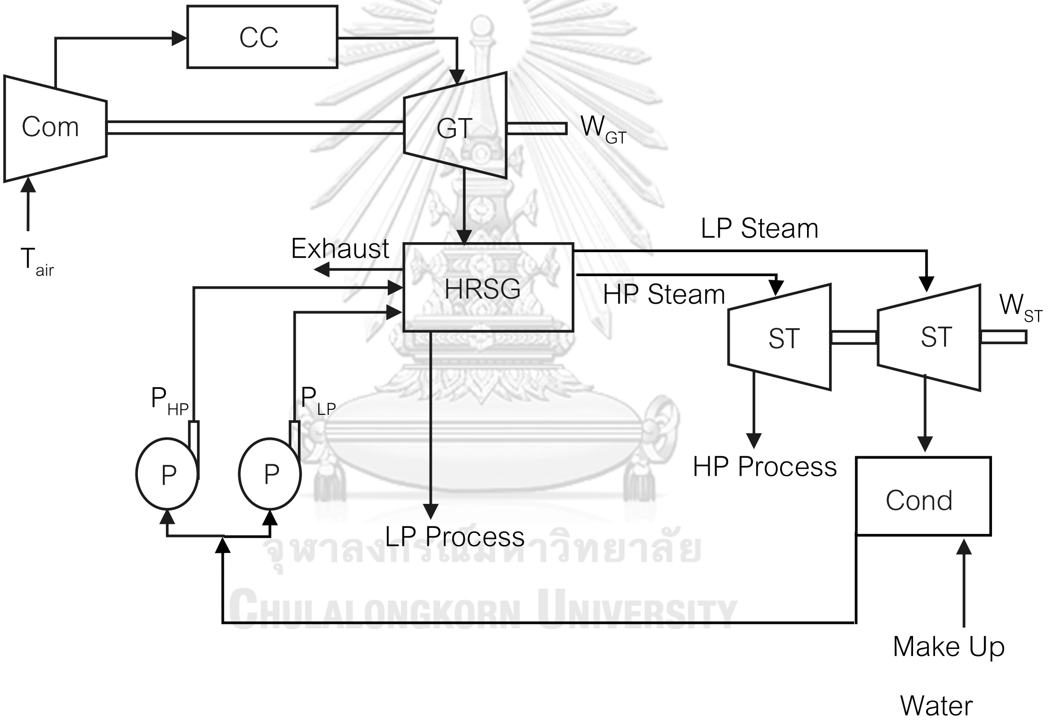
ค่าความร้อนที่ผนังได้สัมพันธ์สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสองเฟส (h_{TP}) ดังสมการข้างล่างนี้

$$q = h_{TP}\Delta T_{sat} = h_{TP}(T_w - T_{sat}) \qquad (3.92)$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

บทที่ 4
การออกแบบจำลองคณิตศาสตร์ของโรงไฟฟ้าโคเจนเนอเรชัน

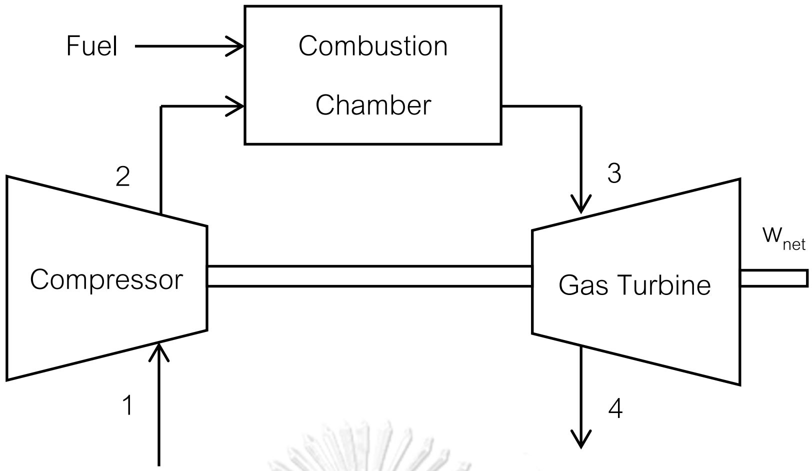
การออกแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์จะเริ่มจากการศึกษาระบบและส่วนประกอบต่างๆของโคเจนเนอเรชัน โดยระบบโคเจนเนอเรชันจะประกอบไปด้วยวัฏจักรเบรย์ตัน เครื่องผลิตไอน้ำ และวัฏจักรแรงคิน ซึ่งจะแสดงแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์ที่ต้องการศึกษานี้ในรูปที่ 4.1 จากการออกแบบจำลองนี้จะมีการกำหนดค่าคงที่บางตัวเพื่อใช้ในการคำนวณกระบวนการต่างๆภายในแบบจำลองนี้ โดยจะแสดงการออกแบบและการกำหนดค่าคงที่ในหัวข้อที่ 4.1 4.2 และ 4.3



รูปที่ 4.1 แสดงแบบจำลองคณิตศาสตร์ของระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์

4.1 การออกแบบจำลองคณิตศาสตร์ของวัฏจักรเบรย์ตัน

ข้อมูลนี้เป็นข้อมูลทางทฤษฎีที่นำไปใช้ในการคำนวณวัฏจักรเบรย์ตัน โดยอาศัยทฤษฎีวัฏจักรเบรย์ตันในการคำนวณ โดยแบบจำลองคณิตศาสตร์ของวัฏจักรเบรย์ตันจะแสดงในรูปที่ 4.1 และมีการกำหนดค่าคงที่บางตัวเพื่อใช้ในการคำนวณโดยแสดงในตารางที่ 4.1



รูปที่ 4.2 แบบจำลองของวัฏจักรเบรย์ตัน

<u>โดยค่าสมมุติสำหรับแบบจำลองคณิตศาสตร์ของวัฏจักรเบรย์ตันมีดังนี้</u>

-กำหนดอุณหภูมิและความดันขาเข้าคอมเพรสเซอร์เป็นค่าคงที่

-กำหนดค่า $\overline{C}_{p,air}$ ที่ T_{avg} เท่ากับ 750 K ทั้งวัฏจักรเบรย์ตัน

-ใช้เชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติ โดยจะใช้ค่า LHV=749.478 btu/scf เป็นค่าคงที่ (บริษัท ปตท จำกัด (มหาชน))

-กำหนดค่า $\dot{m}_a$ ซึ่งอัตราการไหลของอากาศจะคงที่ทั้งวัฏจักรเบรย์ตัน

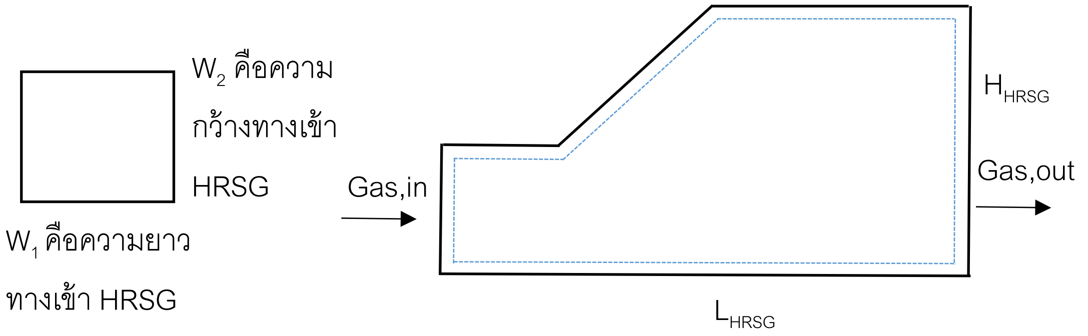
ตารางที่ 4.1 ค่าคงที่ของแบบจำลองคณิตศาสตร์ของวัฏจักรเบรย์ตัน

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิอากาศเข้าคอมเพรสเซอร์	T_1	K	298.15
ความดันอากาศเข้าคอมเพรสเซอร์	P_1	kPa	101.325
อัตราการไหลอากาศ	$\dot{m}_a$	kg/s	115.39

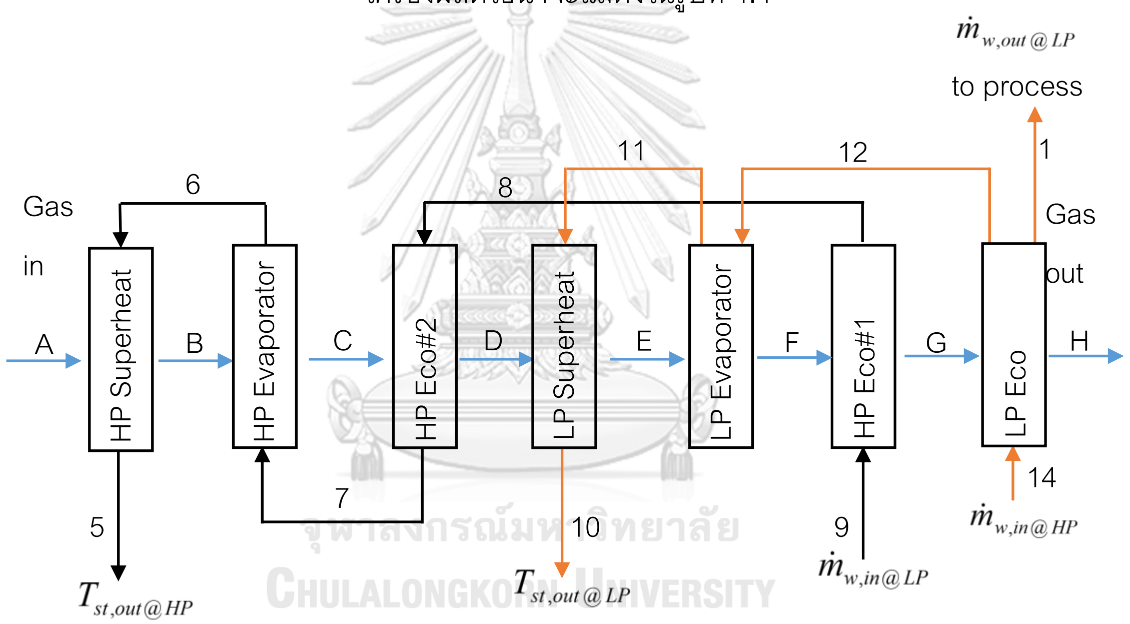
4.2 การออกแบบจำลองคณิตศาสตร์เครื่องผลิตไอน้ำ (Heat Recovery Steam Generator)

ข้อมูลนี้เป็นข้อมูลทางทฤษฎีที่นำไปใช้ในการคำนวณเครื่องผลิตไอน้ำ (HRSG) โดยต้องกำหนดค่าคงที่บางตัวเพื่อใช้ในการคำนวณ โดยใช้วิธี Effectiveness-NTU Method และ Force Convection Boiling ในการคำนวณ โดยข้อมูลแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องผลิตไอน้ำ (HRSG) จะแสดงในตารางที่ 4.2 ส่วนรูปที่ 4.3 รูปที่ 4.4 และ รูปที่ 4.5 จะแสดงลักษณะของขนาดปล่องเครื่องผลิตไอน้ำ โดยเส้นประในรูป 4.3 จะถูกแสดงส่วนขยายภายในเครื่องผลิตไอน้ำในรูปที่ 4.4 ซึ่งในรูปที่ 4.4 จะแสดงทิศทางการไหลของการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่

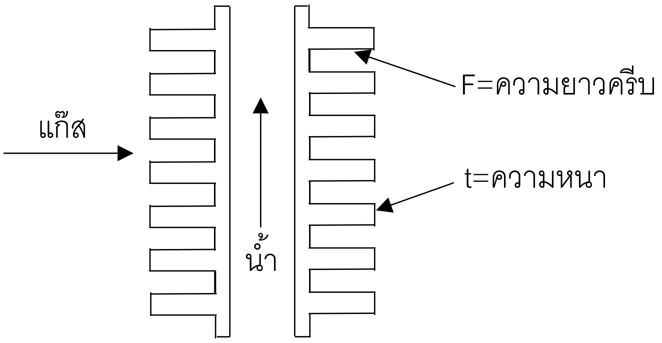
ความดันสูงและความดันต่ำ และรูปที่ 4.5 จะเป็นแบบของท่อกลมและลักษณะของครีบตามภาพตัดขวาง (Ma 2013)



รูปที่ 4.3 แสดงแบบของเครื่องผลิตไอน้ำ (HRSG) และเส้นประภายในจะแสดงอุปกรณ์ภายในเครื่องผลิตไอน้ำจะแสดงในรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 แสดงการไหลผ่านอุปกรณ์ภายในเครื่องผลิตไอน้ำ (HRSG)



รูปที่ 4.5 แสดงลักษณะของท่อกลมอะลูมิเนียมและครีบที่ตัดขวาง

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

<u>โดยค่าสมมุติสำหรับแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องผลิตไอน้ำ(HRSG)มีดังนี้</u>

-เลือกใช้เครื่องผลิตไอน้ำ (HRSG) แบบแนวนอน

-การไหลภายในท่อจะเป็นการไหลแบบตามขวาง (Cross-Flow)

-ท่อข้างในเครื่องผลิตไอน้ำ (HRSG) จะเป็นท่อกลมอะลูมิเนียมมีครีบทึบ

-ที่ไอน้ำความดันสูงจะมีซุปเปอร์ฮีท อีเวปโปเรเตอร์ อีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 และอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ส่วนที่ไอน้ำความดันต่ำจะมี ซุปเปอร์ฮีท อีเวปโปเรเตอร์ อีโคโนไมเซอร์

-แก๊สจะไหลแบบไม่ผสมกันที่ภายนอกท่อ ส่วนภายในท่อจะไหลแบบผสมกันระหว่างน้ำกับไอน้ำ

-กำหนดค่าคงที่ความดันไอน้ำสูงและความดันไอน้ำต่ำภายในเครื่องผลิตไอน้ำ โดยไม่ได้คำนวณความดันตกที่เกิดจากแรงเสียดทานภายในท่อ

-กำหนดอัตราการไหลของแก๊สไอเสียที่ไหลเข้าเครื่องผลิตไอน้ำเป็นค่าคงที่

-กำหนดอัตราการไหลของน้ำที่ไหลเข้า อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันสูงตัวที่ 1 และอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำเป็นค่าคงที่

-กำหนดขนาดท่อของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูงเท่ากับ 38.1 มิลลิเมตร อีเวปโปเรเตอร์ อีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 และ 2 ที่ความดันสูงเท่ากับ 31.8 มิลลิเมตร ส่วนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำเท่ากับ 50.8 มิลลิเมตร อีเวปโปเรเตอร์และอีโนไมเซอร์เท่ากับ 31.8 มิลลิเมตร

-กำหนดความหนาระหว่างภายในและภายนอกท่อของอุปกรณ์ที่เครื่องผลิตไอน้ำเท่ากับ 2.7 มิลลิเมตร

ตารางที่ 4.2 ค่าคงที่ของแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องผลิตไอน้ำ (HRSG)

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อัตราการไหลของน้ำที่ความดันสูง	$\dot{m}_{w,in@HP}$	kg/s	12.18
อัตราการไหลของน้ำที่ความดันต่ำ	$\dot{m}_{w,in@LP}$	kg/s	10.14
ความดันไอน้ำสูง	P_{HP}	bar	44
ความดันไอน้ำต่ำ	P_{LP}	bar	4
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ	$C_{p,w}$	$kJ / kg \cdot K$	4.197
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอเสีย	$C_{p,g}$	$kJ / kg \cdot K$	1.005
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอน้ำ	$C_{p,steam}$	$kJ / kg \cdot K$	1.872
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อของทุกอุปกรณ์ที่ความดันสูง	OD_{HP}	m	0.0318

CHULALONGKORN UNIVERSITY

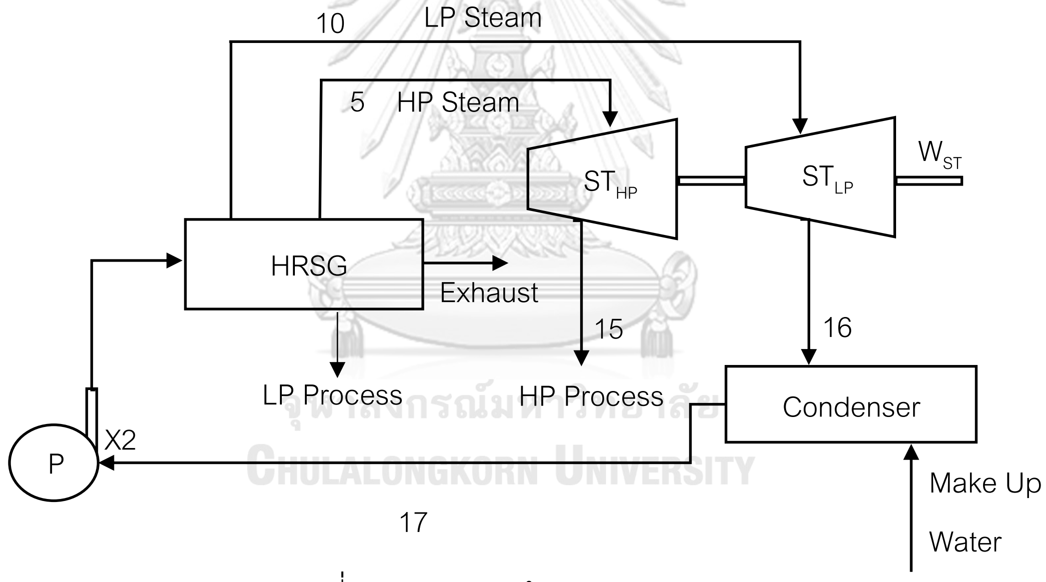
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อของทุกอุปกรณ์ที่ความดันสูง	ID_{HP}	m	0.0264
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	$OD_{SH@LP}$	m	0.0508
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	$ID_{SH@LP}$	m	0.0454
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อของอีเวปโปเรเตอร์และอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	$OD_{Evap\&Eco@LP}$	m	0.0318
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อของอีเวปโปเรเตอร์และอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	$ID_{Evap\&Eco@LP}$	m	0.0264
ความเร็วของไอน้ำของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	$v_{SH@HP}$	m/s	34
ความเร็วของน้ำของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง	$v_{EVAP@HP}$	m/s	1
ความเร็วของน้ำของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง	$v_{Eco\#2@HP}$	m/s	1
ความเร็วของน้ำของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง	$v_{Eco\#1@HP}$	m/s	0.85
ความกว้างของทางเข้า HRSG	W_1	m	2.8
ความยาวของทางเข้า HRSG	W_2	m	2.8
ความสูงของปล่อง HRSG	H_{HRSG}	m	18.59
ค่าการนำความร้อนของอะลูมิเนียม	$k_{aluminum}$	$kJ / kg \cdot K$	186
ความยาวของครีบ	F	m	0.0127
ความหนาของครีบ	t	m	0.001
ความเร็วของไอน้ำที่ไหลภายในท่อของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	$v_{SH@LP}$	m/s	32
ความเร็วของน้ำที่ไหลภายในท่อของอีเวปโปรแตอร์ที่ความดันต่ำ	$v_{Evap@LP}$	m/s	0.34
ความเร็วของน้ำที่ไหลภายในท่อของอีโคโนเซอร์ที่ความดันต่ำ	$v_{Eco@LP}$	m/s	0.9

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ความยาวรวมระหว่างซุปเปอร์ฮีท,อีเวปโปเรเตอร์และอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง	$L_{SH+EVAP+Eco\#2(HP)}$	m	220
ความยาวอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูง	$L_{ECO\#1(HP)}$	m	84.735
ความยาวรวมระหว่างซุปเปอร์ฮีท,อีเวปโปเรเตอร์และซับคูลที่ความดันต่ำ	$L_{SH+EVAP+Subcool(LP)}$	m	160
ความยาวอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ	$L_{Eco(LP)}$	m	59.68

4.3 **การออกแบบจำลองคณิตศาสตร์วัฏจักรแรงคิน** (Rankine Cycle)

ข้อมูลนี้เป็นข้อมูลทางทฤษฎีที่นำไปใช้ในการคำนวณวัฏจักรแรงคิน (Rankine Cycle) โดยต้องกำหนดพารามิเตอร์บางตัวเพื่อใช้ในการคำนวณ โดยข้อมูลแบบจำลองคณิตศาสตร์ของวัฏจักรแรงคิน (Rankine Cycle) จะแสดงในตารางที่ 4.3 และจากรูปที่ 4.6 จะแสดงแบบจำลองของวัฏจักรแรงคินที่ได้ออกแบบและแสดงเส้นทางการไหลของไอน้ำภายในระบบ



รูปที่ 4.6 แสดงแบบจำลองของวัฏจักรแรงคิน

<u>โดยค่าสมมุติสำหรับแบบจำลองคณิตศาสตร์ของวัฏจักรแรงคินมีดังนี้</u>

-กำหนดอัตราการไหลของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูงและความดันต่ำ

-กำหนดอัตราการไหลของอัตราความร้อนที่ผลิตได้ที่ทั้งความดันต่ำและความดันสูง

-กำหนดความดันไอน้ำที่ได้ส่งไปกระบวนการต่างๆที่ความดันสูงและความดันต่ำ

-กำหนดอุณหภูมิที่ออกจากคอนเดนเซอร์ที่ควบแน่นจนหมดพอดี

-กำหนดอัตราการไหลของน้ำที่เติมเข้าไปในคอนเดนเซอร์ให้เท่ากับอัตราการไหลที่ถูกนำไปใช้ในกระบวนการอื่นๆ

ตารางที่ 4.3 ค่าคงที่ของแบบจำลองคณิตศาสตร์ของวัฏจักรแรงคิน (Sahoo P.K 2013) (Abdolsaeid Ganjeh Kaviri 2013)

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อัตราการไหลของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	$\dot{m}_{st,out@HP}$	kg/s	12.18
อัตราการไหลของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	$\dot{m}_{st,out@LP}$	kg/s	3.68
อัตราการไหลของน้ำที่ส่งไปยังกระบวนการที่ความดันต่ำ	$\dot{m}_{LP,process}$	kg/s	6.46
อัตราการไหลของไอน้ำที่ส่งไปกระบวนการที่ความดันสูง	$\dot{m}_{HP,process}$	kg/s	2.085
ความดันไอน้ำที่ได้ส่งไปกระบวนการต่างๆที่ความดันสูง	$P_{Hp,Process}$	bar	12
อุณหภูมิของน้ำที่ออกจากคอนเดนเซอร์	$T_{out,condenser}$	K	316.15
ค่าเอนทัลปีที่ใช้เทียบคำนวณ PES	$h_{o@1atm,27°C}$	kJ/kg	113.3
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันไอน้ำ	$\eta_{isen.st}$	%	85

หลังจากออกแบบจำลองและกำหนดค่าคงที่ที่ต้องใช้แล้วจะทำการคำนวณกระบวนการต่างๆภายในแบบจำลองโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์นี้ โดยแบบจำลองนี้จะเป็นแบบจำลองกรณีฐานเพื่อเป็นตัวต้นแบบในการเปรียบเทียบแบบจำลองแบบอื่นที่มีการปรับค่าพารามิเตอร์บางตัว ซึ่งค่าที่จะทำการการปรับค่าพารามิเตอร์เพิ่มขึ้นและลดลงของวัฏจักรเบรย์ตันคือ อัตราส่วนความดัน(rp) ค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิง(Q)โดยจะปรับค่าเป็นเปอร์เซ็นต์ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์($\eta_{isen,comp}$)โดยจะปรับค่าเป็นเปอร์เซ็นต์ และประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊ส($\eta_{isen,GT}$)โดยจะปรับค่าเป็นเปอร์เซ็นต์ เพื่อดูผลลัพธ์ที่เปลี่ยนแปลงของแบบจำลองโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์และทำการเปรียบเทียบผลลัพธ์จากแบบจำลองกรณีฐานที่ได้จำลองไว้ โดยค่าพารามิเตอร์ของแบบจำลองกรณีฐานจะมีค่าดังนี้ อัตราส่วนความดันมีค่าเท่ากับ 12 ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงมีค่าเท่ากับ 96,292.576 kWซึ่งจะใช้อัตราการไหลของเชื้อเพลิงที่ 2.95 kg/s ในการคำนวณ ประสิทธิภพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์มีค่าเท่ากับ 90% และประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สมีค่าเท่ากับ 85% ผลลัพธ์ต่างๆที่ได้จากการคำนวณแบบจำลองโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์จะแสดงในบทที่ 5

4.4 แผนผังการคิดคำนวณแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันกรณีฐาน

เริ่ม → สมมุติค่าคงที่ที่ใช้ในการคำนวณแต่ละระบบ

↓

คำนวณสภาวะต่างๆของวัฏจักรเบรย์ตันโดยจะใช้สมการเหล่านี้ในการคำนวณค่าต่างๆ

$$\overline{C}_{p@750K} = 1.088 \quad kJ/kg\cdot K \qquad \dot{Q}_{in} = \dot{m}_f \times LHV = \dot{m}_a \overline{C}_{p@750K}\left(T_3 - T_{2a}\right)$$

$$\bar{k}_{air@750K} = \frac{\overline{C}_{po}}{\overline{C}_{vo}} \qquad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \qquad r_{bw} = \frac{w_{comp}}{w_{turbine}} \qquad \eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}}$$

$$w_{comp,s} = h_1 - h_2 = \overline{C}_{p@750K}(T_1 - T_{2,s}) \quad w_{GT,s} = h_3 - h_{4s} = \overline{C}_{p@750K}\left(T_3 - T_{4s}\right)$$

$$\eta_{isen,comp} = \frac{w_{comp,s}}{w_{comp,a}} \qquad \eta_{isen,GT} = \frac{w_{GT,a}}{w_{GT,s}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \qquad \dot{W}_{net} = (\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{comp})$$

↓

คำนวณภายในเครื่องผลิตไอน้ำ เริ่มจากคำนวณซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง กำหนดคุณสมบัติตามอุณหภูมิภายในท่อและภายนอกท่อ

ภายในท่อ $n = \dfrac{\dot{m}}{\rho v \dfrac{\pi}{4} D^2}$ $\mathrm{Re}_D = \dfrac{\rho v D}{\mu}$ $Nu_D = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{0.4}$ $h_i = \dfrac{Nu_D k}{D}$

ภายนอกท่อ $v = \dfrac{\dot{m}}{\rho A}$ $\mathrm{Re}_D = \dfrac{\rho v D}{\mu}$ $\overline{Nu}_D = C\,\mathrm{Re}_{D,\max}^m\,\mathrm{Pr}^{0.36}\left(\dfrac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_s}\right)^n$ $h_o = \dfrac{Nu_D k}{D}$

การแลกเปลี่ยนความร้อน $C_r = \dfrac{C_{\min}}{C_{\max}}$ $UA_{SH(HP)} = \dfrac{NTU}{C_{\min}}$ $\varepsilon = \dfrac{C_c\left(T_{c,out} - T_{c,in}\right)}{C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)}$

$$NTU_{SH(HP)} = -\frac{1}{C_r}\ln\left(Cr\ln(1-\varepsilon)+1\right) \quad \dot{Q} = C_c\left(T_{c,out} - T_{c,in}\right) = C_h\left(T_{h,in} - T_{h,out}\right)$$

หาความยาว $A_t = NA_f + A_b$ $\eta_o = \left(1 - \dfrac{NA_f}{A_t}(1-\eta_f)\right)$ $\dfrac{1}{UA} = \dfrac{1}{h_i \pi D L n} + \dfrac{1}{n_o h_o A_t n}$

↓

ต่อ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ต่อ

คำนวณอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง กำหนดคุณสมบัติตามอุณหภูมิภายในท่อและภายนอกท่อเริ่มที่ x=0.1

-ภายในท่อ $n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2}$ $\quad \frac{\dot{m}}{tube} = \rho_l v \frac{\pi}{4} D^2$ $\quad X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{u_l}{u_v}\right)^{0.1}$

$F = 1 + \left(1.8 X_{tt}^{-0.79}\right)$ $\quad G = \frac{\dot{m}/tube}{\frac{\pi}{4} D^2}$ $\quad \mathrm{Re}_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l}$ $\quad h_c = 0.023\left(\frac{k_l}{D}\right) \mathrm{Re}_l^{0.8} \mathrm{Pr}_l^{0.4} F$

$\mathrm{Re}_{TP} = F^{1.25} \mathrm{Re}_L$ $\quad S = \frac{1}{1 + 0.00000256(\mathrm{Re}_{TP}^{1.1648})}$ $\quad h_{TP} = h_{NB} + h_c$ $\quad q_w = h_{TP} \Delta T_{sat}$

$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{k_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{*0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_v^{0.24}}\right) \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} S$ $\quad q_w = \frac{\dot{m} h_{fg@44bar} 0.2}{\pi D L}$

หาสมการโพลิโนเมียลระหว่าง T กับ P_{sat} เพื่อช่วยคำนวณหา ΔT_{sat}

โดยจะทำการคำนวณภายในท่อซ้ำแบบเดิมแต่เปลี่ยน x จาก 0.1 เป็น 0.3,0.5,0.7 และ 0.9

-ภายนอกท่อ $v = \frac{\dot{m}}{\rho A}$ $\quad \mathrm{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu}$ $\quad \overline{Nu}_D = C \mathrm{Re}_{D,\max}^m \mathrm{Pr}^{0.36} \left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_s}\right)^n$ $\quad h_o = \frac{Nu_D k}{D}$

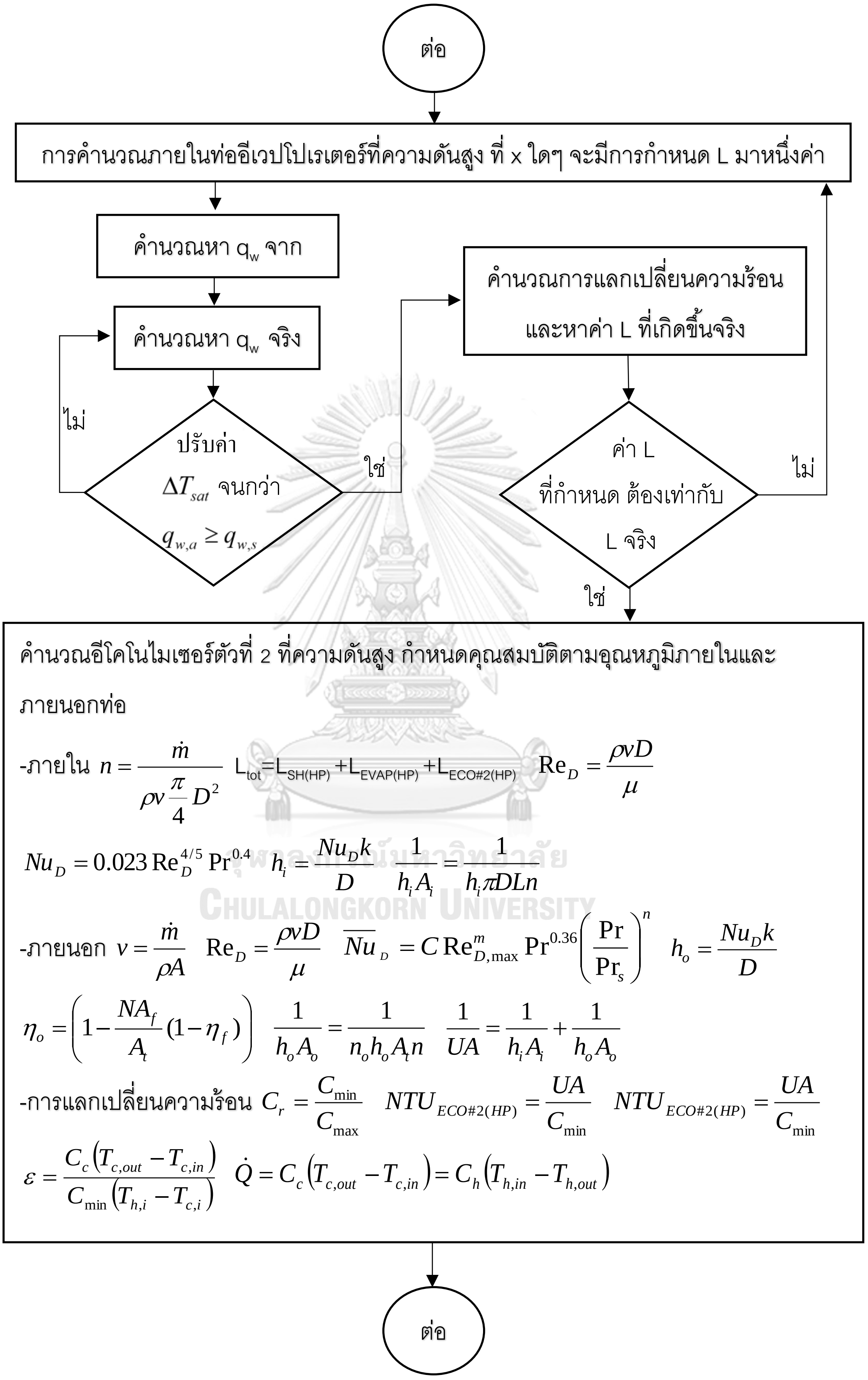
-การแลกเปลี่ยนความร้อน $C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$ $\quad \bar{h}_{TP}$ $\quad q_w = \dot{m} h_{fg}$ $\quad NTU_{EVAP(HP)} = -\ln(1-\varepsilon)$

$UA_{EVAP(HP)} = \frac{NTU}{C_{\min}}$ $\quad \dot{Q}_{\max} = C_{\min}\left(T_{h,in} - T_{c,in}\right)$ $\quad \varepsilon = \frac{C_h\left(T_{h,in} - T_{h,out}\right)}{C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right)}$

-หาความยาวท่อ $A_t = NA_f + A_b$ $\quad \eta_o = \left(1 - \frac{NA_f}{A_t}(1-\eta_f)\right)$ $\quad \frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i \pi D L n} + \frac{1}{n_o h_o A_t n}$

ต่อ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ต่อ

คำนวณซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ จะทำการคำนวณเหมือนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

คำนวณอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ จะทำการคำนวณเหมือนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง

คำนวณซับคูลที่ความดันต่ำ จะทำการคำนวณเหมือนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง

คำนวณอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 ที่ความดันสูงและอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ จะทำการคำนวณเหมือนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง

คำนวณหากำลังไฟฟ้าที่ได้จากกังหันไอน้ำและค่าอัตราความร้อนที่ผลิตได้ที่ความดันสูง

$$W_{a,st} = \eta_{isen,st} \times W_{s,st} \quad h_{15a} = h_5 - \eta_{isen,st}(h_5 - h_{15s}) \quad S_{16s} = \frac{\dot{m}_5 S_5 + \dot{m}_{10} S_{10s} - \dot{m}_{15} S_{15s}}{\dot{m}_{16}}$$

$$W_{s,st} = (\dot{m}_5 \times h_5) + (\dot{m}_{10} \times h_{10}) - (\dot{m}_{15} \times h_{15s}) - (\dot{m}_{16} \times h_{16s})$$

$$h_{16a} = \frac{(\dot{m}_5 \times h_5) + (m_{10} \times h_{10}) - (m_{15} \times h_{15s}) - W_{a,st}}{\dot{m}_{16}}$$

คำนวณสถานะที่ออกจากคอนเดนเซอร์

คำนวณสถานะที่ออกจากปั๊ม

คำนวณหาอัตราความร้อนที่ผลิตได้ที่ความดันต่ำ

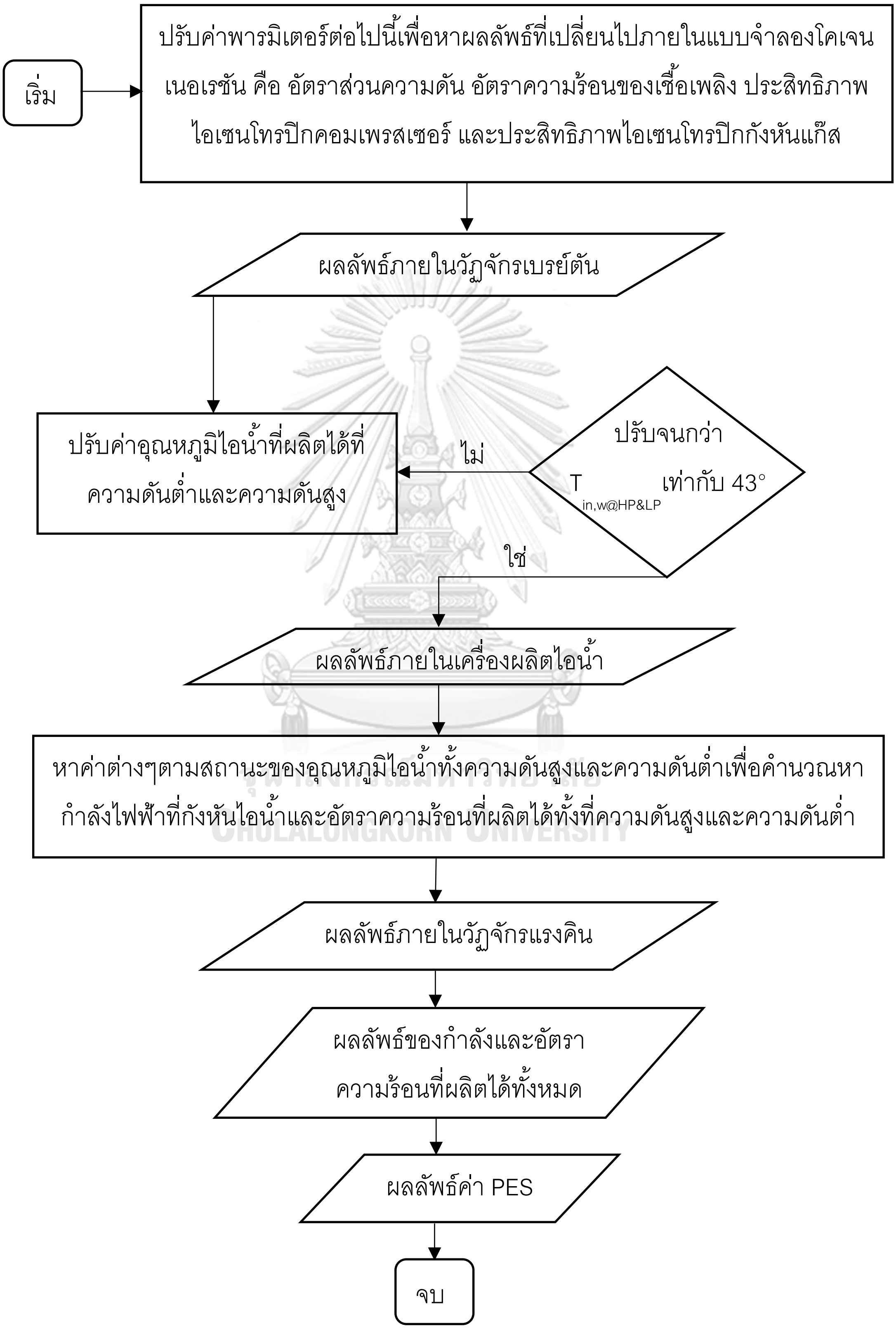
คำนวณหา PES

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{W_{TOT}/Q_{in}}{0.4528}\right) + \left(\frac{Q_{process,TOT}/Q_{in}}{0.85}\right)}\right) \times 100$$

จบ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

4.5 แผนผังแสดงขั้นตอนการปรับพารามิเตอร์ภายในแบบจำลองโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์จากกรณีฐาน



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

บทที่ 5
ผลลัพธ์จากการคำนวณแบบจำลองของระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์

ผลลัพธ์จากการคำนวณแบบจำลองกรณีฐานของระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์จะแสดงในตารางที่ 5.1 5.2 และ 5.3 โดยผลลัพธ์ที่จะแสดงนี้เป็นค่าสำคัญภายในกระบวนการโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์ ซึ่งค่าที่ใช้ในการเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่เปลี่ยนไปคือ กำลังไฟฟ้าที่ได้จากกังหันแก๊สและกังหันไอน้ำ กำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ผลิตได้ อัตราความร้อนไอน้ำและน้ำที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ และค่า PES โดยจะแสดงผลลัพธ์เปรียบเทียบเป็นกราฟหลังจากปรับค่าพารามิเตอร์ในวัฏจักรเบรย์ตันนั้นคือ อัตราส่วนความดัน ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ และประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊ส

ตารางที่ 5.1 แสดงผลลัพธ์แบบจำลองกรณีฐานที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตัน

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากศ	$C_{p,air@750K}$	kJ/kgK	1.088
อัตราส่วนค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ	$K_{air@750K}$	-	1.358
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์	$\eta_{isen,comp}$	%	85
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันแก๊ส	$\eta_{isen,GT}$	%	90
อุณหภูมิก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้าห้องเผาไหม้	T_2	K	623.151
อุณหภูมิก่อนเข้ากังหันแก๊ส	T_3	K	1,390.438
อุณหภูมิออกจากกังหันแก๊ส	T_4	K	788.596
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	Q_{fuel}	kW	96,292.576
งานที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
งานที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	654.559
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	34,742.862
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	36.081
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.54

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ 5.2 แสดงผลลัพธ์แบบจำลองกรณีฐานที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำ

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อัตราความจุความร้อนน้อยสุด	$m_wC_{p,w}$=C_{min}	kW/K	22.805
อัตราความจุความร้อนมากสุด	$m_gC_{p,g}$=C_{max}	kW/K	115.967
สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายในท่อ	h_i	W/m^2K	3,446.517
สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายนอกท่อ	h_o	W/m^2K	164.375
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	714.15
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.713
สัดส่วนของอัตราความจุความร้อน	C_r	-	0.197
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	1.434
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	32.694
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	11.218
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	752.175
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อัตราความจุความร้อนมากสุด	$m_wC_{p,w}$=C_{max}	kW/K	∞
อัตราความจุความร้อนน้อยสุด	$m_gC_{p,g}$=C_{min}	kW/K	115.967
สัมประสิทธิ์พาความร้อนเฉลี่ยภายในท่อ	$h_{i,\text{เฉลี่ย}@Evap,HP}$	W/m^2K	34,237.833
สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายนอกท่อ	h_o	W/m^2K	49.156
อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด	$q_{Evap@HP}$	kW	20,510.876
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	575.307
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.792
สัดส่วนของอัตราความจุความร้อน	C_r	-	1
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.572
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	182.259
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	130.77
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
อัตราความจุความร้อนมากสุด	$m_wC_{p,w}$=C_{max}	kW/K	∞

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

อัตราความจุความร้อนน้อยสุด	$m_gC_{p,g}=C_{min}$	kW/K	115.967
สัมประสิทธิ์พาความร้อนเฉลี่ยภายในท่อ	h_i	W/m^2K	8,649.818
สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายนอกท่อ	h_o	W/m^2K	44.989
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{Eco\#2(HP)}$	kW/K	96.289
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.722
สัดส่วนของอัตราความจุความร้อน	C_r	-	0.441
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.884
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	78.013
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	522.259
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	408.6
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อัตราความจุความร้อนมากสุด	$m_wC_{p,w}=C_{max}$	kW/K	51.119
อัตราความจุความร้อนน้อยสุด	$m_gC_{p,g}=C_{min}$	kW/K	115.967
สัมประสิทธิ์พาความร้อนเฉลี่ยภายในท่อ	h_i	W/m^2K	6,723.493
สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายนอกท่อ	h_o	W/m^2K	41.044
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{Eco\#1(HP)}$	kW/K	91.927
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.711
สัดส่วนของอัตราความจุความร้อน	C_r	-	0.441
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#1(HP)}$	-	1.798
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	405.403
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.159
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อัตราความจุความร้อนน้อยสุด	$m_wC_{p,w}=C_{min}$	kW/K	6.89
อัตราความจุความร้อนมากสุด	$m_gC_{p,g}=C_{max}$	kW/K	115.967
สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายในท่อ	h_i	W/m^2K	413.225
สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายนอกท่อ	h_o	W/m^2K	36.565
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	451.15
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.326
สัดส่วนของอัตราความจุความร้อน	C_r	-	0.059

ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.399
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	2.75
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	4.509
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	520.216
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อัตราความจุความร้อนมากสุด	$m_wC_{p,w}=C_{max}$	kW/K	∞
อัตราความจุความร้อนน้อยสุด	$m_gC_{p,g}=C_{min}$	kW/K	115.967
สัมประสิทธิ์พาความร้อนเฉลี่ยภายในท่อ	$h_{i,\text{เฉลี่ย}@Evap,LP}$	W/m^2K	25,517.264
สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายนอกท่อ	h_o	W/m^2K	43.428
อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด	$q_{Evap@LP}$	kW	7,850.912
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	452.517
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.654
สัดส่วนของอัตราความจุความร้อน	C_r	-	1
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.062
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	123.205
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	136.925
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
อัตราความจุความร้อนมากสุด	$m_wC_{p,w}=C_{max}$	kW/K	15.445
อัตราความจุความร้อนน้อยสุด	$m_gC_{p,g}=C_{min}$	kW/K	115.967
สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายในท่อ	h_i	W/m^2K	3,302.865
สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายนอกท่อ	h_o	W/m^2K	40.712
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{Subcool(LP)}$	kW/K	13.908
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.57
สัดส่วนของอัตราความจุความร้อน	C_r	-	0.133
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.901
ความยาว	$L_{Subcool}$	m	18.567
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	446.152
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	368.975
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

อัตราความจุความร้อนมากสุด	$m_w C_{p,w} = C_{max}$	kW/K	42.558
อัตราความจุความร้อนน้อยสุด	$m_g C_{p,g} = C_{min}$	kW/K	115.967
สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายในท่อ	h_i	W/m^2K	6,166.719
สัมประสิทธิ์พาความร้อนภายนอกท่อ	h_o	W/m^2K	39.653
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{Eco(LP)}$	kW/K	46.24
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.592
สัดส่วนของอัตราความจุความร้อน	C_r	-	0.367
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Eco(LP)}$	-	1.087
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	386.02
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.158
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	401.7

ตารางที่ 5.3 แสดงผลลัพธ์แบบจำลองกรณีฐานที่ได้จากวัฏจักรแรงคิน

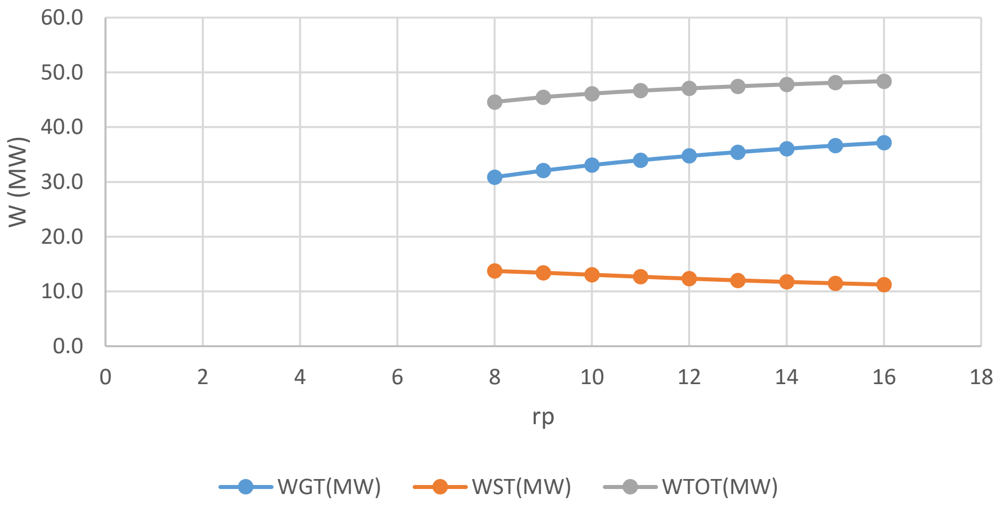
รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	°C	441
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.857
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,304
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	178
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.07
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,814
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5 = S_{15s}$	kJ/kg.K	6.857
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,951
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.914
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,173
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	$W_{s,st}$	kW	14,512.33
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	12,335.481
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,003.95
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.957

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,323.014
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.39
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	47,078.343
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,890.069
PES	PES	-	14.976

5.1 ผลลัพธ์ที่ได้จากการปรับอัตราส่วนความดัน (rp)

จากการปรับค่าอัตราส่วนความดัน(rp) ทำให้ค่าต่างๆภายในกระบวนการแบบจำลองโคเจนเนอเรชันเปลี่ยนไป โดยจะแสดงการเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงในกราฟรูปที่ 5.1,5.2 และ 5.3 โดยจะเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ อัตราความร้อนที่จะนำไปใช้ในกระบวนการอื่นๆ และค่า PES

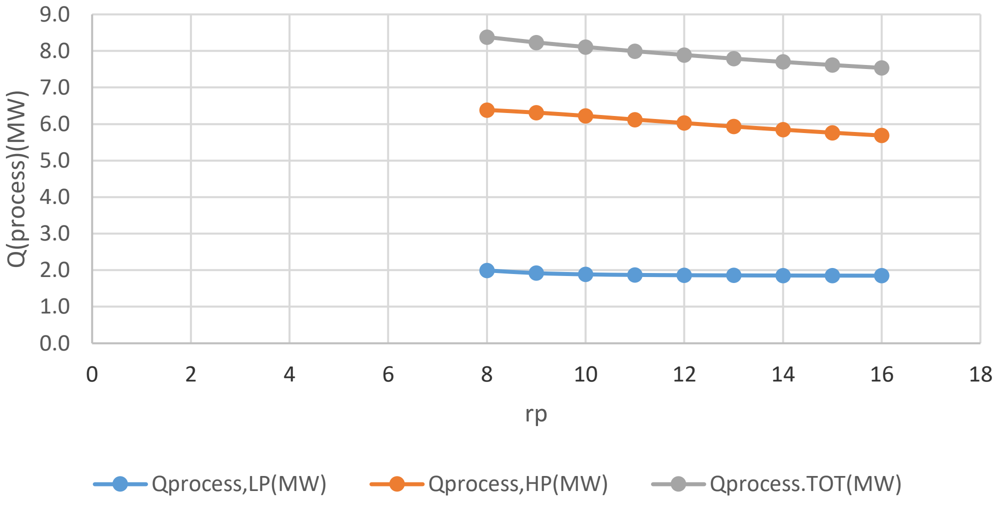


รูปที่ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้กับอัตราส่วนความดัน

จากกราฟรูปที่ 5.1 เมื่อเทียบจากค่าอัตราส่วนความดันกรณีฐานที่ 12 จะแสดงให้เห็นว่าถ้าปรับอัตราส่วนความดันน้อยลงจาก 11,10,9 และ 8 จะทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตจากกังหันแก๊สลดลง 2.25%,4.8%,7.73% และ 11.14% ตามลำดับ และกำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ผลิตได้ก็จะลดลง 0.91%,2.03%,3.41% และ 5.27% ตามลำดับ แต่จะทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำเพิ่มขึ้น 2.79%,5.43%,8.05% และ 10.13% ตามลำดับ ส่วนถ้าปรับอัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้นเป็น 13,14,15 และ 16 จะทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น 1.96%,3.66%,5.14% และ 6.45% ตามลำดับ และกำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ผลิตได้เพิ่มขึ้น 0.81%,1.51%,2.15% และ 2.71% ตามลำดับ แต่กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำจะลดลง 2.52%,4.83%,6.86% และ 8.78% ตามลำดับ

จากการปรับค่าอัตราส่วนความดันลดลง ทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สลดลง เนื่องจากอุณหภูมิภายในวัฏจักรเบรย์ตันก่อนเข้าห้องเผาไหม้และอุณหภูมิหลังออกจากห้องเผาไหม้ลดลง ส่วนอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้นจึงทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สลดลง ส่วนการที่อุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้นแล้วถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้ผลิตไอน้ำที่ความดันสูงและความดันต่ำสูงขึ้น ดังนั้นกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำสูงขึ้น แต่จากการที่กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สปกติจะผลิตไฟฟ้าออกมาเป็นปริมาณมากส่วนกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำมีปริมาณที่น้อยกว่า ดังนั้นการปรับค่าอัตราส่วนความดันลดลงทำให้กำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้ลดลงไปด้วย

จากการปรับค่าอัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้น ทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้นเนื่องจากอุณหภูมิภายในวัฏจักรเบรย์ตันก่อนเข้าห้องเผาไหม้และอุณหภูมิหลังออกจากห้องเผาไหม้เพิ่มขึ้น ส่วนอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สลดลงจึงทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น ส่วนการที่อุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สเพิ่มลดลงแล้วถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้ผลิตไอน้ำที่ความดันสูงและความดันต่ำลดลง ดังนั้นกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำลดลง แต่จากการที่กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สปกติจะผลิตไฟฟ้าออกมาเป็นปริมาณมากส่วนกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำมีปริมาณที่น้อยกว่า ดังนั้นการปรับค่าอัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้นทำให้กำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นไปด้วย



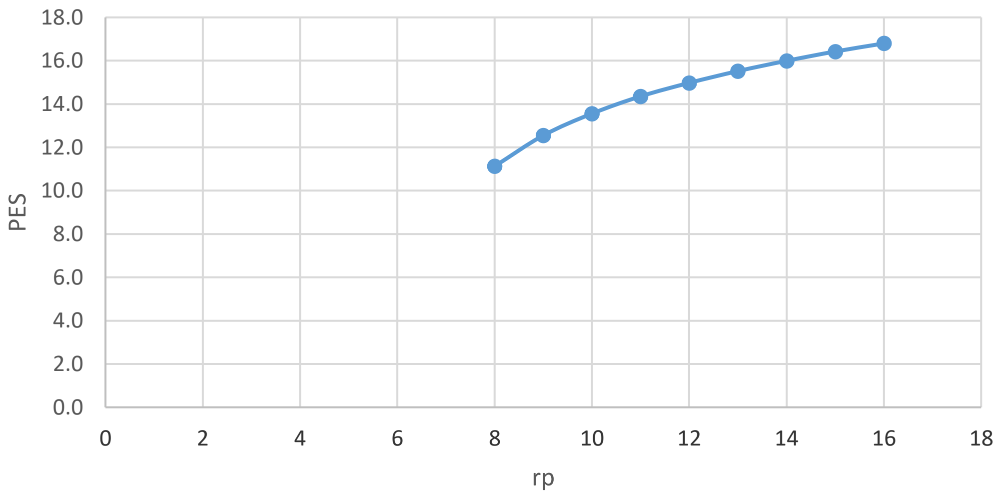
รูปที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้กับอัตราส่วนความดัน

จากกราฟรูปที่ 5.2 เมื่อเทียบจากค่าอัตราส่วนความดันกรณีฐานที่ 12 จะแสดงให้เห็นว่าถ้าปรับอัตราส่วนความดันน้อยลงจาก 11,10,9 และ 8 จะทำให้อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันต่ำเพิ่มขึ้น 0.41%,1.23%,2.93% และ 6.55% ตามลำดับ อัตราความร้อนไอน้ำที่

ผลิตได้จากความดันสูงเพิ่มขึ้น 1.55%,3.14%,4.53% และ 5.61% ตามลำดับ และอัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้ทั้งหมดเพิ่มขึ้น 1.29%,2.7%,4.15% และ 5.83% ตามลำดับ ส่วนถ้าปรับอัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้นเป็น 13,14,15 และ 16 จะทำให้อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันต่ำลดลง 0.28%,0.45%,0.59% และ 0.69% ตามลำดับ อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันสูงลดลง 1.59%,3.02%,4.39% และ 5.67% ตามลำดับ และอัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้ทั้งหมดลดลง 1.28%,2.41%,3.5% และ 4.5% ตามลำดับ

จากการปรับค่าอัตราส่วนความดันลดลง ทำให้อัตราความร้อนที่ผลิตได้จากความดันต่ำและความดันสูงเพิ่มขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น แล้วถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้อุณหภูมิการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำเพิ่มขึ้นจากเดิมทั้งความดันสูงและความดันต่ำ ดังนั้นการปรับค่าอัตราส่วนความดันลดลงทำให้อัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นไปด้วย

จากการปรับค่าอัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้น ทำให้อัตราความร้อนที่ผลิตได้จากความดันต่ำและความดันสูงลดลง เนื่องจากอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สลดลง แล้วถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้อุณหภูมิการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำลดลงจากเดิมทั้งความดันสูงและความดันต่ำ ดังนั้นการปรับค่าอัตราส่วนความดันลดลงทำให้อัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้ลดลงไปด้วย



รูปที่ 5.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า PES กับอัตราส่วนความดัน

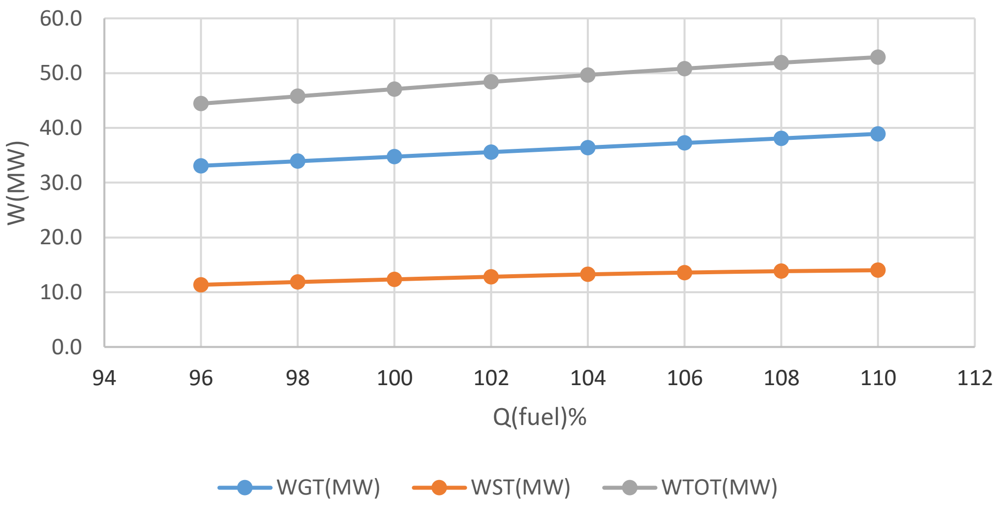
จากกราฟรูปที่ 5.3 เมื่อเทียบจากค่าอัตราส่วนความดันกรณีฐานที่ 12 จะแสดงให้เห็นว่า ถ้าปรับอัตราส่วนความดันน้อยลงจาก 11,10,9 และ 8 จะทำให้ PES ลดลง 4.15%,9.47%,16.2% และ 25.09% ตามลำดับ ส่วนถ้าปรับอัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้นเป็น 13,14,15 และ 16 จะทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้น 3.5%,6.36%,8.82% และ 10.83% ตามลำดับ

จากการปรับค่าอัตราส่วนความดันลดลงทำให้ค่า PES ลดลง เนื่องจากกำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้ลดลงและอัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้น ซึ่งกำลังไฟฟ้ารวมปกติมีปริมาณมากกว่าปริมาณอัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้ ผลจากการที่ปรับค่าอัตราส่วนความดันลดลงและทำให้กำลังไฟฟ้ารวมนั้นลดลงนั้นมีอิทธิผลต่อผล PES ที่ลดลงต่อให้อัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้น

จากการปรับค่าอัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้นทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้นเนื่องจากกำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นและอัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้ลดลง ซึ่งกำลังไฟฟ้ารวมปกติมีปริมาณมากกว่าปริมาณอัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้ ผลจากการที่ปรับค่าอัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้นและทำให้กำลังไฟฟ้ารวมนั้นเพิ่มขึ้นนั้นมีอิทธิผลต่อผล PES ที่เพิ่มขึ้นต่อให้อัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้ลดลง

5.2 ผลลัพธ์ที่ได้จากการปรับอัตราความร้อนของเชื้อเพลิง

จากการปรับค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงโดยจะปรับค่าเทียบเป็นเปอร์เซ็นต์ ทำให้ค่าต่างๆในกระบวนการระบบโคเจนเนอเรชั่นเปลี่ยนไป โดยจะแสดงการเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงในกราฟรูปที่ 5.4,5.5 และ 5.6 โดยจะเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ อัตราความร้อนที่จะนำไปใช้ในกระบวนการอื่นๆ และค่า PES

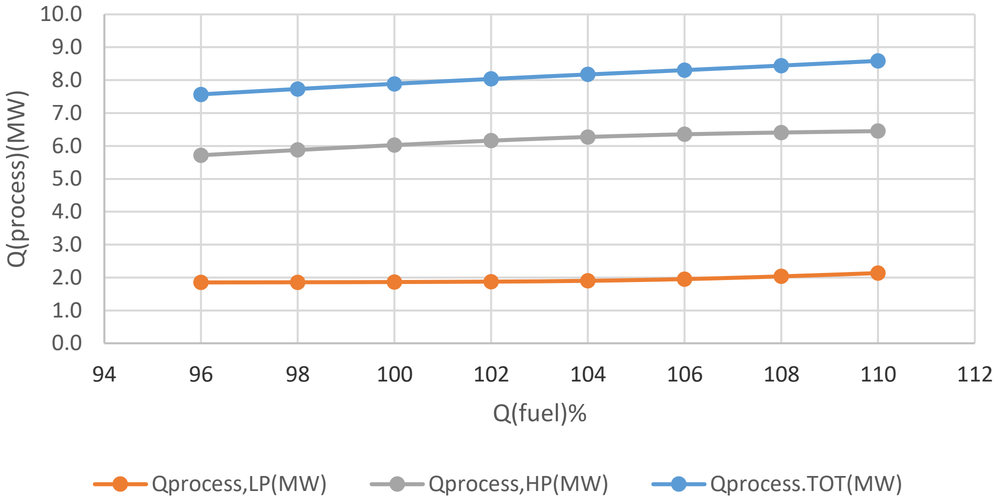


รูปที่ 5.4 แสดงความสัมพันธ์อัตราความร้อนของเชื้อเพลิงกับกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้

จากกราฟรูปที่ 5.4 เมื่อเทียบจากค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงในกรณีฐานที่ 100% จะแสดงให้เห็นว่าถ้าปรับอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงน้อยลง 98% และ 96% จะทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตจากกังหันแก๊สลดลง 2.4% และ 4.8% ตามลำดับ กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำลดลง 3.91% และ 8.00% ตามลำดับ และทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ทั้งหมดลดลง 2.8% และ 5.64% ตามลำดับ ส่วนถ้าปรับอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น 102%,104%,106%,108% และ 110% จะทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น 2.34%,4.58%,6.71%,8.76% และ 10.71% ตามลำดับ กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำจะเพิ่มขึ้น 3.73%,6.91%,9.14%,10.79% และ 11.94% ตามลำดับ และกำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ผลิตได้เพิ่มขึ้น 2.71%,5.2%,7.36%,9.3% และ 11.04% ตามลำดับ

จากการปรับค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงน้อยลง ทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สลดลง เนื่องจากอุณหภูมิหลังออกจากห้องเผาไหม้เลดลงและอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สลดลง อุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สลดลงถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้ผลิตไอน้ำที่ความดันสูงและความดันต่ำลดลง ดังนั้นกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำลดลง แต่จากการที่กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สปกติจะผลิตไฟฟ้าออกมาเป็นปริมาณมาก ส่วนกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากังหันไอน้ำมีปริมาณที่น้อยกว่า ดังนั้นการปรับอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงน้อยลงทำให้กำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้ลดลงไปด้วย

จากการปรับค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น ทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิหลังออกจากห้องเผาไหม้และอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น อุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้นถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้ผลิตไอน้ำที่ความดันสูงและความดันต่ำเพิ่มขึ้น ดังนั้นกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำเพิ่มขึ้น แต่จากการที่กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สปกติจะผลิตไฟฟ้าออกมาเป็นปริมาณมากส่วนกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากังหันไอน้ำมีปริมาณที่น้อยกว่า ดังนั้นการปรับอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นทำให้กำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นไปด้วย

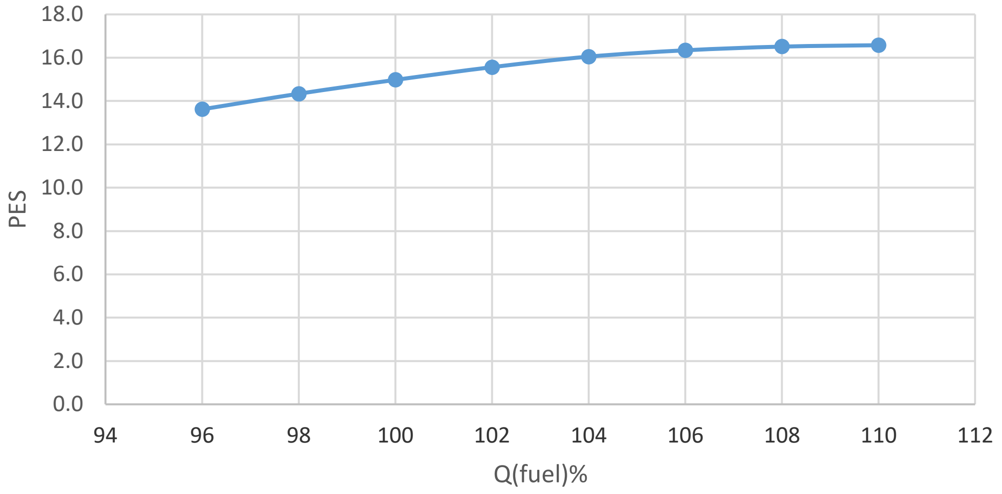


รูปที่ 5.5 แสดงความสัมพันธ์อัตราความร้อนของเชื้อเพลิงกับอัตราความร้อนที่ผลิตได้

จากกราฟรูปที่ 5.5 เมื่อเทียบจากค่าค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงในกรณีฐานที่ 100% จะแสดงให้เห็นว่าถ้าปรับอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงน้อยลง 98% และ 96% จะทำให้อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันต่ำลดลง 0.42% และ 0.66% ตามลำดับ อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันสูงลดลง 2.5% และ 5.13% ตามลำดับ และอัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้ทั้งหมดลดลง 2.01% และ 4.07% ตามลำดับ ส่วนถ้าปรับอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น 102%,104%,106%,108% และ 110% จะทำให้อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันต่ำเพิ่มขึ้น 0.65%,1.94%,4.53%,8.42% และ 12.74% ตามลำดับ อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันสูงเพิ่มขึ้น 2.18%,3.92%,5.15%,5.96% และ 6.57% ตามลำดับ และอัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้ทั้งหมดเพิ่มขึ้น 1.82%,3.46%,5%,6.55% และ 8.1% ตามลำดับ

จากการปรับค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงน้อยลง ทำให้อัตราความร้อนที่ผลิตได้จากความดันต่ำและความดันสูงลดลง เนื่องจากอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สลดลง แล้วถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้อุณหภูมิการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำลดลงจากเดิมทั้งที่ความดันสูงและความดันต่ำ ดังนั้นการปรับค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงลดลงทำให้อัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้ลดลงไปด้วย

จากการปรับค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น ทำให้อัตราความร้อนที่ผลิตได้จากความดันต่ำและความดันสูงเพิ่มขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น แล้วถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้อุณหภูมิการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำเพิ่มขึ้นจากเดิมทั้งที่ความดันสูงและความดันต่ำ ดังนั้นการปรับค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นทำให้อัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นไปด้วย



รูปที่ 5.6 แสดงความสัมพันธ์อัตราความร้อนของเชื้อเพลิงกับ PES

จากกราฟรูปที่ 5.6 เมื่อเทียบจากค่าค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงในกรณีฐานที่ 100% จะแสดงให้เห็นว่า ถ้าปรับอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงน้อยลง 98% และ 96% จะทำให้ PES ลดลง 4.27% และ 9.07% ตามลำดับ ส่วนถ้าปรับอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น 102%,104%,106%,108% และ 110% จะทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้น 3.77%,6.69%,8.35%,9.3% และ 9.66% ตามลำดับ

จากการปรับค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงน้อยลง ทำให้ค่า PES ลดลงเนื่องจากกำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้ลดลงและอัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้ลดลง ซึ่งกำลังไฟฟ้ารวมปกติมีปริมาณมากกว่าปริมาณอัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้ ผลจากการที่ปรับค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงน้อยลงและทำให้กำลังไฟฟ้ารวมนั้นลดลงนั้นมีอิทธิผลต่อผล PES ที่ลดลงต่อให้อัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นก็ตาม

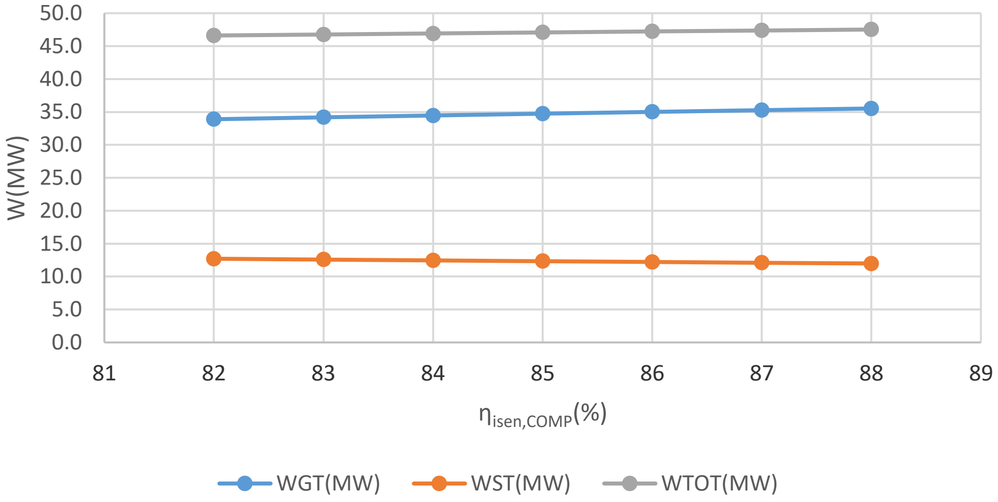
Chulalongkorn University

จากการปรับค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น ทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้นเนื่องจากกำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นและอัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้น ซึ่งกำลังไฟฟ้ารวมปกติมีปริมาณมากกว่าปริมาณอัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้ ผลจากการที่ปรับค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นและทำให้กำลังไฟฟ้ารวมนั้นเพิ่มขึ้น นั้นมีอิทธิผลต่อผล PES ที่เพิ่มขึ้นต่อให้อัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้ลดลงก็ตาม

5.3 ผลลัพธ์ที่ได้จากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์

จากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์กรณีฐาน ทำให้ค่าต่างๆ ภายในกระบวนการระบบโคเจนเนอเรชั่นเปลี่ยนไป โดยจะแสดงการเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลง

ในกราฟรูปที่ 5.7,5.8 และ 5.9 โดยจะเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ อัตราความร้อนที่จะนำไปใช้ในกระบวนการอื่นๆ และค่า PES

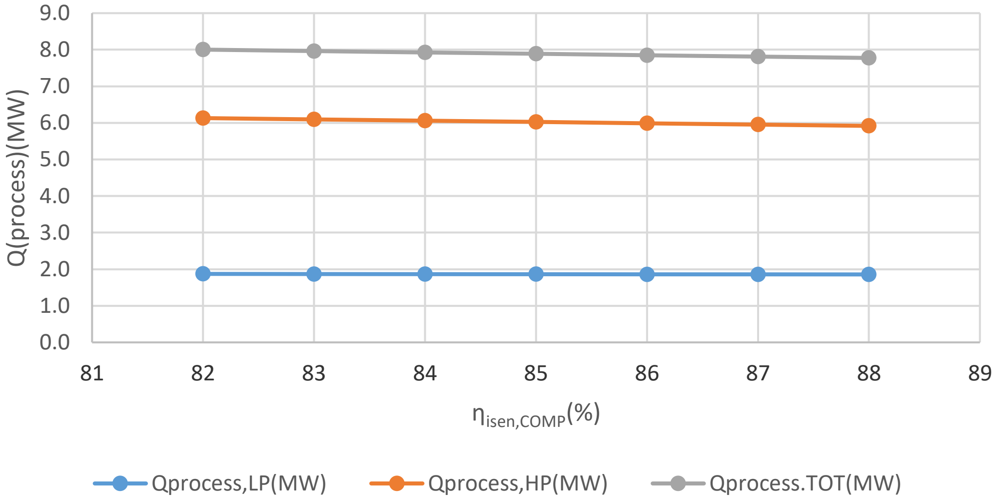


รูปที่ 5.7 แสดงความสัมพันธ์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์กับกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้

จากกราฟรูปที่ 5.7 เมื่อเทียบประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์กรณีฐานที่ 85% จะแสดงให้เห็นว่าถ้าปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ลดลง 84%,83% และ 82% จะทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตจากกังหันแก๊สลดลง 0.79%,1.6% และ 2.44% ตามลำดับ กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำเพิ่มขึ้น 0.98%,1.94% และ 3.0% ตามลำดับ และทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ทั้งหมดลดลง 0.33%,0.66% และ 0.99% ตามลำดับ ส่วนถ้าปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น 86%,87% และ 88% จะทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น 0.77%,1.51% และ 2.22% ตามลำดับ กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำจะลดลง 0.91%,1.95% และ 2.78% ตามลำดับ และกำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ผลิตได้เพิ่มขึ้น 0.33%,0.62% และ 0.94% ตามลำดับ

จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ลดลง ทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สลดลง เนื่องจากงานที่เกิดขึ้นที่คอมเพรสเซอร์เพิ่มมากกว่างานที่เกิดขึ้นที่กังหันแก๊ส จึงทำให้ได้กำลังไฟฟ้าที่กังหันแก๊สน้อยลง ส่วนอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้นถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้ผลิตอุณหภูมิไอน้ำที่ความดันสูงและความดันต่ำเพิ่มขึ้น ดังนั้นกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำเพิ่มขึ้น แต่จากการที่กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สปกติจะผลิตไฟฟ้าออกมาเป็นปริมาณมากส่วนกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำมีปริมาณที่น้อยกว่า ดังนั้นการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ลดลง ทำให้กำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้ลดลงไปด้วย

จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น ทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น เนื่องจากงานที่เกิดขึ้นที่คอมเพรสเซอร์ลดลงมากกว่างานที่เกิดขึ้นที่กังหันแก๊สจึงทำให้ได้กำลังไฟฟ้าที่กังหันแก๊สเพิ่มขึ้น ส่วนอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สลดลงถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้ผลิตอุณหภูมิไอน้ำที่ความดันสูงและความดันต่ำลดลง ดังนั้นกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำลดลง แต่จากการที่กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สปกติจะผลิตไฟฟ้าออกมาเป็นปริมาณมากส่วนกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากังหันไอน้ำมีปริมาณที่น้อยกว่า ดังนั้นการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น ทำให้กำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นไปด้วย

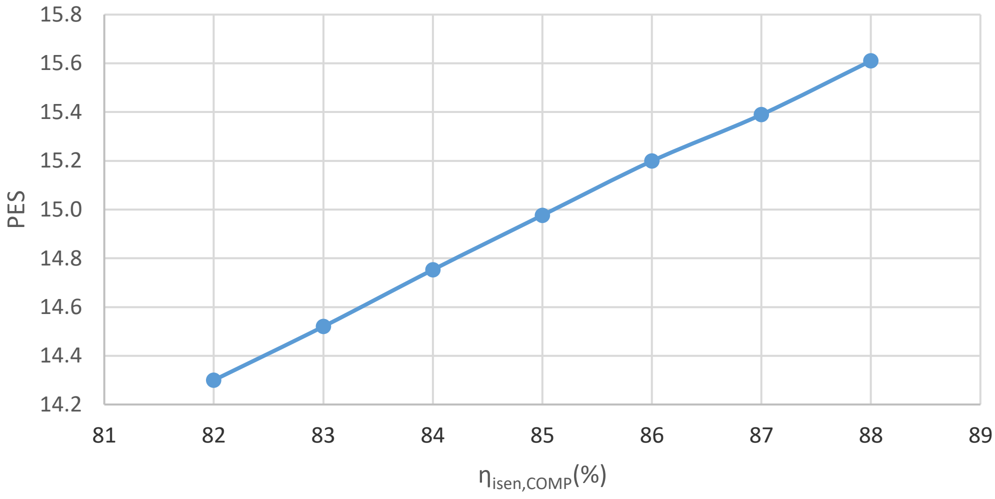


รูปที่ 5.8 แสดงความสัมพันธ์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์กับอัตราความร้อนที่ผลิตได้

จากกราฟรูปที่ 5.8 เมื่อเทียบประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์กรณีฐานที่ 85% จะแสดงให้เห็นว่าถ้าปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ลดลง 84%,83% และ 82% จะทำให้อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันต่ำเพิ่มขึ้น 0.1%,0.28% และ 0.48% ตามลำดับ อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันสูงเพิ่มขึ้น 0.55%,1.12% และ 1.69% ตามลำดับ และอัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้ทั้งหมดเพิ่มขึ้น 0.44%,0.92% และ 1.41% ตามลำดับ ส่วนถ้าปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น 86%,87% และ 88% จะทำให้อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันต่ำลดลง 0.14%,0.21% และ 0.31% ตามลำดับ อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันสูงลดลง 0.64%,1.23% และ 1.81% ตามลำดับ และอัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้ทั้งหมดลดลง 0.52%,0.99% และ 1.45% ตามลำดับ

จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ลดลง อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันต่ำและความดันสูงเพิ่มขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้นแล้วถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้อุณหภูมิการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำเพิ่มขึ้นจากเดิมทั้งที่ความดันสูงและความดันต่ำ ดังนั้นการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ลดลง ทำให้อัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นไปด้วย

จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันต่ำและความดันสูงลดลง เนื่องจากอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สลดลง แล้วถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้อุณหภูมิการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำลดลงจากเดิมทั้งที่ความดันสูงและความดันต่ำ ดังนั้นการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น ทำให้อัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้ลดลงไปด้วย



รูปที่ 5.9 แสดงความสัมพันธ์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์กับ PES

จากกราฟรูปที่ 5.9 เมื่อเทียบประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์กรณีฐานที่ 85% จะแสดงให้เห็นว่าถ้าปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ลดลง 84%,83% และ 82% จะทำให้ค่า PES ลดลง 1.49%,3.05% และ 4.52% ตามลำดับ ส่วนถ้าปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น 86%,87% และ 88% จะทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้น 1.46%,2.68% และ 4.06% ตามลำดับ

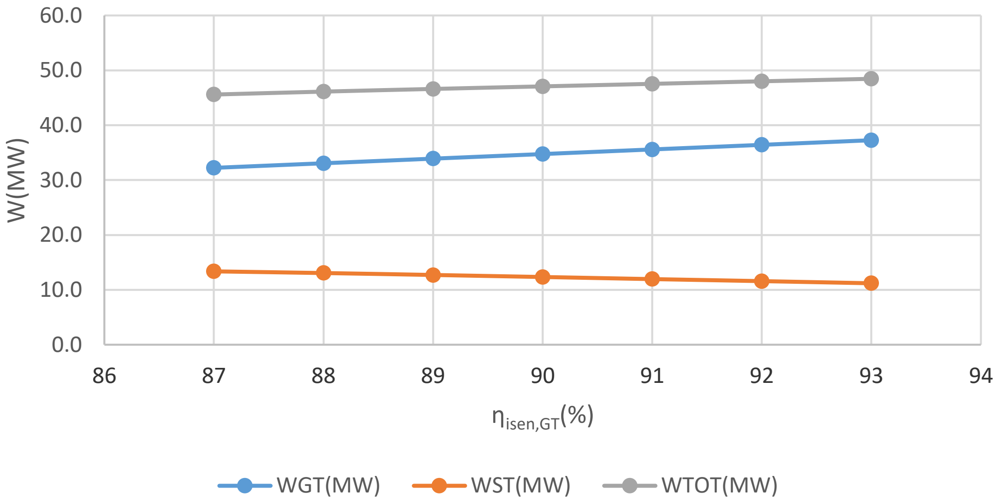
จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ลดลง ทำให้ค่า PES ลดลง เนื่องจากกำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้ลดลงและอัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้น ซึ่งกำลังไฟฟ้ารวมปกติมีปริมาณมากกว่าปริมาณอัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้ ผลจากการที่ปรับค่า

ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ลดลงและทำให้กำลังไฟฟ้ารวมนั้นลดง นั้นมีอิทธิผลต่อผล PES ที่ลดลง ต่อให้อัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นก็ตาม

จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น ทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้นเนื่องจากกำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นและอัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้ลดลง ซึ่งกำลังไฟฟ้ารวมปกติมีปริมาณมากกว่าปริมาณอัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้ ผลจากการที่ปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้นและทำให้กำลังไฟฟ้ารวมนั้นเพิ่มขึ้น นั้นมีอิทธิผลต่อผล PES ที่เพิ่มขึ้น ต่อให้อัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้ลดลงก็ตาม

5.4 ผลลัพธ์ที่ได้จากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊ส

จากการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สกรณีฐาน ทำให้ค่าต่างๆภายในกระบวนการระบบโคเจนเนอเรชั่นเปลี่ยนไป โดยจะแสดงการเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงในกราฟรูปที่ 5.10,5.11 และ 5.12 โดยจะเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ อัตราความร้อนที่จะนำไปใช้ในกระบวนการอื่นๆ และค่า PES



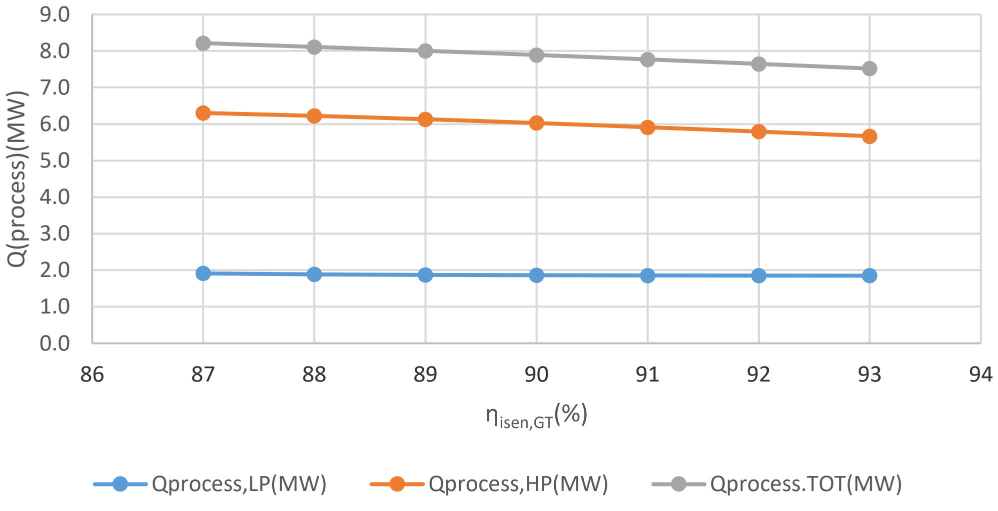
รูปที่ 5.10 แสดงความสัมพันธ์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สกับกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้

จากกราฟรูปที่ 5.10 เมื่อเทียบประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สกรณีฐานที่ 90% จะแสดงให้เห็นว่าถ้าปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สลดลง 89%,88% และ 87% จะทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตจากกังหันแก๊สลดลง 2.42%,4.83% และ 7.25% ตามลำดับ กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำเพิ่มขึ้น 2.92%,5.53% และ 7.69% ตามลำดับ และทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ทั้งหมดลดลง 0.99%,2.03% และ 3.17% ตามลำดับ ส่วนถ้าปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น 91%,92% และ 93%จะทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น 2.36%,4.61% และ 6.76% ตามลำดับ กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำจะลดลง

3.08%,6.11% และ 9.25% ตามลำดับ และกำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ผลิตได้เพิ่มขึ้น 0.97%,1.93% และ 2.84% ตามลำดับ

จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สลดลง ทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สลดลง เนื่องจากงานที่เกิดขึ้นที่กังหันแก๊สลดลงจึงทำให้ได้กำลังไฟฟ้าน้อยลง ส่วนอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สที่เพิ่มขึ้นถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้ผลิตอุณหภูมิไอน้ำที่ความดันสูงและความดันต่ำเพิ่มขึ้น ดังนั้นกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำเพิ่มขึ้น แต่จากการที่กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สปกติจะผลิตไฟฟ้าออกมาเป็นปริมาณมาก ส่วนกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากังหันไอน้ำมีปริมาณที่น้อยกว่า ดังนั้นการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สลดลง ทำให้กำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้ลดลงไปด้วย

จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น ทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น เนื่องจากงานที่เกิดขึ้นที่กังหันแก๊สเพิ่มขึ้นจึงทำให้ได้กำลังไฟฟ้าเพิ่มขึ้น ส่วนอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สลดลงจะถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้ผลิตอุณหภูมิไอน้ำที่ความดันสูงและความดันต่ำลดลง ดังนั้นกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำลดลง แต่จากการที่กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สปกติจะผลิตไฟฟ้าออกมาเป็นปริมาณมากส่วนกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากังหันไอน้ำมีปริมาณที่น้อยกว่า ดังนั้นการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น ทำให้กำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นไปด้วย



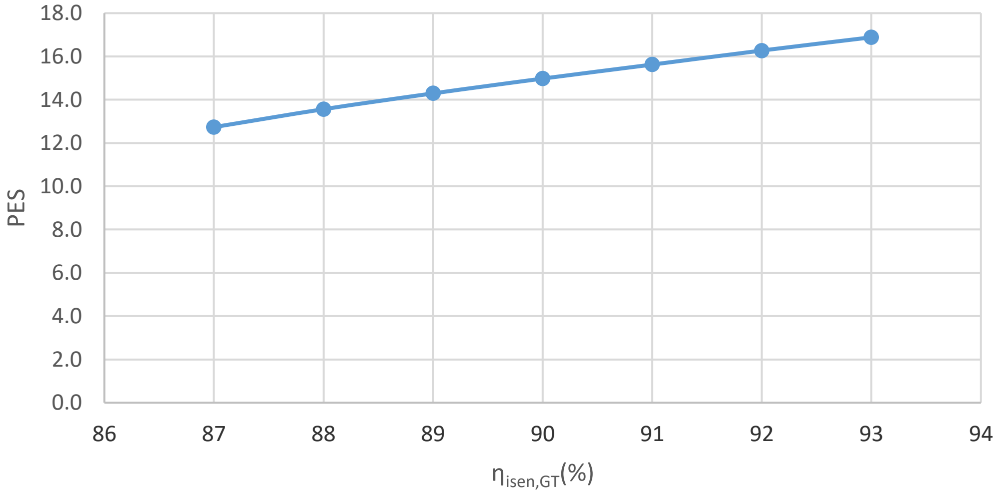
รูปที่ 5.11 แสดงความสัมพันธ์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สกับอัตราความร้อนที่ผลิตได้

จากกราฟรูปที่ 5.11 เมื่อเทียบประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สกรณีฐานที่ 90% จะแสดงให้เห็นว่าถ้าปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สลดลง 89%,88% และ 87% จะทำให้อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันต่ำเพิ่มขึ้น 0.45%,1.23% และ 2.57% ตามลำดับ

อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันสูงเพิ่มขึ้น 1.69%,3.15% และ 4.35% ตามลำดับ และอัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้ทั้งหมดเพิ่มขึ้น 1.4%,2.7% และ 3.94% ตามลำดับ ส่วนถ้าปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น 91%,92% และ 93% จะทำให้อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันต่ำลดลง 0.31%,0.55% และ 0.73% ตามลำดับ อัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้จากความดันสูงลดลง 1.92%,3.89% และ 5.97% ตามลำดับ และอัตราความร้อนไอน้ำที่ผลิตได้ทั้งหมดลดลง 1.54%,3.1% และ 4.73% ตามลำดับ

จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สลดลง ทำให้อัตราความร้อนที่ผลิตได้จากความดันต่ำและความดันสูงเพิ่มขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น แล้วถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้อุณหภูมิการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำเพิ่มขึ้นจากเดิมทั้งที่ความดันสูงและความดันต่ำส่งผลให้อัตราความร้อนที่ผลิตได้ทั้งคู่เพิ่มขึ้น ดังนั้นการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สลดลง ทำให้อัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นไปด้วย

จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้นอัตราความร้อนที่ผลิตได้จากความดันต่ำและความดันสูงลดลง เนื่องจากอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สลดลง แล้วถูกนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อผลิตไอน้ำ ทำให้อุณหภูมิการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำลดลงจากเดิมทั้งที่ความดันสูงและความดันต่ำส่งผลให้อัตราความร้อนที่ผลิตได้ทั้งคู่ลดลง ดังนั้นการประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น ทำให้อัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้ลดลงไปด้วย



รูปที่ 5.12 แสดงความสัมพันธ์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สกับ PES

จากกราฟรูปที่ 5.12 เมื่อเทียบประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สกรณีฐานที่ 90% จะแสดงให้เห็นว่าถ้าปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สลดลง 89%,88% และ 87% จะทำให้ค่า PES ลดลง 4.56%,9.45% และ 14.97% ตามลำดับ ส่วนถ้าปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น 91%,92% และ 93% จะทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้น 4.15%,7.97% และ 11.30% ตามลำดับ

จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สลดลง ทำให้ค่า PES ลดลง เนื่องจากกำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้ลดลงและอัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้น ซึ่งกำลังไฟฟ้ารวมปกติมีปริมาณมากกว่าปริมาณอัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้ ผลจากการที่ปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สลดลงและทำให้กำลังไฟฟ้ารวมนั้นลดลง นั้นมีอิทธิผลต่อผล PES ที่ลดลง ต่อให้อัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นก็ตาม

จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น ทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้น เนื่องจากกำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นและอัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้ลดลง ซึ่งกำลังไฟฟ้ารวมปกติมีปริมาณมากกว่าปริมาณอัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้ ผลจากการที่ปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้นและทำให้กำลังไฟฟ้ารวมนั้นเพิ่มขึ้น นั้นมีอิทธิผลต่อผล PES ที่เพิ่มขึ้น ต่อให้อัตราความร้อนไอน้ำรวมที่ผลิตได้ลดลงก็ตาม

5.5 ผลลัพธ์ที่ได้จากการเปรียบเทียบพารามิเตอร์แต่ละตัวกับค่า PES

จากผลลัพธ์ที่กล่าวมาในหัวข้อที่ 5.1 ถึง 5.4 จะแสดงถึงผลลัพธ์ที่ได้จากการปรับค่าพารามิเตอร์ทั้ง 4 ตัว นั้นคือ อัตราส่วนความดัน อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ และประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊ส ซึ่งจากการที่ปรับค่าเหล่านี้จะทำให้ได้ผลลัพธ์ที่แตกต่างไปจากแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันกรณีฐาน ต่อไปจะเปรียบเทียบพารามิเตอร์ที่ใช้แต่ละตัวกับค่า PES เพื่อศึกษาว่าพารามิเตอร์ตัวไหนสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันได้ดีกว่ากัน

จากการปรับค่าอัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้นแสดงให้เห็นว่าค่า PES ของแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันเพิ่มขึ้นแต่ถ้าปรับอัตราส่วนความดันลดลงจะทำให้ค่า PES ของแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันลดลง ซึ่งจากผลลัพธ์ที่กล่าวมาจะคำนวณหาเปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นและลดลงของค่าอัตราส่วนความดันจากแบบจำลองกรณีฐานเพื่อศึกษาว่าค่า PES ลดลงและเพิ่มขึ้นเป็นเปอร์เซ็นต์เท่าไร ซึ่งจากการคำนวณปรากฏว่าถ้าเราเพิ่มค่าอัตราส่วนความดันจาก 12 เป็น 16 คิดเป็นเปอร์เซ็นต์คืออัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้น 33% จะทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้นเป็น 1.82% แต่ถ้าลด

อัตราส่วนความดันจาก 12 เป็น 8 คิดเป็นเปอร์เซ็นต์คืออัตราส่วนความดันจะลดลง 33% จะทำให้ค่า PES ลดลงเป็น 3.848%

จากการปรับค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นแสดงให้เห็นว่าค่า PES ของแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันเพิ่มขึ้นแต่ถ้าปรับค่าอัตราส่วนความร้อนของเชื้อเพลิงลดลงจะทำให้ค่า PES ของแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันลดลง ซึ่งจากผลลัพธ์ที่กล่าวถ้าเราเพิ่มค่าอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงจาก 100% เป็น 110% คิดเป็นเปอร์เซ็นต์คืออัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้น 10% จะทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้นเป็น 1.6% แต่ถ้าลดอัตราส่วนความดันจาก 100% เป็น 96% คิดเป็นเปอร์เซ็นต์คืออัตราส่วนความดันจะลดลง 4% จะทำให้ค่า PES ลดลงเป็น 1.36%

จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้นแสดงให้เห็นว่าค่า PES ของแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันเพิ่มขึ้นแต่ถ้าปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ลดลงจะทำให้ค่า PES ของแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันลดลง ซึ่งจากผลลัพธ์ที่กล่าวมาจะคำนวณหาเปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นและลดลงของค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์จากแบบจำลองกรณีฐานเพื่อศึกษาว่าค่า PES ลดลงและเพิ่มขึ้นเป็นเปอร์เซ็นต์เท่าไร ซึ่งจากการคำนวณปรากฏว่าถ้าเราเพิ่มค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์จาก 85% เป็น 88% คิดเป็นเปอร์เซ็นต์คือประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น 3.53% จะทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้นเป็น 0.634% แต่ถ้าลดประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์จาก 85% เป็น 82% คิดเป็นเปอร์เซ็นต์คืออัตราส่วนความดันจะลดลง 3.53% จะทำให้ค่า PES ลดลงเป็น 0.677%

จากการปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้นแสดงให้เห็นว่าค่า PES ของแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันเพิ่มขึ้นแต่ถ้าปรับค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สลดลงจะทำให้ค่า PES ของแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันลดลง ซึ่งจากผลลัพธ์ที่กล่าวมาจะคำนวณหาเปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นและลดลงของค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สจากแบบจำลองกรณีฐานเพื่อศึกษาว่าค่า PES ลดลงและเพิ่มขึ้นเป็นเปอร์เซ็นต์เท่าไร ซึ่งจากการคำนวณปรากฏว่าถ้าเราเพิ่มค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สจาก 90% เป็น 93% คิดเป็นเปอร์เซ็นต์คือประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น 3.33% จะทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้นเป็น 1.908% แต่ถ้าลดประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สจาก 90% เป็น 87% คิดเป็นเปอร์เซ็นต์คืออัตราส่วนความดันจะลดลง 3.33% จะทำให้ค่า PES ลดลงเป็น 2.242%

จากผลการเปรียบเทียบพารามิเตอร์ทั้ง 4 ตัวเมื่อเทียบกับค่า PES จะเห็นว่าค่าพารามิเตอร์ที่ปรับเพิ่มขึ้นและลดลงเมื่อเทียบเป็นเปอร์เซ็นต์แล้วจะได้เปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นและลดลงไม่

เท่ากันทำให้เปรียบผลของ PES ได้ยาก จึงทำการเปรียบเทียบค่าพารามิเตอร์ทั้ง 4 ตัวเป็นร้อยละ 1 เมื่อเทียบกับผลลัพธ์ PES ที่เพิ่มขึ้นและลดลงจากแบบจำลองกรณีฐาน โดยจะแสดงค่าพารามิเตอร์ทั้ง 4 ที่ปรับเพิ่มขึ้นเป็นร้อยละ 1 นั้นทำให้ได้ค่า PES เพิ่มขึ้นเป็นจำนวนเท่าใด โดยจะแสดงผลในตารางที่ 5.4 เพื่อเปรียบเทียบผลที่ได้

ตารางที่ 5.4 แสดงผลเปรียบเทียบพารามิเตอร์แต่ละตัวที่เพิ่มขึ้นร้อยละ 1 กับค่า PES ที่เพิ่มขึ้น

พารามิเตอร์	ผล PES ที่เพิ่มขึ้น(%)
อัตราส่วนความดัน	0.055
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	0.16
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์	0.18
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊ส	0.572

จากผลลัพธ์ที่ได้แสดงให้เห็นว่าการปรับประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้นทำให้ได้ค่า PES เพิ่มขึ้นมากที่สุดคือ 0.572% เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มงานที่เกิดขึ้นที่กังหันแก๊สโดยตรงซึ่งผลลัพธ์อื่นๆก่อนเข้ากังหันแก๊สคงที่ จึงทำให้กำลังไฟฟ้าจากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สมีปริมาณมากทำให้กำลังไฟฟ้ารวมเพิ่มขึ้นซึ่งจะมีผลกับค่า PES จึงทำให้การปรับเพิ่มประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สทำให้ค่า PES เพิ่มมากที่สุดเมื่อเทียบกับพารามิเตอร์ตัวอื่นๆ ส่วนการปรับอัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้นทำให้การเพิ่มขึ้นของค่า PES น้อยที่สุดคือ 0.055% เนื่องจากงานที่เกิดขึ้นที่กังหันแก๊สและคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้นทั้งคู่แต่งานที่เกิดขึ้นที่กังหันแก๊สเพิ่มมากกว่าจึงทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตจากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น ซึ่งงานที่เพิ่มขึ้นจากคอมเพรสเซอร์จึงทำให้การปรับเพิ่มอัตราส่วนความดันมีผลน้อยเมื่อเทียบกับพารามิเตอร์อื่นๆ

Chulalongkorn University

บทที่ 6
สรุปผลลัพธ์จากงานวิจัยและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลจากงานวิจัย

จากการศึกษาและออกแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์ ผลจากการปรับค่าพารามิเตอร์ในวัฏจักรเบรย์ตันโดยค่าที่ปรับได้แก่ อัตราส่วนความดัน อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ และประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊ส ซึ่งจากการปรับพารามิเตอร์เพิ่มขึ้นหรือลดลงเหล่านี้ ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงในกระบวนต่างๆในแบบจำลองโคเจนเนอเรชั่นนี้ เริ่มจากวัฏจักรเบรย์ตันจะเกิดการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิแต่ละกระบวนการซึ่งมีผลต่อการเพิ่มขึ้นหรือลดลงของงกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊ส ผลจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ออกจากกังหันแก๊สที่จะนำไปใช้ต่อในการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำ ทำให้ไอน้ำที่ได้ทั้งความดันสูงและความดันต่ำเกิดการเปลี่ยนแปลง ส่งผลให้อัตราความร้อนที่ผลิตได้และกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำเกิดการเปลี่ยนแปลงด้วยเช่นกัน โดยการเปลี่ยนแปลงของกำลังไฟฟ้ารวมและอัตราความร้อนที่ผลิตได้จะส่งผลกับค่า PES

ผลจากการปรับค่าพารามิเตอร์ต่างๆเมื่อเทียบกับผลที่ได้จากแบบจำลองกรณีฐานของระบบโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์นี้ เริ่มจากการเพิ่มอัตราส่วนความดัน,การเพิ่มประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊ส และการเพิ่มประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ทั้งหมดเพิ่มขึ้นเพราะการเพิ่มอัตราส่วนความดันทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ที่กังหันแก๊สเพิ่มขึ้นมากกว่าการลดลงของกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันไอน้ำจึงทำให้กำลังไฟฟ้ารวมของแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์นี้เพิ่มขึ้นและทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้นซึ่งมาจากกำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้มีปริมาณมากกว่าปริมาณอัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้จึงทำให้ค่า PES เพิ่มขึ้น แต่ค่าอัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้ลดลง เนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนความดันทำให้อุณหภูมิแก๊สไอเสียที่ออกจากกังหันแก๊สลดลง ทำให้อุณหภูมิไอน้ำที่ผลิตได้ทั้งที่ความดันสูงและความดันต่ำลดลงส่งผลให้อัตราความร้อนที่ผลิตได้ลดลงทั้งคู่

การเพิ่มอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงทำให้กำลังไฟฟ้ารวมที่ผลิตได้,อัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้และค่า PES เพิ่มขึ้น เนื่องจากการเพิ่มอัตราความร้อนของเชื้อเพลิงทำให้อุณหภูมิของแบบจำลองนี้สูงขึ้นส่งผลให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สและกังหันไอน้ำเพิ่มขึ้น อัตราความร้อนที่ผลิตได้ที่ความดันสูงและความดันต่ำเพิ่มขึ้น และจากการที่กำลังไฟฟ้ารวมกับอัตราความร้อนรวมที่ผลิตได้เพิ่มขึ้นส่งผลให้ PES เพิ่มขึ้น

ผลจากการเปรียบเทียบค่าพารามิเตอร์แต่ละตัวคือ อัตราส่วนความดัน อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกคอมเพรสเซอร์ และประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังกันแก๊สกับค่า PES ซึ่งจากการคำนวณปรับพารามิเตอร์เพิ่มขึ้นเป็นร้อยละ 1 นั้นทำให้ได้ค่า PES เพิ่มขึ้นจากค่ากรณีฐาน ซึ่งค่าพารามิเตอร์ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มขึ้นทำให้ได้ค่า PES เพิ่มขึ้นมากที่สุดคือ 0.572% เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกังหันแก๊สเพิ่มงานที่เกิดขึ้นที่กังหันแก๊สโดยตรงซึ่งผลลัพธ์อื่นๆก่อนเข้ากังหันแก๊สคงที่ จึงทำให้กำลังไฟฟ้าจากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้จากกังหันแก๊สมีปริมาณมากทำให้กำลังไฟฟ้ารวมเพิ่มขึ้นซึ่งจะมีผลกับค่า PES มาก ส่วนการปรับอัตราส่วนความดันเพิ่มขึ้นทำให้การเพิ่มขึ้นของค่า PES น้อยที่สุดคือ 0.055% เนื่องจากงานที่เกิดขึ้นที่กังหันแก๊สและคอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้นทั้งคู่แต่งานที่เกิดขึ้นที่กังหันแก๊สเพิ่มมากกว่าจึงทำให้กำลังไฟฟ้าที่ผลิตจากกังหันแก๊สเพิ่มขึ้น ซึ่งงานที่เพิ่มขึ้นจากคอมเพรสเซอร์จึงทำให้การปรับเพิ่มอัตราส่วนความดันมีผลน้อยเมื่อเทียบกับพารามิเตอร์อื่นๆ

6.2 ข้อเสนอแนะ

1. จากการปรับพารามิเตอร์ ปรากฏว่ามีจุดที่ทำให้ผลที่ได้จากการคำนวณกระบวนการต่างๆภายในระบบโคเจนเนอเรชันคลาดเคลื่อนจากความเป็นจริง เช่น การกำหนดอุณหภูมิเฉลี่ยในวัฏจักรเบรย์ตัน การหาค่าเฉลี่ยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทวามร้อนภายในท่อที่อีเวปโปเรเตอร์ทั้งที่ความดันต่ำและความดันสูง การกำหนดค่าคุณสมบัติต่างๆของอุณหภูมิที่ต้องเปลี่ยนแปลงเมื่อทำการปรับพารามิเตอร์ เป็นต้น ทำให้ผลที่ได้คลาดเคลื่อนจากของการทำงานจริง โดยต้องเพิ่มความซับซ้อนการกำหนดค่าให้เปลี่ยนแปลงตามการทำงานจริง
2. ควรเพิ่มการคำนวณความดันตกภายในเครื่องผลิตไอน้ำเพื่อให้ได้ค่าที่สมจริงมากขึ้นสำหรับแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันนี้
3. ควรเพิ่มการติดตั้งดีแอร์เรเตอร์เพื่อเพิ่มความซับซ้อนในการคำนวณภายในระบบโคเจนเนอเรชันให้สมจริงมากยิ่งขึ้นเพราะในระบบโคเจนเนอเรชันจริงมีการดีแอร์เรเตอร์
4. ควรนำแบบจำลองนี้ไปใช้เปรียบเทียบในการทำงานจริงเพื่อพิจารณาผลที่ได้ว่าคลาดเคลื่อนจากการทำงานจริงมากน้อยแค่ไหน
5. การปรับค่าพารามิเตอร์เพื่อดูผลลัพธ์ที่เปลี่ยนแปลงไป ต้องทำการเปลี่ยนค่าตัวแปรหลายตัวควรพัฒนาแบบจำลองนี้ให้เปลี่ยนค่าตัวแปรน้อยลงเพื่อความสะดวกในการแสดงผลลัพธ์ที่ต้องการทดลอง

6. ควรเพิ่มการปรับค่าพารามิเตอร์ตัวอื่นๆเพื่อดูผลลัพธ์ที่เปลี่ยนแปลงไปของแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันนี้
7. ในการออกแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์ควรรู้ข้อมูลของอุปกรณ์ภายในระบบเพื่อความแม่นยำในการคำนวณผลลัพธ์และอาจสามารถนำไปใช้ได้จริง

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

รายการอ้างอิง

ภาษาอังกฤษ

Abdolsaeid Ganjeh Kaviri, Mohammad Nazri Mold, Jaafar, Tholudin Mat Lazim, Hassan Barzegaravval (2013). "Exergoenvironmental optimization of Heat Recovery Steam Generators in combined cycle power plant through energy and exergy analysis." Energy Conversion and Management 67: 27–33.

Abid-Al-Rahman, H. AL-Hobo, Maher.Saab.Salamah (2005). "Design Of Dual Pressure Heat Recovery Steam Generator For Combined Power Plants."

Frank P. Incropera, David P. Dewitt, Theodore L. Bergman, drienne S. Lavine (2007). "Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th ed." 705-747.

Karaali R., Ozturk I. (2015). "Thermoeconomic optimization of gas turbine cogeneration plants." Energy 80: 474-485.

M. Necati Ozisik (1989). "Heat Transfer a Basic Apprpach 4th ed."

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

Ma, Dolores Duran, Manuel Valdes, Antonio Rovira, E.Rincon (2013). "A methodology for the geometric design of heat recovery steam generators applying genetic algorithms." Applied Thermal Engineering 52: 77-83.

Manassaldi J., Mussati S., Scenna N. (2011). "Optimal synthesis and design of Heat Recovery Steam Generation (HRSG) via mathematical programming." Energy 36: 475-485.

Memon A., Memon R., Harijan K., Uqaili M. (2004). "Thermo-environmental analysis of an

open cyclegas turbine power plant with regression modeling and optimization." Journal of the Energy Institute 87: 81-88.

Sahoo P.K. (2013). "Exergoeconomic analysis and optimization of a cogeneration system using evolutionary programming." Applied Thermal Engineering 52: 77-83.

Wang F.J., Chiou J. S. (2004). "Integration of steam injection and inlet air cooling for a gas turbine generation system." Energy Conversion and Management 45: 15-26.

Wantana Somcharoenwattana, , Christoph Menke, Darunporn, Dusan Gvozdenac (2011). "Study of operational parameters improvement of natural-gas cogeneration plant in public buildings in Thailand." Energy and Buildings 43: 925–934.

Yunus A.Cengel, Michael A. Boles (2006). "Thermodynamics 5th ed."

ภาษาไทย

บริษัท ปตท จำกัด (มหาชน). "ข้อมูลแก๊สธรรมชาติ. https://dscng.pttplc.com/(S(lrclibnrud3a3mnv3pvewl55))/OnlineGas/WEST.asp."

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ภาคผนวก

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

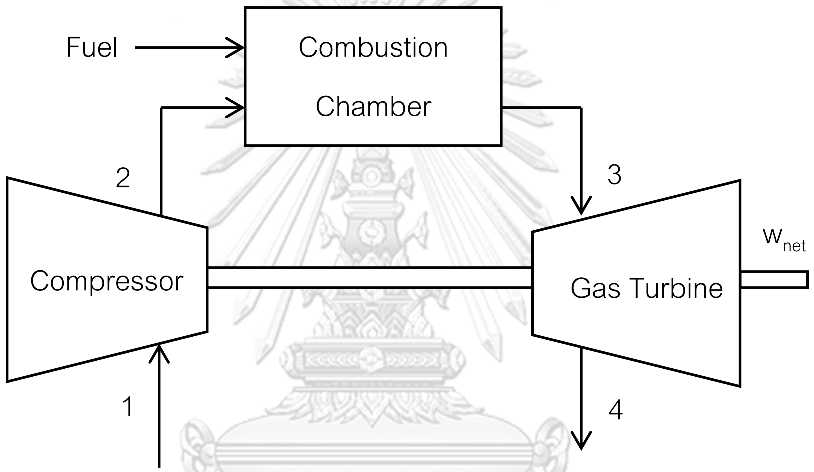
ภาคผนวก ก
ผลการคำนวณแบบจำลองกรณีฐานของโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

การคำนวณทั้งหมดของแบบจำลองโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์

การแสดงการคำนวณดังต่อไปนี้เป็นการแสดงการของแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์ที่อัตราส่วนความดันที่ 12 ซึ่งเป็นแบบจำลองกรณีฐานก่อนที่จะมีการปรับค่าต่างๆ เพื่อดูการเปลี่ยนแปลงผลที่จะเกิดขึ้น ดังนั้นจะแสดงการคำนวณแค่แบบจำลองกรณีฐานส่วนการปรับค่าของ อัตราส่วนความดัน(rp) อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง(Q_{fuel}) ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์($\eta_{isen,comp}$) และประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันแก๊ส($\eta_{isen,GT}$)จะแสดงแต่ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณในตาราง (ผลการคำนวณแบบจำลองมาตรฐานโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์ที่ rp เท่ากับ 12

1.การคำนวณวัฏจักรเบรย์ตัน



รูปที่ ก.1 แสดงแบบจำลองกรณีฐานของวัฏจักรเบรย์ตัน

คำนวณหา $\overline{C}_{p,air}$ จากสมการนี้ ซึ่ง $a = 28.11$ $b = 0.1967\times10^{-2}$ $c = 0.4802\times10^{-5}$ และ $d = 1.966\times10^{-9}$

$$\overline{C}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

ดังนั้น $\overline{C}_{p.air}$ ของวัฏจักรเบรย์ตันที่ $T_{avg} = 750\ \ K$, $M_{air} = 28.97\ \ kg/kmol$ จะได้

$$\overline{C}_{P@750K} = \left(28.11 + \left(0.1967\times10^{-2}\times750\right) + \left(0.4802\times10^{-5}\times750^2\right) + \left(-1.966\times10^{-9}\times750^3\right)\right)/28.97$$

$$= 1.0876\ \ kJ/kg\cdot K$$

สามารถหา $\overline{k}_{air@750k}$ จากสมการ

$$\overline{k}_{air@750K} = \frac{\overline{C}_{po}}{\overline{C}_{vo}} = \frac{\overline{C}_{P@750K}}{\overline{C}_{P@750k} - R_{air}}$$

$$\overline{k}_{air@750K} = \frac{1.08759}{1.08759 - 0.2870} = 1.3585$$

การคำนวณหาค่าแต่ละกระบวนการของวัฏจักรเบรย์ตัน โดยให้ $r_p = 12$ โดยเริ่มจาก

กระบวนการ 1-2 จากสมการ

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$(12) = \left(\frac{T_2}{298.15}\right)^{\frac{1.3593-1}{1.3593}}$$

$$T_{2,s} = 574.4 \quad K$$

จากนั้นเราจะสามารถหางานที่เกิดขึ้นที่คอมเพรสเซอร์ได้ จากสมการ

$$w_{comp,s} = h_1 - h_2 = \overline{C}_{p@750K}(T_1 - T_{2,s})$$

$$w_{comp,s} = 1.08759(574.4 - 298.15) = 300.45 \quad kJ/kg$$

จากประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์ที่เราสมมุติขึ้นเท่ากับ 85% เพื่อหางานที่เกิดขึ้นจริงและอุณหภูมิที่เกิดขึ้นจริงที่คอมเพรสเซอร์

$$\eta_{isen,comp} = \frac{w_{comp,s}}{w_{comp,a}}$$

$$w_{comp,a} = 353.47 \quad kJ/kg$$

$$T_{2,a} = 623.15 \quad K$$

กระบวนการที่ 2-3 จะสามารถคำนวณได้ดังนี้

สามารถหา $\dot{Q}_{in}$ ได้จากสมการ โดยค่า LHV เท่ากับ 32,641.5512 kJ/kg

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f \times LHV$$

$$\dot{Q}_{in} = 96{,}292.576 \quad kW$$

จากสมการสามารถหา T_3

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_a \overline{C}_{p@750K}(T_3 - T_{2a})$$

$$T_3 = 1{,}390.44 \quad K$$

กระบวนการที่ 3-4 จากสมการ

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$12 = \left(\frac{1{,}390.44}{T4}\right)^{\frac{1.3593-1}{1.3593}}$$

$$T_{4,s} = 721.725 \quad K$$

จากนั้นจะสามารถหางานที่เกิดขึ้นที่กังหันแก๊สได้

$$w_{GT,s} = h_3 - h_{4s} = \overline{C}_{p@750K}(T_3 - T_{4s}) = 727.288 \quad kJ/kg$$

จากประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันแก๊สที่สมมุติขึ้นเท่ากับ 90% เพื่อที่จะหากำลังที่เกิดขึ้นจริงและอุณหภูมิขาออกจริงที่กังหันแก๊ส

$$\eta_{isen,GT} = \frac{w_{GT,a}}{w_{GT,s}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

$$w_{GT,a} = 654.56 \quad kJ/kg$$

$$T_{4,a} = 788.596 \quad K$$

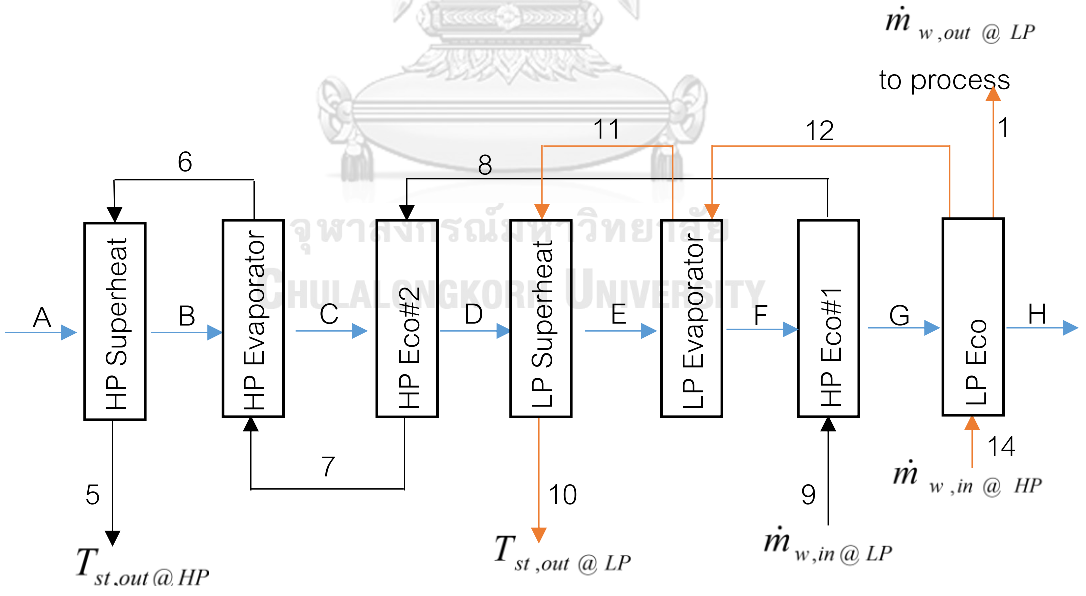
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ $\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{comp}) = 34{,}742.862 \quad kW$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้ $\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} = 36.081$

อัตราส่วน back work $r_{bw} = \frac{w_{comp}}{w_{turbine}} = 0.54$

2.การคำนวณภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำ

เริ่มจากการคำนวณผ่านซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง โดยจะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแก๊สไอเสียและน้ำไอที่กำลังจะเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอน้ำ โดยจะมีการกำหนดค่าพารามิเตอร์บางตัวเพื่อใช้กันการคำนวณ สามารถหาค่าสถานะต่างที่แต่ละอุณหภูมิโดยใช้ตาราง A.4 และ A.6



รูปที่ ก.2 แสดงการทำงานภายในเครื่องผลิตไอน้ำในกรณีฐาน

2.1 ผลการคำนวณซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

เริ่มจากการคำนวณภายในท่อไอน้ำภายในซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง ที่อุณหภูมิของน้ำก่อนเข้าซุปเปอรฮีทเท่ากับ 528.94 K โดยได้ค่าสถานะต่างๆดังนี้ $\Pr = 1.3858$, $\mu = 0.000017678 \quad N \cdot s/m^2$, $\rho = 22.0517\ kg/m^3$ และ $k = 0.0503 \quad W/m \cdot K$

หาจำนวนท่อภายในซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{12.18}{22.0517 \times 34 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 29.693 \approx 30 \text{ ท่อ}$$

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{22.0517 \times 34 \times 0.0264}{0.00001768} = 1{,}119{,}632.402$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D

$$Nu_D = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{4/5}\,\Pr^{0.4} = 0.023 \times (1{,}119{,}632.402)^{4/5} 1.3858^{0.4} = 1{,}809.937$$

ต่อไปคำนวณหา h_i

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{1{,}809.937 \times 0.0503}{0.0264} = 3{,}446.517 \quad W/m^2 \cdot k$$

คำนวณภายนอกท่อที่ผ่านซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง โดยที่อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลเข้าเครื่องผลิตไอน้ำ 788.596 K โดยมีสถานะต่างๆดังนี้ $\Pr = 0.7074$, $k = 0.05675 \quad W/m \cdot K$ $\mu = 0.00003663 \quad N \cdot s/m^2$, $\rho = 0.442 \quad kg/m^3$, $k_{AL} = 186 \quad W/m \cdot K$ และจำนวนครีบต่อ 1 เมตร เท่ากับ 250 ครีบ

หาความเร็วภายนอกของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{115.39}{0.442 \times 2.8 \times 2.8} = 33.299 \quad m/s$$

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.442 \times 33.299 \times 0.0318}{0.00003663} = 12{,}776.237$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D จะใช้สมการของ zhukauskas จะได้ว่า

$$\overline{Nu}_D = C\,\mathrm{Re}_{D,\max}^m \Pr^{0.36} \left(\frac{\Pr}{\Pr_s} \right)^n = 0.27 \times 1{,}277.237^{0.63} \times 0.7074^{0.36} = 92.104$$

ต่อไปคำนวณหา h_o

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{92.104 \times 0.05675}{0.0318} = 164.375 \quad W/m^2 \cdot k$$

คำนวณอุณหภูมิที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อน

$\dot{m}_w C_{p,w} = C_{\min} = 22.805 \quad kW/K \qquad \dot{m}_g C_{p,g} = C_{\max} = 115.967 \quad kW/K$

$C_r = \dfrac{C_{\min}}{C_{\max}} = \dfrac{22.805}{115.967} = 0.197$

คำนวณหา Effectiveness

$$\varepsilon = \frac{T_5 - T_6}{T_A - T_6} = \frac{714.15 - 528.94}{788.596 - 528.94} = 0.713$$

คำนวณหา NTU

$$NTU_{SH(HP)} = -\frac{1}{C_r}\ln\left(Cr\ln(1-\varepsilon)+1\right)$$

$$= -\frac{1}{0.197}\ln\left(0.197\ln(1-0.713)+1\right) = 1.434$$

คำนวณหา $UA_{SH(HP)}$

$$UA_{SH(HP)} = \frac{NTU}{C_{\min}} = \frac{1.434}{22.805} = 32.694 \quad kW/K$$

จะได้อุณหภูมิที่แก๊สไอเสียไหลผ่านซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูงคือ

$$T_B = T_A - C_r(T_5 - T_6)$$

$$T_B = 788.596 - 0.197(714.15 - 528.94) = 752.175 \quad K$$

คำนวณหาความยาวของท่อที่ต้องใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากท่อที่ทีครีบ โดยเริ่มจากคำนวณหา n_f

โดยที่ r_1 คือระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงผิวท่อด้านนอก

r_2 คือระยะจากจุดศูนย์กลางท่อถึงขอบครีบ

$$r_1 = \frac{(26.4/2)+2.7}{1{,}000} = 0.0159 \quad m \qquad r_2 = \frac{(31.8/2)+12.7}{1{,}000} = 0.0286 \quad m$$

ต่อไปคำนวณหาค่าต่างๆเพื่อหา n_f

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t}{2} = 0.0286 + \frac{0.001}{2} = 0.0291 \quad m$$

$$L_c = L_f + \frac{t}{2} = 0.0127 + \frac{0.001}{2} = 0.0132 \quad m$$

$$A_p = L_c t = 0.0132 \times 0001 = 0.0000132 \quad m$$

$$\frac{r2c}{r1} = \frac{0.0291}{0.0159} = 1.830$$

$$\frac{L_c^{3/2}(h_o/kA_p)}{r_1} = \frac{0.0132^{3/2}(164.375/186\times 0.0000132)}{0.0159} = 0.392$$

$$\eta_f = 0.88$$

จากการคำนวณ n_o จากเดิมครีบที่ความยาว 1 เมตร มีครีบ 250 ครีบ ซึ่งถ้าคิดปรียบเทียบเป็นสัดส่วนจะคิดที่ครีบ 1 ชิ้นที่ความยาว 0.004 เมตร จะได้ผลดังข้างล่างนี้

โดยที่ $A_f = 2\pi(r_2c^2 - r_1^{\,2}) = 2\pi(0.0291^2 - 0.0159^2) = 0.00373$ m^2

$$A_b = 2\pi r_1(L - Nt) = 2\pi(0.0159)(0.004 - (1\times 0.001)) = 0.0002996 \text{ m}^2$$

$$A_t = NA_f + A_b = (1\times 0.00373) + (0.0002996) = 0.00403 \text{ m}^2$$

$$\eta_o = \left(1 - \frac{NA_f}{A_t}(1-\eta_f)\right) = \left(1 - \frac{(1)(0.00373)}{(0.004030)}(1-0.88)\right) = 0.889$$

ความยาวที่เกิดขึ้นจากการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i\pi DLn} + \frac{1}{n_o h_o A_t n}$$

$$\frac{1}{32.694} = \frac{1}{3{,}446.517\times\pi\times 0.0264L\times 30} + \frac{1}{0.889\times 164.375\times A_t\times 30}$$

$$0.000030587 = \frac{0.000116671}{L} + \frac{1}{4{,}383.486\times A_t}$$

$$0.000030587 = \frac{0.000116671}{L} + \frac{1}{4{,}383.486\times L(NA_f + 2\pi r_1 - 2\pi r_1 Nt)}$$

$$0.000030587 = \frac{0.000116671}{L} + \frac{1}{(4{,}383.486\times L(1.007))}$$

$$0.000030587 = \frac{0.000116671}{L} + \frac{0.0002264377}{L}$$

$$\text{L} = 11.218 \quad \text{m}$$

2.2 ผลคำนวณของอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันสูง

อุณหภูมิของน้ำที่ไหลออกจากอีเวปโปเรเตอร์เท่ากับ 528.94 K โดยมีค่าสถานะต่างๆดังนี้ $\Pr_l = 0.849$, $k_l = 0.609 \quad W/m\cdot K$ $\mu_l = 0.0001044 \quad N\cdot s/m^2$, $\rho_l = 790.229 \quad kg/m^3$, $k_{AL} = 186 \quad W/m\cdot K$, $Cp_l = 4{,}938.434 \quad J/kg\cdot K$, $Surface \quad Tension = 0.02475 \quad N/m$, $\mu_v = 0.0000177 \quad N\cdot s/m^2$, $\rho_v = 22.0517 \quad kg/m^3$ และ $h_{fg} = 1{,}683{,}980 \quad J/kg$ ที่ x=0.1

จำนวนท่อที่ต้องใช้ภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{12.18}{790.229\times 1\times\frac{\pi}{4}\times 0.0264^2} = 28.172 \approx 30 \text{ ท่อ}$$

อัตราการไหลต่อท่อ

$$\frac{\dot{m}}{tube} = \rho_l v \frac{\pi}{4} D^2 = 790.229 \times 1 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2 = 0.432 \quad kg/s$$

คำนวณ two-phase ภายในท่อเพื่อหาค่า h_{TP}

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{u_l}{u_v}\right)^{0.1} = \left(\frac{1-0.1}{0.1}\right)^{0.9} \left(\frac{22.0517}{790.229}\right)^{0.5} \left(\frac{0.0001044}{0.0000177}\right)^{0.1} = 1.44$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{1}{1.44} = 0.6938$$

คำนวณ F โดยใช้สมการความสัมพันธ์ของกราฟระหว่างค่า F และ X_{tt}

$$F = 1 + \left(1.8 X_{tt}{}^{-0.79}\right) = 1 + (1.8 \times 1.44^{-0.79}) = 2.348$$

คำนวณหาค่า G

$$G = \frac{\dot{m}/tube}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0.432}{\frac{\pi}{4} 0.0264^2} = 790.229 \quad kg/m^3$$

คำนวณหา Re_L

$$\mathrm{Re}_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{790.229 \times (1-0.1) \times 0.0264}{0.0001044} = 179{,}804.053$$

คำนวณหา h_c

$$h_c = 0.023 \left(\frac{k_l}{D}\right) \mathrm{Re}_l^{0.8} \, \mathrm{Pr}_l^{0.4} \, F$$

$$h_c = 0.023 \times \left(\frac{0.609}{0.0264}\right) \times 179{,}804.053^{0.8} \times 0.84894^{0.4} \times 2.348$$

$$h_c = 18{,}671.322 \quad \mathrm{W/m^2 \cdot K}$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

คำนวณหา Re_{TP}

$$\mathrm{Re}_{TP} = F^{1.25} \, \mathrm{Re}_L = 2.34^{1.25} \times 179{,}804.053 = 522{,}717.534$$

คำนวณหา S

$$S = \frac{1}{1 + 0.00000256(\mathrm{Re}_{TP}{}^{1.1648})} = \frac{1}{1 + 0.00000256(522{,}717.534^{1.1648})} = 0.079$$

คำนวณหา h_{NB}

$$h_{NB} = 0.00122 \left(\frac{k_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{*0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_v^{0.24}}\right) \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} S$$

$$h_{NB} = 0.00122 \left(\frac{0.609^{0.79} 4938.434^{0.45} 790.229^{0.49}}{0.02475^{0.5} 0.0001044^{0.29} 1683980^{0.24} 22.0517^{0.24}}\right) \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} \times 0.079$$

$$h_{NB} = 0.108 \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75}$$

คำนวณหา h_{TP}

$$h_{TP} = h_{NB} + h_c = 0.108\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75} + 18,671.322$$

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

จากสมการข้างล่างนี้จะต้องใช้การ iteration จากสมการข้างต้นเพื่อหา h_{TP} ที่เกิดขึ้น โดย q_w ต่อ 1 ท่อ ที่เกิดขึ้นจริงที่คิดจากระหว่าง x=0 กับ x=0.2 และค่า L ที่ใช้ในการคำนวณนี้ก็ได้จากการ iteration จากการคำนวณ L ที่เกิดขึ้นจริง

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{fg@44bar}0.2}{\pi DL} = \frac{0.432\times 1,683,980\times 0.2}{\pi \times 0.0264\times 130.77} = 13,432.464 \text{ W/m}^2$$

และจากการ iteration ที่ได้จากการใช้ความสัมพันธ์โพลิโนเมียลระหว่างอุณหภูมิและความดันจะได้ ΔT_{sat} ที่ทำให้ q_w ที่ใกล้เคียงกับค่าที่ต้องเกิดขึ้นจริง จากการ iteration ทำให้ได้

$$\Delta T_{sat} = 0.7053 \quad ^{\circ}C$$

$$q_w = 13,435.831 \approx 13,432.464 \text{ W/m}^2$$

ดังนั้นจะได้

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

$$h_{TP} = \frac{14052.507}{0.7372} = 19,045.036 \quad W/m^2\cdot K$$

สมการโพลิโนเมียลเพื่อใช้การคำนวณความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและความดันที่ two-phase

ตารางที่ ก.1 แสดงค่าที่ใช้ในการคำนวณสมการโพลิโนเมียล

T($^{\circ}C$)	P_{sat}(kPa)					
X	Y	X^2	X^3	X^4	XY	X^2Y
130	270.28	16900	2197000	285610000	35136.40	4567732.00
135	313.22	18225	2460375	332150625	42284.70	5708434.50
140	361.53	19600	2744000	384160000	50614.20	7085988.00
145	415.68	21025	3048625	442050625	60273.60	8739672.00
150	476.16	22500	3375000	506250000	71424.00	10713600.00
155	543.49	24025	3723875	577200625	84240.95	13057347.25
160	618.23	25600	4096000	655360000	98916.80	15826688.00
165	700.93	27225	4492125	741200625	115653.45	19082819.25
170	792.18	28900	4913000	835210000	134670.60	22894002.00

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

175	892.6	30625	5359375	937890625	156205.00	27335875.00
180	1002.8	32400	5832000	1049760000	180504.00	32490720.00
185	1123.5	34225	6331625	1171350625	207847.50	38451787.50
190	1255.2	36100	6859000	1303210000	238488.00	45312720.00
195	1398.8	38025	7414875	1445900625	272766.00	53189370.00
200	1554.9	40000	8000000	1600000000	310980.00	62196000.00
205	1724.3	42025	8615125	1766100625	353481.50	72463707.50
210	1907.7	44100	9261000	1944810000	400617.00	84129570.00
215	2105.9	46225	9938375	2136750625	452768.50	97345227.50
220	2319.6	48400	10648000	2342560000	510312.00	112268640.00
225	2549.7	50625	11390625	2562890625	573682.50	129078562.50
230	2797.1	52900	12167000	2798410000	643333.00	147966590.00
235	3062.6	55225	12977875	3049800625	719711.00	169132085.00
240	3347	57600	13824000	3317760000	803280.00	192787200.00
245	3651.2	60025	14706125	3603000625	894544.00	219163280.00
250	3976.2	62500	15625000	3906250000	994050.00	248512500.00
255	4322.9	65025	16581375	4228250625	1102339.50	281096572.50
260	4692.3	67600	17576000	4569760000	1219998.00	317199480.00
265	5085.3	70225	18609625	4931550625	1347604.50	357115192.50
270	5503	72900	19683000	5314410000	1485810.00	401168700.00
275	5946.4	75625	20796875	5719140625	1635260.00	449696500.00

จะใช้วิธี Least Squares ในการคำนวณสมการโพลิโนเมียลโดยเริ่มจาก

$$y = a + bx + cx^2$$

$$\sum_{i=1}^{m} (a + bx_i + cx_1^2 - y_i)^2 \rightarrow \text{minimum}$$

$$\begin{bmatrix} m & \sum X_i & \sum X_i^2 \\ \sum X_i & \sum X_i^2 & \sum X_i^3 \\ \sum X_i^2 & \sum X_i^3 & \sum X_i^4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum Y_i \\ \sum X_i Y_i \\ \sum X_i^2 Y_i \end{bmatrix}$$

โดยที่ m=30 $\sum X_i = 6075$, $\sum Y_i = 64710.7$, $\sum X_i^2 = 1286375$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

$$\sum X_i^3 = 283246875 \quad \sum X_i^4 = 6445874937\ 5$$
$$\sum X_i Y_i = 15196796\ .7 \ \sum X_i^2 Y_i = 3645776563$$

$$\begin{bmatrix} 30 & 6075.0 & 1286375 \\ 6075.0 & 1286375 & 283246875 \\ 1286375 & 283246875 & 64458749375 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 64710.7 \\ 15196796.70 \\ 3645776563.00 \end{bmatrix}$$

จากการแก้สมการจะได้ค่า a c และ c ดังนี้

A=5,536.827   B=-75.792   C=0.279

จะได้สมการโพลิโนเมียลดังนี้

$$y = 5{,}536.827 - 75.792x + 0.279x^2$$

คำนวณภายนอกท่อของอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันสูงที่ x=0.1,0.3,0.5,0.7 และ 0.9 อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลออกผ่านอีเวปโปเรเตอร์เท่ากับ 752.175 K โดยมีค่าสถานะต่างๆ ดังนี้ $\Pr = 0.7023$, $k = 0.055 \ \ W/m \cdot K$, $\mu = 0.00003553 \ \ N \cdot s/m^2$ และ $\rho = 0.463 \ \ kg/m^3$

หาความเร็วภายนอกท่อผ่านอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{115.39}{0.463 \times 2.8 \times 18.59} = 4.79 \ \ m/s$$

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.463 \times 4.79 \times 0.0318}{0.0000355261} = 1{,}984.313$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D จะใช้สมการของ zhukauskas จะได้ว่า

$$\overline{Nu}_D = C\,\mathrm{Re}_{D,\max}^m \Pr^{0.36}\left(\frac{\Pr}{\Pr_s}\right)^n = 0.27 \times 1984.313^{0.63} \times 0.7023^{0.36} = 28.419$$

ต่อไปคำนวณหา h_o

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{28.419 \times 0.055}{0.0318} = 49.156 \ \ W/m^2 \cdot k$$

คำนวณภายในท่อไอน้ำภายในอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันสูงที่ x=0.3 เริ่มจากหาจำนวนท่อที่ต้องใช้ภายในอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันสูง

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{12.18}{790.229 \times 1 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 28.172 \approx 30 \text{ ท่อ}$$

อัตราการไหลต่อท่อ

$$\frac{\dot{m}}{tube} = \rho_l v \frac{\pi}{4} D^2 = 790.229 \times 1 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2 = 0.432 \ \ kg/s$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

คำนวณ two-phase ภายในท่อเพื่อหาค่า h_{TP}

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}\left(\frac{u_l}{u_v}\right)^{0.1}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-0.3}{0.3}\right)^{0.9}\left(\frac{22.0517}{790.229}\right)^{0.5}\left(\frac{0.0001044}{0.0000177}\right)^{0.1} = 0.4277$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{1}{0.4277} = 2.338$$

คำนวณ F โดยใช้สมการความสัมพันธ์ของกราฟระหว่างค่า F และ X_{tt}

$$F = 1 + \left(1.8 X_{tt}^{-0.79}\right) = 1 + (1.8 \times 0.4277^{-0.79}) = 4.521$$

คำนวณหาค่า G

$$G = \frac{\dot{m}/tube}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{0.432}{\frac{\pi}{4}0.0264^2} = 790.229 \quad kg/m^3$$

คำนวณหา Re_L

$$\mathrm{Re}_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{790.229 \times (1-0.3) \times 0.0264}{0.0001044} = 139{,}847.597$$

$$h_c = 0.023\left(\frac{k_l}{D}\right)\mathrm{Re}_l^{0.8}\,\mathrm{Pr}_l^{0.4}\,F$$

$$h_c = 0.023 \times \left(\frac{0.6093779}{0.0264}\right) \times 139847.597^{0.8} \times 0.84894^{0.4} \times 4.521$$

$$h_c = 29{,}397.677 \quad \mathrm{W/m^2 \cdot K}$$

คำนวณหา Re_{TP}

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

$$\mathrm{Re}_{TP} = F^{1.25}\,\mathrm{Re}_L = 4.521^{1.25} \times 139{,}847.597 = 921{,}912.09$$

คำนวณหา S

$$S = \frac{1}{1 + 0.00000256(\mathrm{Re}_{TP}^{1.1648})} = \frac{1}{1 + 0.00000256(921{,}912.09^{1.1648})} = 0.042$$

คำนวณหา h_{NB}

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{k_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{*0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_v^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} S$$

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{0.609^{0.79} 4938.434^{0.45} 790.229^{0.49}}{0.02475^{0.5} 0.0001044^{0.29} 1683980^{0.24} 22.0517^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} \times 0.042$$

$$h_{NB} = 0.058 \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75}$$

คำนวณหา h_{TP}

$$h_{TP} = h_{NB} + h_c = 0.058\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75} + 29{,}397.677$$

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

จากสมการข้างล่างนี้จะต้องใช้การ iteration จากสมการข้างต้นเพื่อหา h_{TP} ที่เกิดขึ้น โดย q_w ต่อ 1 ท่อ ที่เกิดขึ้นจริงที่คิดจากระหว่าง x=0.2 กับ x=0.4 และค่า L ที่ใช้ในการคำนวณนี้ก็ได้จากการ iteration จากการคำนวณ L ที่เกิดขึ้นจริง

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{fg@44bar}\,0.2}{\pi DL} = \frac{0.432\times 1{,}683{,}980\times 0.2}{\pi\times 0.0264\times 130.77} = 13{,}432.46\ \text{W/m}^2$$

และจากการ iteration ที่ได้จากการใช้ความสัมพันธ์โพลิโนเมียลระหว่างอุณหภูมิและความดันจะได้ ΔT_{sat} ที่ทำให้ q_w ที่ใกล้เคียงกับค่าที่ต้องเกิดขึ้นจริง จากการ iteration ทำให้ได้

$$\Delta T_{sat} = 0.4548\ \ ^{\circ}C$$

$$q_w = 13{,}434.75 \approx 13{,}432.46\ \text{W/m}^2$$

ดังนั้นจะได้

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

$$h_{TP} = \frac{13{,}432.46}{0.4548} = 29{,}534.881\ \ W/m^2\cdot K$$

คำนวณภายในท่อไอน้ำในอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันสูงที่ x=0.5 เริ่มจากหาจำนวนท่อที่ต้องใช้ภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{12.18}{790.229\times 1\times\frac{\pi}{4}\times 0.0264^2} = 28.172 \approx 30\ \text{ท่อ}$$

อัตราการไหลต่อท่อ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

$$\frac{\dot{m}}{tube} = \rho_l v\frac{\pi}{4}D^2 = 790.229\times 1\times\frac{\pi}{4}\times 0.0264^2 = 0.432\ \ kg/s$$

คำนวณ two-phase ภายในท่อเพื่อหาค่า h_{TP}

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}\left(\frac{u_l}{u_v}\right)^{0.1} = \left(\frac{1-0.5}{0.5}\right)^{0.9}\left(\frac{22.0517}{790.229}\right)^{0.5}\left(\frac{0.0001044}{0.0000177}\right)^{0.1} = 0.1995$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{1}{0.4277} = 5.012$$

คำนวณ F โดยใช้สมการความสัมพันธ์ของกราฟระหว่างค่า F และ X_{tt}

$$F = 1 + \left(1.8\times X_{tt}^{-0.79}\right) = 1 + (1.8\times 0.4277^{-0.79}) = 7.43$$

คำนวณหาค่า G

$$G = \frac{\dot{m}/tube}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{0.432}{\frac{\pi}{4}0.0264^2} = 790.229\ \ kg/m^3$$

คำนวณหา Re_L

$$Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{790.229\times(1-0.5)\times 0.0264}{0.0001044} = 99{,}891.141$$

$$h_c = 0.023\left(\frac{k_l}{D}\right)Re_l^{0.8}\,Pr_l^{0.4}\,F$$

$$h_c = 0.023\times\left(\frac{0.6093779}{0.0264}\right)\times 99{,}891.141^{0.8}\times 0.84894^{0.4}\times 7.43$$

$$h_c = 36{,}918.073\ \ \mathrm{W/m^2\cdot K}$$

คำนวณหา Re_{TP}

$$Re_{TP} = F^{1.25}\,Re_L = 7.43^{1.25}\times 99{,}891.141 = 1{,}225{,}595.\ 117$$

คำนวณหา S

$$S = \frac{1}{1+0.00000256(Re_{TP}{}^{1.1648})} = \frac{1}{1+0.00000256(1225595.117^{1.1648})} = 0.031$$

คำนวณหา h_{NB}

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{k_l^{0.79}C_{pl}^{0.45}\rho_l^{0.49}}{\sigma^{*0.5}\mu_l^{0.29}h_{fg}^{0.24}\rho_v^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}S$$

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{0.609^{0.79}4938.434^{0.45}790.229^{0.49}}{0.02475^{0.5}0.0001044^{0.29}1683980^{0.24}22.0517^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}\times 0.031$$

$$h_{NB} = 0.042\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}$$

คำนวณหา h_{TP}

$$h_{TP} = h_{NB} + h_c = 0.042\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75} + 36{,}918.073$$

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

จากสมการข้างล่างนี้จะต้องใช้การ iteration จากสมการข้างต้นเพื่อหา h_{TP} ที่เกิดขึ้น โดย q_w ต่อ 1 ท่อ ที่เกิดขึ้นจริงที่คิดจากระหว่าง x=0.4 กับ x=0.6 และค่า L ที่ใช้ในการคำนวณนี้ก็ได้จากการ iteration จากการคำนวณ L ที่เกิดขึ้นจริง

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{fg@44bar}\,0.2}{\pi DL} = \frac{0.432\times 1{,}683{,}980\times 0.2}{\pi\times 0.0264\times 130.77} = 13{,}432.464\ \mathrm{W/m^2}$$

และจากการ iteration ที่ได้จากการใช้ความสัมพันธ์โพลิโนเมียลระหว่างอุณหภูมิและความดันจะได้ ΔT_{sat} ที่ทำให้ q_w ที่ใกล้เคียงกับค่าที่ต้องเกิดขึ้นจริง จากการ iteration ทำให้ได้

$$\Delta T_{sat} = 0.363\ \ ^\circ C$$

$$q_w = 13{,}432.834\ \approx 13{,}432.464\ \ \mathrm{W/m^2}$$

ดังนั้นจะได้

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

$$h_{TP} = \frac{13{,}432.464}{0.363} = 37{,}004.033 \quad W/m^2 \cdot K$$

คำนวณภายในท่อไอน้ำภายในอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันสูงที่ x=0.7 เริ่มจากหาจำนวนท่อที่ต้องใช้ภายในอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันสูง

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{12.18}{790.229 \times 1 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 28.172 \approx 30 \text{ ท่อ}$$

อัตราการไหลต่อท่อ

$$\frac{\dot{m}}{tube} = \rho_l v \frac{\pi}{4} D^2 = 790.229 \times 1 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2 = 0.432 \quad kg/s$$

คำนวณ two-phase ภายในท่อเพื่อหาค่า h_{TP}

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}\left(\frac{u_l}{u_v}\right)^{0.1} = \left(\frac{1-0.7}{0.7}\right)^{0.9}\left(\frac{22.0517}{790.229}\right)^{0.5}\left(\frac{0.0001044}{0.0000177}\right)^{0.1} = 0.093$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{1}{0.093} = 10.745$$

คำนวณ F โดยใช้สมการความสัมพันธ์ของกราฟระหว่างค่า F และ X_{tt}

$$F = 1 + \left(1.8 \times X_{tt}^{-0.79}\right) = 1 + (1.8 \times 0.093^{-0.79}) = 12.747$$

คำนวณหาค่า G

$$G = \frac{\dot{m}/tube}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0.432}{\frac{\pi}{4} 0.0264^2} = 790.229 \quad kg/m^3$$

คำนวณหา Re_L

$$\text{Re}_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{790.229 \times (1-0.7) \times 0.0264}{0.0001044} = 59{,}934.684$$

$$h_c = 0.023\left(\frac{k_l}{D}\right)\text{Re}_l^{0.8}\,\text{Pr}_l^{0.4}\,F$$

$$h_c = 0.023 \times \left(\frac{0.6093779}{0.0264}\right) \times 59{,}934.684^{0.8} \times 0.84894^{0.4} \times 12.747$$

$$h_c = 42{,}082.902 \quad \text{W/m}^2 \cdot \text{K}$$

คำนวณหา Re_{TP}

$$\text{Re}_{TP} = F^{1.25}\,\text{Re}_L = 12.747^{1.25} \times 59{,}934.684 = 1{,}443{,}545.068$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

คำนวณหา S

$$S=\frac{1}{1+0.00000256(\mathrm{Re}_{TP}{}^{1.1648})}=\frac{1}{1+0.00000256(1{,}443{,}545.068^{1.1648})}=0.025$$

คำนวณหา h_{NB}

$$h_{NB}=0.00122\left(\frac{k_l^{0.79}C_{pl}^{0.45}\rho_l^{0.49}}{\sigma^{*0.5}\mu_l^{0.29}h_{fg}^{.0.24}\rho_v^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}S$$

$$h_{NB}=0.00122\left(\frac{0.609^{0.79}4938.434^{0.45}790.229^{0.49}}{0.02475^{0.5}0.0001044^{0.29}1683980^{0.24}22.0517^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}\times 0.025$$

$$h_{NB}=0.035\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}$$

คำนวณหา h_{TP}

$$h_{TP}=h_{NB}+h_c=0.035\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}+42{,}082.902$$

$$q_w=h_{TP}\Delta T_{sat}$$

จากสมการข้างล่างนี้จะต้องใช้การ iteration จากสมการข้างต้นเพื่อหา h_{TP} ที่เกิดขึ้น โดย q_w ต่อ 1 ท่อ ที่เกิดขึ้นจริงที่คิดจากระหว่าง x=0.6 กับ x=0.8 และค่า L ที่ใช้ในการคำนวณนี้ก็ได้จากการ iteration จากการคำนวณ L ที่เกิดขึ้นจริง

$$q_w=\frac{\dot{m}h_{fg@44bar}0.2}{\pi DL}=\frac{0.432\times 1{,}683{,}980\times 0.2}{\pi\times 0.0264\times 130.77}=13{,}432.464\ \text{W/m}^2$$

และจากการ iteration ที่ได้จากการใช้ความสัมพันธ์โพลิโนเมียลระหว่างอุณหภูมิและความดันจะได้ ΔT_{sat} ที่ทำให้ q_w ที่ใกล้เคียงกับค่าที่ต้องเกิดขึ้นจริง จากการ iteration ทำให้ได้

$$\Delta T_{sat}=0.3188\quad ^\circ C$$

$$q_w=13{,}436.973\approx 13{,}432.464\ \text{W/m}^2$$

ดังนั้นจะได้

$$q_w=h_{TP}\Delta T_{sat}$$

$$h_{TP}=\frac{13{,}432.464}{0.3188}=42{,}134.454\quad W/m^2\cdot K$$

คำนวณภายในท่อไอน้ำภายในอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันสูงที่ x=0.9 เริ่มจากหาจำนวนท่อที่ต้องใช้ภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง

$$n=\frac{\dot{m}}{\rho v\frac{\pi}{4}D^2}=\frac{12.18}{790.229\times 1\times\frac{\pi}{4}\times 0.0264^2}=28.172\approx 30\ \text{ท่อ}$$

อัตราการไหลต่อท่อ

$$\frac{\dot{m}}{tube}=\rho_l v\frac{\pi}{4}D^2=790.229\times 1\times\frac{\pi}{4}\times 0.0264^2=0.432\quad kg/s$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

คำนวณ two-phase ภายในท่อเพื่อหาค่า h_{TP}

$$X_{tt}=\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}\left(\frac{u_l}{u_v}\right)^{0.1}=\left(\frac{1-0.9}{0.9}\right)^{0.9}\left(\frac{22.0517}{790.229}\right)^{0.5}\left(\frac{0.0001044}{0.0000177}\right)^{0.1}=0.0276$$

$$\frac{1}{X_{tt}}=\frac{1}{0.0276}=36.21$$

คำนวณ F โดยใช้สมการความสัมพันธ์ของกราฟระหว่างค่า F และ X_{tt}

$$F=1+\left(1.8\times X_{tt}^{-0.79}\right)=1+(1.8\times 0.0276^{-0.79})=31.67$$

คำนวณหาค่า G

$$G=\frac{\dot{m}/tube}{\frac{\pi}{4}D^2}=\frac{0.432}{\frac{\pi}{4}0.0264^2}=790.229\quad kg/m^3$$

คำนวณหา Re_L

$$\mathrm{Re}_L=\frac{G(1-x)D}{\mu_l}=\frac{790.229\times(1-0.9)\times 0.0264}{0.0001044}=19{,}978.228$$

$$h_c=0.023\left(\frac{k_l}{D}\right)\mathrm{Re}_l^{0.8}\,\mathrm{Pr}_l^{0.4}\,F$$

$$h_c=0.023\times\left(\frac{0.6093779}{0.0264}\right)\times 19{,}978.228^{0.8}\times 0.84894^{0.4}\times 31.67$$

$$h_c=43{,}420.522\ \ \mathrm{W/m^2\cdot K}$$

คำนวณหา Re_{TP}

$$\mathrm{Re}_{TP}=F^{1.25}\,\mathrm{Re}_L=31.67^{1.25}\times 19{,}978.228=1{,}501{,}125.\ 642$$

คำนวณหา S

$$S=\frac{1}{1+0.00000256(\mathrm{Re}_{TP}^{1.1648})}=\frac{1}{1+0.00000256(1501125.642^{1.1648})}=0.024$$

คำนวณหา h_{NB}

$$h_{NB}=0.00122\left(\frac{k_l^{0.79}C_{pl}^{0.45}\rho_l^{0.49}}{\sigma^{*0.5}\mu_l^{0.29}h_{fg}^{0.24}\rho_v^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}S$$

$$h_{NB}=0.00122\left(\frac{0.609^{0.79}4938.434^{0.45}790.229^{0.49}}{0.02475^{0.5}0.0001044^{0.29}1683980^{0.24}22.0517^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}\times 0.024$$

$$h_{NB}=0.034\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}$$

คำนวณหา h_{TP}

$$h_{TP}=h_{NB}+h_c=0.034\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}+43{,}420.522$$

$$q_w=h_{TP}\Delta T_{sat}$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

จากสมการข้างล่างนี้จะต้องใช้การ iteration จากสมการข้างต้นเพื่อหา h_{TP} ที่เกิดขึ้น โดย q_w ต่อ 1 ท่อ ที่เกิดขึ้นจริงที่คิดจากระหว่าง x=0.8 กับ x=1.0 และค่า L ที่ใช้ในการคำนวณนี้ก็ได้จากการ iteration จากการคำนวณ L ที่เกิดขึ้นจริง

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{fg@44bar}0.2}{\pi DL} = \frac{0.432\times 1{,}683{,}980\times 0.2}{\pi\times 0.0264\times 130.77} = 13{,}432.464 \text{ W/m}^2$$

และจากการ iteration ที่ได้จากการใช้ความสัมพันธ์โพลิโนเมียลระหว่างอุณหภูมิและความดันจะได้ ΔT_{sat} ที่ทำให้ q_w ที่ใกล้เคียงกับค่าที่ต้องเกิดขึ้นจริง จากการ iteration ทำให้ได้

$$\Delta T_{sat} = 0.3090 \quad ^{\circ}C$$

$$q_w = 13{,}435.927 \approx 13{,}432.464 \text{ W/m}^2$$

ดังนั้นจะได้

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

$$h_{TP} = \frac{13{,}432.464}{0.3090} = 43{,}470.757 \;\; W/m^2\cdot K$$

คำนวณอุณหภูมิที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูง

$$\dot{m}_w C_{p,w} = C_{\max} = \infty \qquad \dot{m}_g C_{p,g} = C_{\max} = 115.967\, kW/K$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{115.967}{\infty} = 1$$

คำนวณหา h_{TP} เฉลี่ย

$$\bar{h}_{TP} = \frac{19{,}045.036 + 29{,}534.881 + 37{,}004.033 + 42{,}134.454 + 43{,}470.757}{5}$$

$$\bar{h}_{TP} = 34{,}237.833 \;\; W/m^2\cdot K$$

หาค่าความร้อนที่ทำได้

$$q_w = \dot{m}h_{fg} = 12.18\times 1683.98 = 20{,}510.876 \quad kW$$

จะได้อุณหภูมิที่แก๊สไอเสียไหลผ่านอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันสูงคือ

$$T_C = T_B - \left(\frac{q_w}{C_{\min}}\right)$$

$$= 752.175 - \left(\frac{20{,}510.876}{115.967}\right) = 575.307 \quad K$$

คำนวณหา Effectiveness

$$\varepsilon = \frac{T_B - T_C}{T_C - T_6} = \frac{752.175 - 575.307}{575.307 - 528.94} = 0.792$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

คำนวณหา NTU

$$NTU_{EVAP(HP)} = -\ln(1-\varepsilon)$$
$$= -\ln(1-0.792) = 1.572$$

คำนวณหา $UA_{EVAP(HP)}$

$$UA_{EVAP(HP)} = \frac{NTU}{C_{\min}} = \frac{1.572}{115.967} = 182.259 \quad kW/K$$

คำนวณหาความยาวของท่อที่ต้องใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากท่อที่มีครีบ โดยเริ่มจากคำนวณหา n_f

$$\frac{L_c^{3/2}(h_o/kA_p)}{r_1} = \frac{0.0132^{3/2}(49.156/186\times 0.0000132)}{0.0159} = 0.215$$

$$\eta_f = 0.95$$

จากการคำนวณ n_o จากดิมครีบที่ความยาว 1 เมตร มีครีบ 250 ครีบ ซึ่งถ้าคิดปรียบเทียบเป็นสัดส่วนจะคิดที่ครีบ 1 ชิ้นที่ความยาว 0.004 เมตร จะได้ค่าดังข้างล่างนี้

โดยที่ $A_f = 2\pi(r_2c^2 - r_1^2) = 2\pi(0.0291^2 - 0.0159^2) = 0.00373$ m^2

$A_b = 2\pi r_1(L - Nt) = 2\pi(0.0159)(0.004 - (1\times 0.001)) = 0.0002996$ m^2

$A_t = NA_f + A_b = (1\times 0.00373) + (0.0002996) = 0.00403$ m^2

$$\eta_o = \left(1 - \frac{NA_f}{A_t}(1-\eta_f)\right) = \left(1 - \frac{(1)(0.00373)}{(0.004030)}(1-0.95)\right) = 0.954$$

ความยาวที่เกิดขึ้นจากการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i\pi DLn} + \frac{1}{n_o h_o A_t n}$$

$$\frac{1}{182.259} = \frac{1}{34{,}237.833\times\pi\times 0.0264L\times 30} + \frac{1}{0.954\times 49.156\times A_t\times 30}$$

$$0.000005487 = \frac{0.000011742}{L} + \frac{1}{1{,}406.430\times A_t}$$

$$0.000005487 = \frac{0.000011742}{L} + \frac{1}{1{,}406.430\times L(NA_f + 2\pi r_1 - 2\pi r_1 Nt)}$$

$$0.000005487 = \frac{0.000011742}{L} + \frac{1}{(1{,}406.430\times L(1.007))}$$

$$0.000005487 = \frac{0.000011742}{L} + \frac{0.000705748678}{L}$$

$$\mathrm{L} = 130.77 \quad \mathrm{m}$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

2.3 ผลการคำนวณอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง

อุณหภูมิของน้ำที่ไหลภายในอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 เท่ากับ 528.94 K โดยมีค่าสถานะต่างๆดังนี้ $\Pr = 0.849$, $k = 0.609 \quad W/m \cdot K$, $\mu = 0.0001044 \quad N \cdot s/m^2$ และ $\rho = 790.229 \quad kg/m^3$

หาจำนวนท่อภายในซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{12.18}{790.229 \times 1 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 28.172 \approx 30 \text{ ท่อ}$$

ประมาณความยาวของซุปเปอร์ฮีท อีเวปโปเรเตอร์ และอีโคโนไมเซอรัวที่ 2 เท่ากับ 220 เมตร

$$L_{tot} = L_{SH(HP)} + L_{EVAP(HP)} + L_{ECO\#2(HP)}$$

$$L_{ECO\#2(HP)} = 230 - 11.218 - 130.77 = 78.013 \text{ m}$$

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{790.229 \times 1 \times 0.0264}{0.0001044} = 199{,}782.28$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D

$$Nu_D = 0.023 \mathrm{Re}_D^{4/5} \Pr^{0.4} = 0.023 \times (199{,}782.28)^{4/5} 0.849^{0.4} = 374.735$$

ต่อไปคำนวณหา h_i

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{374.735 \times 0.609}{0.0264} = 8{,}649.818 \quad W/m^2 \cdot K$$

$$\frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{h_i \pi D L n} = \frac{1}{8{,}649.818 \times \pi \times 0.0264 \times 78.013 \times 30} = 0.0000005959 \quad K/W$$

คำนวณภายนอกท่อน้ำที่ผ่านอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ที่ความดันสูง อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่านอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 เท่ากับ 575.307 K โดยมีค่าสถานะต่างๆดังนี้ $\Pr = 0.684$, $k = 0.04542 \quad W/m \cdot K$, $\mu = 0.00002972 \quad N \cdot s/m^2$ และ $\rho = 0.6063 \quad kg/m^3$

หาความเร็วของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่านอีโคโนเซอร์ตัวที่ 2

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{115.39}{0.6063 \times 2.8 \times 18.59} = 3.6561 \quad m/s$$

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.6063 \times 3.6561 \times 0.0318}{0.00002972} = 2{,}371.915$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D จะใช้สมการของ zhukauskas จะได้ว่า

$$\overline{Nu}_D = C\,\mathrm{Re}_{D,\max}^{m}\,\mathrm{Pr}^{0.36}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_s}\right)^{n} = 0.27\times 2{,}371.915^{0.63}\times 0.684^{0.36}$$

$$\overline{Nu}_D = 31.499$$

ต่อไปคำนวณหา h_o

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{31.499\times 0.04542}{0.0318} = 44.989 \quad W/m^2\cdot k$$

คำนวณหาความยาวของท่อที่ต้องใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากท่อที่ทีครีบ โดยเริ่มจากคำนวณหา n_f

$$\frac{L_c^{3/2}(h_o/kA_p)}{r_1} = \frac{0.0132^{3/2}(44.989/186\times 0.0000132)}{0.0159} = 0.205$$

$$\eta_f = 0.96$$

จากการคำนวณ n_o จากดิมครีบที่ความยาว 1 เมตร มีครีบ 250 ครีบ

โดยที่ $A_f = 2\pi(r_2c^2 - r_1^2) = 2\pi(0.0291^2 - 0.0159^2) = 0.00373\ \mathrm{m}^2$

$$A_b = 2\pi r_1(L - Nt) = 2\pi(0.0159)(78.013 - (22{,}003.336\times 0.001)) = 5.8423\ \mathrm{m}^2$$

$$A_t = NA_f + A_b = (22{,}003.336\times 0.00373) + 5.8423 = 78.595\ \mathrm{m}^2$$

$$\eta_o = \left(1 - \frac{NA_f}{A_t}(1-\eta_f)\right) = \left(1 - \frac{(1)(0.00373)}{(78.595)}(1-0.96)\right) = 0.963$$

จะได้

$$\frac{1}{h_oA_o} = \frac{1}{n_oh_oA_tn} = \frac{1}{0.963\times 44.989\times 78.595\times 30} = 0.00001039 \quad \mathrm{K/W}$$

คำนวณหา UA ของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ได้ดังนี้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_iA_i} + \frac{1}{h_oA_o}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_iA_in} + \frac{1}{n_oh_oA_on}$$

$$\frac{1}{UA} = 0.0000005959 + 0.00001039$$

$$UA = 96.289 \quad \mathrm{W/K}$$

คำนวณอุณหภูมิที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{m}_wC_{p,w} = C_{\min} = 51.119 \quad kW/K \qquad \dot{m}_gC_{p,g} = C_{\max} = 115.967\,kW/K$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{51.119}{115.967} = 0.441$$

คำนวณหา NTU

$$NTU_{ECO\#2(HP)} = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{96.289}{51.119} = 1.884$$

คำนวณหา Effectiveness

$$\varepsilon = 1 - \exp(-Cr^{-1})(1 - \exp(-Cr \cdot NTU)) = 0.722$$

คำนวณอุณหภูมิแลกเปลี่ยนความร้อนที่ป่านอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2จะได้อุณหภุมิน้ำขาเข้าแลอุณหภูมิแก๊สขาออกดังนี้

$$T_8 = \frac{(\varepsilon \times T_C) - T_7}{\varepsilon - 1}$$

$$= \frac{(0.722 \times 575.307) - 528.94}{0.722 - 1} = 408.6 \quad K$$

$$T_D = T_C - C_r(T_7 - T_8)$$

$$= 575.307 - 0.441(528.94 - 408.6) = 522.259 \quad K$$

2.4 ผลการคำนวณในซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ

อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลภายในซุปเปอร์ฮีทเท่ากับ 416.76 K โดยมีค่าสถานะต่างๆดังนี้ $\Pr = 1.0682$, $k = 0.0293 \quad W/m \cdot K$, $\mu = 0.0001367 \quad N \cdot s/m^2$ และ $\rho = 3.276 \quad kg/m^3$

หาจำนวนท่อภายในซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{3.68}{3.276 \times 32 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0454^2} = 21.693 \approx 22 \text{ ท่อ}$$

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{3.276 \times 32 \times 0.0454}{0.00001367} = 348{,}196.783$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D

$$Nu_D = 0.023 \mathrm{Re}_D^{4/5} \Pr^{0.4} = 0.023 \times (348{,}196.783)^{4/5} 1.0682^{0.4} = 640.69$$

ต่อไปคำนวณหา h_i

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{640.69 \times 0.02928}{0.0454} = 413.225 \quad W/m^2 \cdot k$$

คำนวณภายนอกท่อที่ผ่านซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่านซุปเปอร์ฮีทเท่ากับ 522.259 K โดยมีค่าสถานะต่างๆดังนี้ $\Pr = 0.6836$, $k = 0.04212 \quad W/m \cdot K$, $\mu = 0.00002782 \quad N \cdot s/m^2$ และ $\rho = 0.668 \quad kg/m^3$

หาความเร็วภายนอกท่อในซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{115.39}{0.6843 \times 2.8 \times 18.59} = 3.2396 m/s$$

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.668 \times 3.2396 \times 0.0508}{0.00002782} = 4{,}047.29$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D จะใช้สมการของ zhukauskas จะได้ว่า

$$\overline{Nu}_D = C\,\mathrm{Re}_{D,\max}^m \mathrm{Pr}^{0.36}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_s}\right)^n = 0.27 \times 4{,}047.29^{0.63} \times 0.6836^{0.36} = 44.096$$

ต่อไปคำนวณหา h_o

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{44.096 \times 0.04212}{0.0504} = 36.565 \quad W/m^2 \cdot k$$

คำนวณอุณหภูมิที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{m}_w C_{p,w} = C_{\min} = 6.89 \quad kW/K \qquad \dot{m}_g C_{p,g} = C_{\max} = 115.967 kW/K$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0.059$$

คำนวณหา Effectiveness

$$\varepsilon = \frac{T_{10} - T_{11}}{T_D - T_{11}} = \frac{451.15 - 416.76}{522.259 - 416.76} = 0.326$$

คำนวณหา NTU

$$NTU_{SH(LP)} = -\frac{1}{C_r}\ln\left(Cr\ln(1-\varepsilon)+1\right)$$

$$= -\frac{1}{0.059}\ln\left(0.059\ln(1-0.326)+1\right) = 0.399$$

คำนวณหา $UA_{SH(LP)}$

$$UA_{SH(LP)} = \frac{NTU}{C_{\min}} = \frac{0.399}{6.89} = 2.75 \quad kW/K$$

จะได้อุณหภูมิที่แก๊สไอเสียไหลผ่านซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำคือ

$$T_E = T_D - C_r(T_{10} - T_{11})$$

$$T_E = 522.259 - 0.059(451.15 - 416.76) = 520.216 \quad K$$

คำนวณหาความยาวของท่อที่ต้องใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากท่อที่ทีครีบ โดยเริ่มจากคำนวณหา n_f

$$r_1 = \frac{(22.7/2) + 2.7}{1{,}000} = 0.0254 \quad m \quad r_2 = \frac{(50.8/2) + 12.7}{1{,}000} = 0.0381 \quad m$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ต่อไปคำนวณหาค่าต่างๆเพื่อหา n_f

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t}{2} = 0.0381 + \frac{0.001}{2} = 0.039m$$

$$L_c = L_f + \frac{t}{2} = 0.0127 + \frac{0.001}{2} = 0.0132m$$

$$A_p = L_c t = 0.0132 \times 0001 = 0.0000132\ m$$

$$\frac{r2c}{r1} = \frac{0.039}{0.0254} = 1.5$$

$$\frac{L_c^{3/2}(h_o / kA_p)}{r_1} = \frac{0.0132^{3/2}(36.246/186 \times 0.0000132)}{0.0254} = 0.185$$

$$\eta_f = 0.99$$

จากการคำนวณ n_o จากดิมครีบที่ความยาว 1 เมตร มีครีบ 250 ครีบ ซึ่งถ้าคิดปรียบเทียบเป็นสัดส่วนจะคิดที่ครีบ 1 ชิ้นที่ความยาว 0.004 เมตร จะได้ค่าดังข้างล่างนี้

โดยที่ $A_f = 2\pi(r_2c^2 - r_1^2) = 2\pi(0.039^2 - 0.0254^2) = 0.00531$ m^2

$$A_b = 2\pi r_1(L - Nt) = 2\pi(0.0254)(0.004 - (1 \times 0.001)) = 0.0004785\ \text{m}^2$$

$$A_t = NA_f + A_b = (1 \times 0.00531) + (0.0004785) = 0.005784\ \text{m}^2$$

$$\eta_o = \left(1 - \frac{NA_f}{A_t}(1 - \eta_f)\right) = \left(1 - \frac{(1)(0.00531)}{(0.005784)}(1 - 0.99)\right) = 0.991$$

ความยาวที่เกิดขึ้นจากการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i \pi DLn} + \frac{1}{n_o h_o A_t n}$$

$$\frac{1}{2.75} = \frac{1}{413.225 \times \pi \times 0.0454L \times 22} + \frac{1}{0.991 \times 36.565 \times A_t \times 22}$$

$$0.0003636 = \frac{0.0007716}{L} + \frac{1}{797.055 \times A_t}$$

$$0.0003636 = \frac{0.0007716}{L} + \frac{1}{797.055 \times L(NA_f + 2\pi r_1 - 2\pi r_1 Nt)}$$

$$0.0003636 = \frac{0.0007716}{L} + \frac{1}{(797.055 \times L(1.446))}$$

$$0.0003636 = \frac{0.0007716}{L} + \frac{0.0008677}{L}$$

$$L = 4.509 \quad m$$

2.5 ผลการคำนวณในอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

อุณหภูมิของน้ำที่ไหลออกจากอีเวปโปรเรเตอร์เท่ากับ 416.76 K โดยมีค่าสถานะ

ต่างๆดังนี้ $\Pr_l = 1.1859$, $k_l = 0.688 \quad W/m \cdot K$ $\mu_l = 0.0001899 \quad N \cdot s/m^2$,
$\rho_l = 922.138 \quad kg/m^3$, $k_{AL} = 186 \quad W/m \cdot K$, $Cp_l = 4{,}294.224 \quad J/kg \cdot K$,
$Surface \quad Tension = 0.05008 \quad N/m$, $\mu_v = 0.00001367 \quad N \cdot s/m^2$,
$\rho_v = 22.0517 \quad kg/m^3$ และ $h_{fg} = 2{,}133{,}400 \quad J/kg$ ที่ x=0.1

จำนวนท่อที่ต้องใช้ภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{3.68}{922.138 \times 0.34 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 21.456 \approx 22 \text{ ท่อ}$$

อัตราการไหลต่อท่อ

$$\frac{\dot{m}}{tube} = \rho_l v \frac{\pi}{4} D^2 = 922.138 \times 0.34 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2 = 0.172 \quad kg/s$$

คำนวณ two-phase ภายในท่อเพื่อหาค่า h_{TP}

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{u_l}{u_v}\right)^{0.1} = \left(\frac{1-0.1}{0.1}\right)^{0.9} \left(\frac{22.0517}{922.138}\right)^{0.5} \left(\frac{0.0001899}{0.00001367}\right)^{0.1} = 0.56$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{1}{0.56} = 1.785$$

คำนวณ F โดยใช้สมการความสัมพันธ์ของกราฟระหว่างค่า F และ X_{tt}

$$F = 1 + \left(1.8 X_{tt}^{-0.79}\right) = 1 + (1.8 \times 0.56^{-0.79}) = 3.845$$

คำนวณหาค่า G

$$G = \frac{\dot{m}/tube}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0.172}{\frac{\pi}{4} 0.0264^2} = 313.527 \quad kg/m^3$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

คำนวณหา Re_L

$$\mathrm{Re}_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{313.527 \times (1-0.1) \times 0.0264}{0.0001899} = 39{,}236.29$$

$$h_c = 0.023 \left(\frac{k_l}{D}\right) \mathrm{Re}_l^{0.8} \Pr_l^{0.4} F$$

$$h_c = 0.023 \times \left(\frac{0.688}{0.0264}\right) \times 39{,}236.29^{0.8} \times 1.186^{0.4} \times 3.845$$

$$h_c = 11{,}672.34 \quad \mathrm{W/m^2 \cdot K}$$

คำนวณหา Re_{TP}

$$\mathrm{Re}_{TP} = F^{1.25} \mathrm{Re}_L = 3.845^{1.25} \times 39{,}236.29 = 211{,}241.53$$

คำนวณหา S

$$S = \frac{1}{1+0.00000256(\mathrm{Re}_{TP}^{\ 1.1648})} = \frac{1}{1+0.00000256(211,241.53^{1.1648})} = 0.197$$

คำนวณหา h_{NB}

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{k_l^{0.79}C_{pl}^{0.45}\rho_l^{0.49}}{\sigma^{*0.5}\mu_l^{0.29}h_{fg}^{0.24}\rho_v^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}S$$

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{0.688^{0.79}4,294.224^{0.45}922.138^{0.49}}{0.05008^{0.5}0.0001899^{0.29}2,133,400^{0.24}3.276^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}\times 0.197$$

$$h_{NB} = 0.267\,\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}$$

คำนวณหา h_{TP}

$$h_{TP} = h_{NB} + h_c = 0.267\,\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75} + 11,672.34$$

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

จากสมการข้างล่างนี้จะต้องใช้การ iteration จากสมการข้างต้นเพื่อหา h_{TP} ที่เกิดขึ้น โดย q_w ต่อ 1 ท่อ ที่เกิดขึ้นจริงที่คิดจากระหว่าง x=0 กับ x=0.2 และค่า L ที่ใช้ในการคำนวณนี้ก็ได้จากการ iteration จากการคำนวณ L ที่เกิดขึ้นจริง

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{fg@44bar}0.2}{\pi DL} = \frac{0.172\times 2,133,400\times 0.2}{\pi\times 0.0264\times 136.925} = 6,448.199 \text{ W/m}^2$$

และจากการ iteration ที่ได้จากการใช้ความสัมพันธ์โพลิโนเมียลระหว่างอุณหภูมิและความดันจะได้ ΔT_{sat} ที่ทำให้ q_w ที่ใกล้เคียงกับค่าที่ต้องเกิดขึ้นจริง จากการ iteration ทำให้ได้

$$\Delta T_{sat} = 0.5409 \quad ^{\circ}C$$

$$q_w = 6,448.742 \approx 6,448.199 \quad \text{W/m}^2$$

ดังนั้นจะได้

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

$$h_{TP} = \frac{6,448.199}{0.7372} = 11,921.24 \quad W/m^2\cdot K$$

คำนวณค่าภายนอกท่อของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำที่ x=0.1,0.3,0.5,0.7 และ 0.9 อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลออกจากอีเวปโปเรเตอร์เท่ากับ 520.216 K โดยมีค่าสถานะต่างๆดังนี้ $\mathrm{Pr} = 0.684$, $k = 0.04199 \quad W/m\cdot K$ $\mu = 0.00002775 \quad N\cdot s/m^2$ และ $\rho = 0.6707 \quad kg/m^3$

หาความเร็วภายนอกของอีเวปโปเรเตอร์

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{115.39}{0.6707 \times 2.8 \times 18.59} = 3.305 \quad m/s$$

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.6707 \times 3.305 \times 0.0318}{0.00002775} = 2{,}540.366$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D จะใช้สมการของ zhukauskas จะได้ว่า

$$\overline{Nu}_D = C\,\mathrm{Re}_{D,\max}^m \,\mathrm{Pr}^{0.36}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_s}\right)^n = 0.27 \times 2{,}540.366^{0.63} \times 0.684^{0.36} = 32.886$$

ต่อไปคำนวณหา h_o

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{32.886 \times 0.04199}{0.0318} = 43.428 \quad W/m^2 \cdot k$$

คำนวณภายในท่อไอน้ำภายในอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันต่ำที่ x=0.3 จำนวนท่อที่ต้องใช้ภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{3.68}{922.138 \times 0.34 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 21.456 \approx 22 \text{ ท่อ}$$

อัตราการไหลต่อท่อ

$$\frac{\dot{m}}{tube} = \rho_l v \frac{\pi}{4} D^2 = 922.138 \times 0.34 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2 = 0.172 \quad kg/s$$

คำนวณ two-phase ภายในท่อเพื่อหาค่า h_{TP}

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}\left(\frac{u_l}{u_v}\right)^{0.1} = \left(\frac{1-0.3}{0.1}\right)^{0.9}\left(\frac{22.0517}{922.138}\right)^{0.5}\left(\frac{0.0001899}{0.00001367}\right)^{0.1} = 0.166$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{1}{0.166} = 6.015$$

คำนวณ F โดยใช้สมการความสัมพันธ์ของกราฟระหว่างค่า F และ X_{tt}

$$F = 1 + \left(1.8 X_{tt}^{-0.79}\right) = 1 + (1.8 \times 0.166^{-0.79}) = 8.43$$

คำนวณหาค่า G

$$G = \frac{\dot{m}/tube}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0.172}{\frac{\pi}{4} 0.0264^2} = 313.527 \quad kg/m^3$$

คำนวณหา Re_L

$$\mathrm{Re}_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{313.527 \times (1-0.3) \times 0.0264}{0.0001899} = 30{,}517.115$$

$$h_c = 0.023\left(\frac{k_l}{D}\right)\mathrm{Re}_l^{0.8}\,\mathrm{Pr}_l^{0.4}\,F$$

$$h_c = 0.023\times\left(\frac{0.688}{0.0264}\right)\times 30{,}517.115^{0.8}\times 1.186^{0.4}\times 8.43$$

$$h_c = 20{,}926.955 \quad \mathrm{W/m^2\cdot K}$$

คำนวณหา Re_{TP}

$$\mathrm{Re}_{TP} = F^{1.25}\,\mathrm{Re}_L = 8.43^{1.25}\times 30{,}517.115 = 438{,}242.42\ 7$$

คำนวณหา S

$$S = \frac{1}{1+0.00000256(\mathrm{Re}_{TP}{}^{1.1648})} = \frac{1}{1+0.00000256(438{,}242.427^{1.1648})} = 0.095$$

คำนวณหา h_{NB}

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{k_l^{0.79}C_{pl}^{0.45}\rho_l^{0.49}}{\sigma^{*0.5}\mu_l^{0.29}h_{fg}^{0.24}\rho_v^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}S$$

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{0.688^{0.79}4{,}294.224^{0.45}922.138^{0.49}}{0.05008^{0.5}0.0001899^{0.29}2{,}133{,}400^{0.24}3.276^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}\times 0.095$$

$$h_{NB} = 0.129\,\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}$$

คำนวณหา h_{TP}

$$h_{TP} = h_{NB} + h_c = 0.129\,\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75} + 20{,}926.955$$

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

จากสมการข้างล่างนี้จะต้องใช้การ iteration จากสมการข้างต้นเพื่อหา h_{TP} ที่เกิดขึ้น โดย q_w ต่อ 1 ท่อ ที่เกิดขึ้นจริงที่คิดจากระหว่าง x=0.2 กับ x=0.4 และค่า L ที่ใช้ในการคำนวณนี้ก็ได้จากการ iteration จากการคำนวณ L ที่เกิดขึ้นจริง

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{fg@44bar}0.2}{\pi DL} = \frac{0.172\times 2{,}133{,}400\times 0.2}{\pi\times 0.0264\times 136.925} = 6{,}448.199 \text{ W/m}^2$$

และจากการ iteration ที่ได้จากการใช้ความสัมพันธ์โพลิโนเมียลระหว่างอุณหภูมิและความดันจะได้ ΔT_{sat} ที่ทำให้ q_w ที่ใกล้เคียงกับค่าที่ต้องเกิดขึ้นจริง จากการ iteration ทำให้ได้

$$\Delta T_{sat} = 0.3068 \quad {}^\circ C$$

$$q_w = 6{,}450.252 \approx 6{,}448.199 \text{ W/m}^2$$

ดังนั้นจะได้

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

$$h_{TP} = \frac{6{,}448.199}{0.3068} = 21{,}017.599 \quad W/m^2\cdot K$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

คำนวณภายในท่อไอน้ำในอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันต่ำที่ x=0.5 จำนวนท่อที่ต้องใช้ภายในอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{3.68}{922.138 \times 0.34 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 21.456 \approx 22 \text{ ท่อ}$$

อัตราการไหลต่อท่อ

$$\frac{\dot{m}}{tube} = \rho_l v \frac{\pi}{4} D^2 = 922.138 \times 0.34 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2 = 0.172 \quad kg/s$$

คำนวณ two-phase ภายในท่อเพื่อหาค่า h_{TP}

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{u_l}{u_v}\right)^{0.1} = \left(\frac{1-0.5}{0.1}\right)^{0.9} \left(\frac{22.0517}{922.138}\right)^{0.5} \left(\frac{0.0001899}{0.00001367}\right)^{0.1} = 0.0776$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{1}{0.0776} = 12.895$$

คำนวณ F โดยใช้สมการความสัมพันธ์ของกราฟระหว่างค่า F และ X_{tt}

$$F = 1 + \left(1.8 X_{tt}^{-0.79}\right) = 1 + (1.8 \times 0.0776^{-0.79}) = 14.568$$

คำนวณหาค่า G

$$G = \frac{\dot{m}/tube}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0.172}{\frac{\pi}{4} 0.0264^2} = 313.527 \quad kg/m^3$$

คำนวณหา Re_L

$$Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{313.527 \times (1-0.5) \times 0.0264}{0.0001899} = 21{,}797.94$$

$$h_c = 0.023 \left(\frac{k_l}{D}\right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} F$$

$$h_c = 0.023 \times \left(\frac{0.688}{0.0264}\right) \times 21{,}797.94^{0.8} \times 1.186^{0.4} \times 14.568$$

$$h_c = 27{,}635.55 \quad \mathrm{W/m^2 \cdot K}$$

คำนวณหา Re_{TP}

$$Re_{TP} = F^{1.25} Re_L = 14.568^{1.25} \times 21{,}797.94 = 620{,}393.18\ 7$$

คำนวณหา S

$$S = \frac{1}{1 + 0.00000256(Re_{TP}^{1.1648})} = \frac{1}{1 + 0.00000256(620{,}393.187^{1.1648})} = 0.065$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

คำนวณหา h_{NB}

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{k_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{*0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_v^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} S$$

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{0.688^{0.79} 4{,}294.224^{0.45} 922.138^{0.49}}{0.05008^{0.5} 0.0001899^{0.29} 2{,}133{,}400^{0.24} 3.276^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} \times 0.065$$

$$h_{NB} = 0.089\,\Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75}$$

คำนวณหา h_{TP}

$$h_{TP} = h_{NB} + h_c = 0.089\,\Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} + 27{,}635.55$$

$$q_w = h_{TP} \Delta T_{sat}$$

จากสมการข้างล่างนี้จะต้องใช้การ iteration จากสมการข้างต้นเพื่อหา h_{TP} ที่เกิดขึ้น โดย q_w ต่อ 1 ท่อ ที่เกิดขึ้นจริงที่คิดจากระหว่าง x=0.4 กับ x=0.6 และค่า L ที่ใช้ในการคำนวณนี้ก็ได้จากการ iteration จากการคำนวณ L ที่เกิดขึ้นจริง

$$q_w = \frac{\dot{m} h_{fg@44bar} 0.2}{\pi D L} = \frac{0.172 \times 2{,}133{,}400 \times 0.2}{\pi \times 0.0264 \times 136.925} = 6{,}448.199 \text{ W/m}^2$$

และจากการ iteration ที่ได้จากการใช้ความสัมพันธ์โพลิโนเมียลระหว่างอุณหภูมิและความดันจะได้ ΔT_{sat} ที่ทำให้ q_w ที่ใกล้เคียงกับค่าที่ต้องเกิดขึ้นจริง จากการ iteration ทำให้ได้

$$\Delta T_{sat} = 0.2329 \quad ^\circ C$$

$$q_w = 6{,}450.569 \approx 6{,}448.199 \text{ W/m}^2$$

ดังนั้นจะได้

$$q_w = h_{TP} \Delta T_{sat}$$

$$h_{TP} = \frac{6{,}448.199}{0.2329} = 27{,}686.558 \quad W/m^2 \cdot K$$

คำนวณภายในท่อไอน้ำภายในอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันต่ำที่ x=0.7 จำนวนท่อที่ต้องใช้ภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{3.68}{922.138 \times 0.34 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 21.456 \approx 22 \text{ ท่อ}$$

อัตราการไหลต่อท่อ

$$\frac{\dot{m}}{tube} = \rho_l v \frac{\pi}{4} D^2 = 922.138 \times 0.34 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2 = 0.172 \quad kg/s$$

คำนวณ two-phase ภายในท่อเพื่อหาค่า h_{TP}

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}\left(\frac{u_l}{u_v}\right)^{0.1} = \left(\frac{1-0.7}{0.1}\right)^{0.9}\left(\frac{22.0517}{922.138}\right)^{0.5}\left(\frac{0.0001899}{0.00001367}\right)^{0.1} = 0.036$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{1}{0.036} = 27.645$$

คำนวณ F โดยใช้สมการความสัมพันธ์ของกราฟระหว่างค่า F และ X_{tt}

$$F = 1 + \left(1.8X_{tt}^{-0.79}\right) = 1 + (1.8 \times 0.036^{-0.79}) = 25.783$$

คำนวณหาค่า G

$$G = \frac{\dot{m}/tube}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{0.172}{\frac{\pi}{4}0.0264^2} = 313.527 \quad kg/m^3$$

คำนวณหา Re_L

$$\mathrm{Re}_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{313.527 \times (1-0.7) \times 0.0264}{0.0001899} = 13{,}078.764$$

$$h_c = 0.023\left(\frac{k_l}{D}\right)\mathrm{Re}_l^{0.8}\ \mathrm{Pr}_l^{0.4}\ F$$

$$h_c = 0.023 \times \left(\frac{0.688}{0.0264}\right) \times 13{,}078.764^{0.8} \times 1.186^{0.4} \times 25.783$$

$$h_c = 32{,}502.47 \quad \mathrm{W/m^2 \cdot K}$$

คำนวณหา Re_{TP}

$$\mathrm{Re}_{TP} = F^{1.25}\,\mathrm{Re}_L = 25.783^{1.25} \times 13{,}078.764 = 759{,}849.09\ 6$$

คำนวณหา S

$$S = \frac{1}{1 + 0.00000256(\mathrm{Re}_{TP}^{\ 1.1648})} = \frac{1}{1 + 0.00000256(759{,}849.096^{1.1648})} = 0.052$$

คำนวณหา h_{NB}

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{k_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{*0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{.0.24} \rho_v^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} S$$

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{0.688^{0.79} 4{,}294.224^{0.45} 922.138^{0.49}}{0.05008^{0.5} 0.0001899^{0.29} 2{,}133{,}400^{0.24} 3.276^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} \times 0.052$$

$$h_{NB} = 0.071 \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75}$$

คำนวณหา h_{TP}

$$h_{TP} = h_{NB} + h_c = 0.071 \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} + 32{,}502.47$$

$$q_w = h_{TP} \Delta T_{sat}$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

จากสมการข้างล่างนี้จะต้องใช้การ iteration จากสมการข้างต้นเพื่อหา h_{TP} ที่เกิดขึ้น โดย q_w ต่อ 1 ท่อ ที่เกิดขึ้นจริงที่คิดจากระหว่าง x=0.6 กับ x=0.8 และค่า L ที่ใช้ในการคำนวณนี้ก็ได้จากการ iteration จากการคำนวณ L ที่เกิดขึ้นจริง

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{fg@44bar}0.2}{\pi DL} = \frac{0.172\times 2{,}133{,}400\times 0.2}{\pi\times 0.0264\times 136.925} = 6{,}448.199 \text{ W/m}^2$$

และจากการ iteration ที่ได้จากการใช้ความสัมพันธ์โพลิโนเมียลระหว่างอุณหภูมิและความดันจะได้ ΔT_{sat} ที่ทำให้ q_w ที่ใกล้เคียงกับค่าที่ต้องเกิดขึ้นจริง จากการ iteration ทำให้ได้

$$\Delta T_{sat} = 0.1982 \quad ^{\circ}C$$

$$q_w = 6{,}451.218 \approx 6{,}448.199 \text{ W/m}^2$$

ดังนั้นจะได้

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

$$h_{TP} = \frac{6{,}448.199}{0.1982} = 32{,}533.802 \;\; W/m^2\cdot K$$

คำนวณภายในท่อไอน้ำภายในอีเวปโปรเรเตอร์ที่ความดันต่ำที่ x=0.9 จำนวนท่อที่ต้องใช้ภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{3.68}{922.138\times 0.34\times\frac{\pi}{4}\times 0.0264^2} = 21.456 \approx 22 \text{ ท่อ}$$

อัตราการไหลต่อท่อ

$$\frac{\dot{m}}{tube} = \rho_l v\frac{\pi}{4}D^2 = 922.138\times 0.34\times\frac{\pi}{4}\times 0.0264^2 = 0.172 \quad kg/s$$

คำนวณ two-phase ภายในท่อเพื่อหาค่า h_{TP}

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}\left(\frac{u_l}{u_v}\right)^{0.1} = \left(\frac{1-0.3}{0.1}\right)^{0.9}\left(\frac{22.0517}{922.138}\right)^{0.5}\left(\frac{0.0001899}{0.00001367}\right)^{0.1} = 0.01073$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{1}{0.01073} = 93.165$$

คำนวณ F โดยใช้สมการความสัมพันธ์ของกราฟระหว่างค่า F และ X_{tt}

$$F = 1 + \left(1.8X_{tt}^{-0.79}\right) = 1 + (1.8\times 0.01073^{-0.79}) = 65.712$$

คำนวณหาค่า G

$$G = \frac{\dot{m}/tube}{\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{0.172}{\frac{\pi}{4}0.0264^2} = 313.527 \quad kg/m^3$$

คำนวณหา Re_L

$$Re_L = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} = \frac{313.527\times(1-0.9)\times 0.0264}{0.0001899} = 4{,}359.588$$

$$h_c = 0.023\left(\frac{k_l}{D}\right)Re_l^{0.8}\ Pr_l^{0.4}\ F$$

$$h_c = 0.023\times\left(\frac{0.688}{0.0264}\right)\times 4{,}359.588^{0.8}\times 1.186^{0.4}\times 65.712$$

$$h_c = 34{,}398.097\quad W/m^2\cdot K$$

คำนวณหา Re_{TP}

$$Re_{TP} = F^{1.25}\ Re_L = 65.712^{1.25}\times 4{,}359.588 = 815{,}642.59\ 3$$

คำนวณหา S

$$S = \frac{1}{1+0.00000256(Re_{TP}{}^{1.1648})} = \frac{1}{1+0.00000256(815{,}642.593^{1.1648})} = 0.048$$

คำนวณหา h_{NB}

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{k_l^{0.79}C_{pl}^{0.45}\rho_l^{0.49}}{\sigma^{*0.5}\mu_l^{0.29}h_{fg}^{0.24}\rho_v^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}S$$

$$h_{NB} = 0.00122\left(\frac{0.688^{0.79}4{,}294.224^{0.45}922.138^{0.49}}{0.05008^{0.5}0.0001899^{0.29}2{,}133{,}400^{0.24}3.276^{0.24}}\right)\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}\times 0.048$$

$$h_{NB} = 0.066\,\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75}$$

คำนวณหา h_{TP}

$$h_{TP} = h_{NB} + h_c = 0.066\,\Delta T_{sat}^{0.24}\Delta P_{sat}^{0.75} + 34{,}398.097$$

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

จากสมการข้างล่างนี้จะต้องใช้การ iteration จากสมการข้างต้นเพื่อหา h_{TP} ที่เกิดขึ้น โดย q_w ต่อ 1 ท่อ ที่เกิดขึ้นจริงที่คิดจากระหว่าง x=0.8 กับ x=1.0 และค่า L ที่ใช้ในการคำนวณนี้ก็ได้จากการ iteration จากการคำนวณ L ที่เกิดขึ้นจริง

$$q_w = \frac{\dot{m}h_{fg@44bar}\,0.2}{\pi DL} = \frac{0.172\times 2{,}133{,}400\times 0.2}{\pi\times 0.0264\times 136.925} = 6{,}448.199\ W/m^2$$

และจากการ iteration ที่ได้จากการใช้ความสัมพันธ์โพลิโนเมียลระหว่างอุณหภูมิและความดันจะได้ ΔT_{sat} ที่ทำให้ q_w ที่ใกล้เคียงกับค่าที่ต้องเกิดขึ้นจริง จากการ iteration ทำให้ได้

$$\Delta T_{sat} = 0.1873\quad ^{\circ}C$$

$$q_w = 6{,}450.687\ \approx 6{,}448.199\ W/m^2$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ดังนั้นจะได้

$$q_w = h_{TP}\Delta T_{sat}$$

$$h_{TP} = \frac{6,448.199}{0.1873} = 34,427.119 \;\; W/m^2 \cdot K$$

คำนวณอุณหภูมิที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

$$\dot{m}_w C_{p,w} = C_{\max} = \infty \qquad \dot{m}_g C_{p,g} = C_{\max} = 115.967\, kW/K$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{115.967}{\infty} = 1$$

คำนวณหา h_{TP} เฉลี่ย

$$\bar{h}_{TP} = \frac{11,921.241 + 21,017.599 + 27,686.558 + 32,533.802 + 34,427.119}{5}$$

$$\bar{h}_{TP} = 25,517.264 \;\; W/m^2 \cdot K$$

หาค่าความร้อนที่ทำได้

$$q_w = \dot{m}h_{fg} = 3.68 \times 2,133.4 = 7,850.912$$

จะได้อุณหภูมิที่แก๊สไอเสียไหลผ่านอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำคือ

$$T_{E.1} = T_E - (\frac{q_w}{C_{\min}})$$

$$= 520.216 - (\frac{7,850.912}{115.967}) = 452.517 \;\; K$$

คำนวณหา Effectiveness

$$\varepsilon = \frac{T_E - T_{E.1}}{T_E - T_{11}} = \frac{520.216 - 452.517}{452.517 - 416.76} = 0.654$$

คำนวณหา NTU

$$NTU_{EVAP(HP)} = -\ln(1-\varepsilon)$$

$$= -\ln(1-0.654) = 1.062$$

คำนวณหา $UA_{EVAP(HP)}$

$$UA_{EVAP(LP)} = \frac{NTU}{C_{\min}} = \frac{1.062}{115.967} = 123.205 \;\; kW/K$$

คำนวณหาความยาวของท่อที่ต้องใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากท่อที่ที่ครีบ โดยเริ่มจากคำนวณหา n_f

$$\frac{L_c^{3/2}(h_o/kA_p)}{r_1} = \frac{0.0132^{3/2}(43.428/186 \times 0.0000132)}{0.0254} = 0.202$$

$$\eta_f = 0.95$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

จากการคำนวณ n_o จากดิมครีบที่ความยาว 1 เมตร มีครีบ 250 ครีบ ซึ่งถ้าคิดปรียบเทียบเป็นสัดส่วนจะคิดที่ครีบ 1 ชิ้นที่ความยาว 0.004 เมตร จะได้ค่าดังข้างล่างนี้

โดยที่ $A_f = 2\pi(r_{2}c^2 - r_1^{2}) = 2\pi(0.039^{2} - 0.0254^{2}) = 0.00373$ m^2

$$A_b = 2\pi r_1(L - Nt) = 2\pi(0.0254)(0.004 - (1\times 0.001)) = 0.0002996 \text{ m}^2$$

$$A_t = NA_f + A_b = (1\times 0.00373) + (0.0002996) = 0.00403 \text{ m}^2$$

$$\eta_o = \left(1 - \frac{NA_f}{A_t}(1-\eta_f)\right) = \left(1 - \frac{(1)(0.00373)}{(0.004030)}(1-0.95)\right) = 0.954$$

ความยาวที่เกิดขึ้นจากการแลกเปลี่ยนความร้อนที่อีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i\pi DLn} + \frac{1}{n_o h_o A_t n}$$

$$\frac{1}{123.205} = \frac{1}{25{,}517.264\times\pi\times 0.0264L\times 22} + \frac{1}{0.954\times 43.428\times A_t\times 22}$$

$$0.000008117 = \frac{0.000022}{L} + \frac{1}{911.196\times A_t}$$

$$0.000008117 = \frac{0.000022}{L} + \frac{1}{911.196\times L(NA_f + 2\pi r_1 - 2\pi r_1 Nt)}$$

$$0.000008117 = \frac{0.000022}{L} + \frac{1}{(911.196\times L(1.007))}$$

$$0.000008117 = \frac{0.000022}{L} + \frac{0.001089}{L}$$

$$\mathrm{L} = 136.925 \quad \mathrm{m}$$

2.6 ผลการคำนวณในซับคูลที่ความดันต่ำ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

อุณหภูมิของน้ำที่ไหลภายในซับคูลเท่ากับ 416.76 K โดยมีค่าสถานะต่างๆดังนี้

CHULALONGKORN UNIVERSITY

$\mathrm{Pr} = 1.186$, $k = 0.688 \quad W/m\cdot K$, $\mu = 0.0001899 \quad N\cdot s/m^2$ และ $\rho = 922.138 \quad kg/m^3$

หาจำนวนท่อภายในซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v\frac{\pi}{4}D^2} = \frac{3.68}{922.138\times 0.34\times\frac{\pi}{4}\times 0.0264^2} = 21.456 \approx 22 \text{ ท่อ}$$

ได้ประมาณความยาวของซุปเปอร์ฮีท อีเวปโปเรเตอร์ ซับคูล เท่ากับ 160 เมตร

$L_{tot}=L_{SH(LP)}+L_{EVAP(LP)}+L_{Subcool(LP)}$

$L_{Subcool(LP)}$=160-136.925-4.509=18.567 m

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho vD}{\mu} = \frac{922.138\times 0.34\times 0.0264}{0.0001899} = 43{,}595.879$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D

$$Nu_D = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{4/5}\,\mathrm{Pr}^{0.4} = 0.023\times(43{,}595.879)^{4/5}1.186^{0.4} = 126.738$$

ต่อไปคำนวณหา h_i

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{126.738\times 0.688}{0.0264} = 3{,}302.865\ \ W/m^2\cdot k$$

$$\frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{h_i \pi D L n} = \frac{1}{3{,}302.865\times\pi\times 0.0264\times 18.567\times 22} = 0.00000894$$

คำนวณภายนอกท่อน้ำในซับคูลที่ความดันต่ำ อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่านซับคูลเท่ากับ 452.517 K โดยมีค่าสถานะต่างๆดังนี้ $\mathrm{Pr} = 0.687$, $k = 0.0363\ \ W/m\cdot K$, $\mu = 0.0000245\ \ N\cdot s/m^2$ และ $\rho = 0.8008\ \ kg/m^3$

หาความเร็วของแก๊สไอเสียที่ไหลภายนอกซับคูล

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{115.39}{0.8008\times 2.8\times 18.59} = 2.768\ \ m/s$$

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.800\times 2.768\times 0.0318}{0.0000245} = 2{,}877.175$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D จะใช้สมการของ zhukauskas จะได้ว่า

$$\overline{Nu}_D = C\,\mathrm{Re}_{D,\max}^{m}\,\mathrm{Pr}^{0.36}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_s}\right)^n = 0.27\times 2{,}877.175^{0.63}\times 0.687^{0.36} = 35.632$$

ต่อไปคำนวณหา h_o

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{35.632\times 0.0363}{0.0318} = 40.712\ \ W/m^2\cdot k$$

คำนวณหาความยาวของท่อที่ต้องใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากท่อที่ทีครีบ โดยเริ่มจากคำนวณหา n_f

$$\frac{L_c^{3/2}(h_o/kA_p)}{r_1} = \frac{0.0132^{3/2}(40.172/186\times 0.0000132)}{0.0159} = 0.195$$

$$\eta_f = 0.97$$

จากการคำนวณ n_o จากดิมครีบที่ความยาว 1 เมตร มีครีบ 250 ครีบ

โดยที่ $A_f = 2\pi(r_2c^2 - r_1^2) = 2\pi(0.0291^2 - 0.0159^2) = 0.00373\ \mathrm{m}^2$

$$A_b = 2\pi r_1(L - Nt) = 2\pi(0.0159)(18.567 - (4641.662\times 0.001)) = 1.39\ \mathrm{m}^2$$

$$A_t = NA_f + A_b = (4{,}641.662\times 0.00373) + (1.39) = 18.705\ \mathrm{m}^2$$

$$\eta_o = \left(1 - \frac{NA_f}{A_t}(1-\eta_f)\right) = \left(1 - \frac{(1)(0.00373)}{(18.705)}(1-0.97)\right) = 0.972$$

จะได้

$$\frac{1}{h_o A_o} = \frac{1}{n_o h_o A_t n} = \frac{1}{0.972 \times 40.172 \times 18.705 \times 22} = 0.00006296$$

คำนวณหา UA ของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 ได้ดังนี้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i n} + \frac{1}{n_o h_o A_o n}$$

$$\frac{1}{UA} = 0.00000894 + 0.00006296$$

$$UA = 13.908 \quad \text{W/K}$$

คำนวณอุณหภูมิที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{m}_w C_{p,w} = C_{\min} = 15.445 \quad kW/K \qquad \dot{m}_g C_{p,g} = C_{\max} = 115.967 \quad kW/K$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{15.445}{115.967} = 0.133$$

คำนวณหา NTU

$$NTU_{Subcool} = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{13.908}{15.445} = 0.901$$

คำนวณหา Effectiveness

$$\varepsilon = 1 - \exp(-Cr^{-1})(1 - \exp(-Cr \cdot NTU)) = 0.57$$

คำนวณอุณหภูมิแลกเปลี่ยนความร้อนที่ป่านอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2จะได้อุณหภุมิน้ำขาเข้าแลอุณหภูมิแก๊สขาออกดังนี้

$$T_{12} = \frac{(\varepsilon \times T_{E.1}) - T_{11.1}}{\varepsilon - 1}$$

$$= \frac{(0.57 \times 452.517) - 416.76}{0.57 - 1} = 368.975 \quad K$$

$$T_F = T_{E.1} - C_r (T_{11.1} - T_{12})$$

$$T_F = 452.517 - 0.133(416.76 - 368.975) = 446.152 \quad K$$

2.7 ผลการคำนวณในอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง

อุณหภูมิของน้ำที่ไหลภายในอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 เท่ากับ 408.6 K โดยมีค่าสถานะต่างๆดังนี้ $\Pr = 1.254$, $k = 0.688 \quad W/m \cdot K$, $\mu = 0.0002024 \quad N \cdot s/m^2$ และ $\rho = 929.71 \quad kg/m^3$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

หาจำนวนท่อภายในอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{12.18}{929.71 \times 0.85 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 28.171 \approx 30 \text{ ท่อ}$$

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\text{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{929.71 \times 0.85 \times 0.0264}{0.0002024} = 103{,}087.13$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D

$$Nu_D = 0.023 \, \text{Re}_D^{4/5} \, \text{Pr}^{0.4} = 0.023 \times 103{,}087.13^{\,4/5} 1.254^{0.4} = 257.994$$

ต่อไปคำนวณหา h_i

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{257.994 \times 0.688}{0.0264} = 6{,}723.49 \;\; W/m^2 \cdot k$$

$$\frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{h_i \pi D L n} = \frac{1}{6{,}723.49 \times \pi \times 0.0264 \times 84.735 \times 30} = 0.0000007058$$

คำนวณภายนอกท่อน้ำในอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่านอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 เท่ากับ 446.152 K โดยมีค่าสถานะต่างๆดังนี้ $\text{Pr} = 0.6863$, $k = 0.03703 \;\; W/m \cdot K$, $\mu = 0.0000249 \;\; N \cdot s/m^2$ และ $\rho = 0.7815 \;\; kg/m^3$

หาความเร็วของแก๊สไอเสียที่ไหลอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{115.39}{0.7815 \times 2.8 \times 18.59} = 2.84 \;\; m/s$$

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\text{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.7815 \times 2.84 \times 0.0318}{0.0000249} = 2{,}829.814$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D จะใช้สมการของ zhukauskas จะได้ว่า

$$\overline{Nu}_D = C \, \text{Re}_{D,\max}^m \, \text{Pr}^{0.36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^n = 0.27 \times 2{,}829.814^{0.63} \times 0.6863^{0.36} = 35.247$$

ต่อไปคำนวณหา h_o

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{35.247 \times 0.0370}{0.0318} = 41.044 \;\; W/m^2 \cdot k$$

คำนวณหาความยาวของท่อที่ต้องใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากท่อที่ทีครีบ โดยเริ่มจากคำนวณหา n_f

$$\frac{L_c^{3/2} (h_o / k A_p)}{r_1} = \frac{0.0132^{3/2} (41.044 / 186 \times 0.0000132)}{0.0159} = 0.196$$

$$\eta_f = 0.93$$

จากการคำนวณ n_o จากดิมครีบที่ความยาว 1 เมตร มีครีบ 250 ครีบ

โดยที่ $A_f = 2\pi(r_2c^2 - r_1^2) = 2\pi(0.0291^2 - 0.0159^2) = 0.00373$ m^2

$A_b = 2\pi r_1(L - Nt) = 2\pi(0.0159)(84.735 - (21{,}183.75 \times 0.001)) = 6.346$ m^2

$A_t = NA_f + A_b = (21{,}183.75 \times 0.00373) + (6.346) = 85.368$ m^2

$$\eta_o = \left(1 - \frac{NA_f}{A_t}(1-\eta_f)\right) = \left(1 - \frac{(1)(0.00373)}{(85.368)}(1-0.93)\right) = 0.935$$

จะได้

$$\frac{1}{h_oA_o} = \frac{1}{n_oh_oA_tn} = \frac{1}{0.935 \times 41.044 \times 84.735 \times 30} = 0.00001017$$

คำนวณหา UA ของอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ได้ดังนี้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_iA_i} + \frac{1}{h_oA_o}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_iA_in} + \frac{1}{n_oh_oA_on}$$

$$\frac{1}{UA} = 0.0000007058 + 0.00001017$$

$$UA = 91.927 \quad \text{W/K}$$

คำนวณอุณหภูมิที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{m}_wC_{p,w} = C_{\min} = 51.119 \quad kW/K \qquad \dot{m}_gC_{p,g} = C_{\max} = 115.967 \quad kW/K$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{51.119}{115.967} = 0.441$$

คำนวณหา NTU

$$NTU_{Subcool} = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{91.927}{51.119} = 1.798$$

คำนวณหา Effectiveness

$$\varepsilon = 1 - \exp(-Cr^{-1})(1 - \exp(-Cr \cdot NTU)) = 0.711$$

คำนวณอุณหภูมิแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผ่านอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 1 จะได้อุณหภุมิน้ำขาเข้าและอุณหภูมิแก๊สขาออกดังนี้

$$T_9 = \frac{(\varepsilon \times T_F) - T_8}{\varepsilon - 1}$$

$$= \frac{(0.711 \times 446.152) - 408.6}{0.711 - 1} = 316.159 \quad K$$

$$T_G = T_F - C_r(T_8 - T_9)$$

$$= 446.152 - 0.441(408.6 - 316.159) = 405.403 \quad K$$

2.8 ผลการคำนวณในอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ

อุณหภูมิของน้ำที่ไหลภายในซับคูลเท่ากับ 416.76 K โดยมีค่าสถานะต่างๆดังนี้ $\Pr = 1.822$, $k = 0.6786 \quad W/m \cdot K$, $\mu = 0.0002925 \quad N \cdot s/m^2$ และ $\rho = 961.18 \quad kg/m^3$

หาจำนวนท่อภายในอีโคโนไมเซอร์

$$n = \frac{\dot{m}}{\rho v \frac{\pi}{4} D^2} = \frac{10.14}{961.18 \times 0.9 \times \frac{\pi}{4} \times 0.0264^2} = 21.425 \approx 22 \text{ ท่อ}$$

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{961.18 \times 0.9 \times 0.0264}{0.0002925} = 78{,}086.785$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D

$$Nu_D = 0.023 \mathrm{Re}_D^{4/5} \Pr^{0.4} = 0.023 \times 78{,}086.785^{4/5} 1.822^{0.4} = 239.91$$

ต่อไปคำนวณหา h_i

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{239.91 \times 0.6786}{0.0264} = 6{,}166.72 \quad W/m^2 \cdot k$$

$$\frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{h_i \pi D L n} = \frac{1}{6{,}166.72 \times \pi \times 0.0264 \times 59.680 \times 22} = 0.00000149$$

คำนวณภายนอกท่อน้ำในอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่านอีโคโนไมเซอร์เท่ากับ 405.403 K โดยมีค่าสถานะต่างๆดังนี้ $\Pr = 0.6896$, $k = 0.0342 \quad W/m \cdot K$, $\mu = 0.00002323 \quad N \cdot s/m^2$ และ $\rho = 0.8606 \quad kg/m^3$

หาความเร็วของแก๊สไอเสียที่ไหลภายนอกอีโคโนไมเซอร์

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{115.39}{0.8606 \times 2.8 \times 18.59} = 2.576 \quad m/s$$

ต่อไปคำนวณหา Re_D

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{0.8606 \times 2.576 \times 0.0318}{0.00002323} = 3{,}034.29$$

ต่อไปคำนวณหา Nu_D จะใช้สมการของ zhukauskas จะได้ว่า

$$\overline{Nu}_D = C \mathrm{Re}_{D,\max}^m \Pr^{0.36} \left(\frac{\Pr}{\Pr_s} \right)^n = 0.27 \times 3{,}034.29^{0.63} \times 0.6896^{0.36} = 36.89$$

ต่อไปคำนวณหา h_o

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{36.89 \times 0.0342}{0.0318} = 39.653 \quad W/m^2 \cdot k$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

คำนวณหาความยาวของท่อที่ต้องใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากท่อที่ทีครีบ โดยเริ่มจากคำนวณหา n_f

$$\frac{L_c^{3/2}(h_o/kA_p)}{r_1} = \frac{0.0132^{3/2}(39.653/186\times 0.0000132)}{0.0159} = 0.193$$

$$\eta_f = 0.97$$

จากการคำนวณ n_o จากดิมครีบที่ความยาว 1 เมตร มีครีบ 250 ครีบ

โดยที่ $A_f = 2\pi(r_2c^2 - r_1^{\ 2}) = 2\pi(0.0291^2 - 0.0159^2) = 0.00373$ m^2

$$A_b = 2\pi r_1(L - Nt) = 2\pi(0.0159)(59.68 - (14{,}920\times 0.001)) = 4.469 \text{ m}^2$$

$$A_t = NA_f + A_b = (14{,}920\times 0.00373) + (4.469) = 60.126 \text{ m}^2$$

$$\eta_o = \left(1 - \frac{NA_f}{A_t}(1-\eta_f)\right) = \left(1 - \frac{(1)(0.00373)}{(18.705)}(1-0.97)\right) = 0.972$$

จะได้

$$\frac{1}{h_oA_o} = \frac{1}{n_oh_oA_tn} = \frac{1}{0.972\times 39.653\times 59.68\times 22} = 0.00002014$$

คำนวณหา UA ของอีโคโนไมเซอร์ได้ดังนี้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_iA_i} + \frac{1}{h_oA_o}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_iA_in} + \frac{1}{n_oh_oA_on}$$

$$\frac{1}{UA} = 0.00000149 + 0.00002014$$

$$UA = 46.24 \ \text{ W/K}$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

คำนวณอุณหภูมิที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{m}_wC_{p,w} = C_{\min} = 42.558 \quad kW/K$$

$$\dot{m}_gC_{p,g} = C_{\max} = 115.967 \quad kW/K \quad C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{42.558}{115.967} = 0.367$$

คำนวณหา NTU

$$NTU_{Eco(LP)} = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{46.24}{42.558} = 1.087$$

คำนวณหา Effectiveness

$$\varepsilon = 1 - \exp(-Cr^{-1})(1 - \exp(-Cr\cdot NTU)) = 0.592$$

คำนวณอุณหภูมิแลกเปลี่ยนความร้อนที่ป่านอีโคโนไมเซอร์ตัวที่ 2 จะได้อุณหภุมิน้ำขาเข้าแลอุณหภูมิแก๊สขาออกดังนี้

$$T_{14} = \frac{(\varepsilon \times T_G) - T_{12}}{\varepsilon - 1}$$
$$= \frac{(0.592 \times 405.403) - 368.975}{0.592 - 1} = 316.158 \quad K$$
$$T_H = T_G - C_r(T_{12} - T_{14})$$
$$= 405.403 - 0.367(368.975 - 316.158) = 386.020 \quad K$$

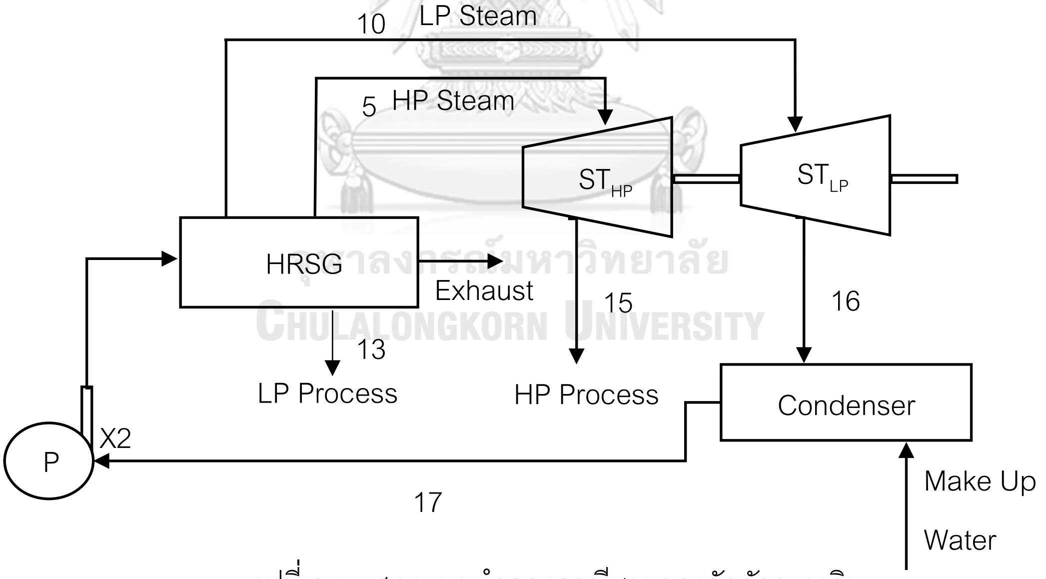
3 การคำนวณในวัฏจักรแรงคิน

จากความดันสูงที่ 44 bar และ อุณหภูมิไอน้ำที่ออกจากความดันสูงที่ 714.15 K ทำให้หาค่าสถานะต่างๆได้ดังนี้ S_5 = 6.857 kJ/kgK , h_5 =3,304 kJ/kg

จากความดันต่ำที่ 4 bar และ อุณหภูมิไอน้ำที่ออกจากความดันต่ำที่ 451.15 K ทำให้หาค่าสถานะต่างๆได้ดังนี้ S_{10} = 7.07 kJ/kgK , h_{10} =2,814 kJ/kg

เริ่มการคำนวณที่กังหันไอน้ำที่ไอน้ำความดันสูง จาก S_5=S_{15s} จะได้ S_{15} เท่ากับ 6.857 kJ/kg.K

จากสถานะที่ S_{15s}=6.857 kJ/kg.K และ P_{15}=12 bar ทำให้ได้ h_{15s} เท่ากับ 2,951 kJ/kg



รูปที่ ก.3 แสดงแบบจำลองกรณีฐานของวัฏจักรแรงคิน

จากสมการ

$$S_{16s} = \frac{\dot{m}_5 S_5 + \dot{m}_{10} S_{10s} - \dot{m}_{15} S_{15s}}{\dot{m}_{16}}$$
$$S_{16s} = 6.914 \quad kJkg \cdot K$$

จากสถานะ S_{16s}=6.914 kJ/kg.K และ T_{17}=43°C ทำให้ h_{16s} เท่ากับ 2,173 kJ/kg

สามารถคำนวณกำลังไฟฟ้าทางทฤษฎีได้ดังนี้

$$W_{s,st} = (\dot{m}_5 \times h_5) + (\dot{m}_{10} \times h_{10}) - (\dot{m}_{15} \times h_{15s}) - (\dot{m}_{16} \times h_{16s})$$

$$W_{s,st} = (12.18 \times 3{,}304) + (3.68 \times 2{,}814) - (2.085 \times 2{,}951) - (13.775 \times 2{,}173)$$

$$W_{s,st} = 14{,}512.330 \quad kW$$

คำนวณกำลังไฟฟ้าที่เกิดขึ้นจริง

$$W_{a,st} = \eta_{isen,st} \times W_{s,st}$$

$$W_{a,st} = 0.85 \times 14{,}512.33$$

$$W_{a,st} = 12{,}335.48 \quad kW$$

คำนวณหา h_{3a}

$$h_{15a} = h_5 - \eta_{isen,st}(h_5 - h_{15s}) = 3{,}003.95 \quad \text{kJ/kg}$$

จากสถานะที่ P_{15}=12 bar และ h_{15a}=3,003.95 kJ/kg จะได้ S_{15a}=6.957 kJ/kgK

คำนวณหา h_{16a} จะได้

$$h_{16a} = \frac{(\dot{m}_5 \times h_5) + (m_{10} \times h_{10}) - (m_{15} \times h_{15s}) - W_{a,st}}{\dot{m}_{16}} = 2{,}323.014 \quad \text{kJ/kg}$$

จากสถานะ h_{16a}= 2,323.014 kJ/kg และ T_{17}=43 °C จะได้ S_{16a}= 7.39 kJ/kgK

4. คำนวณสถานะที่ออกจากคอนเดนเซอร์

จากสถานะ T_{sat}=43 °C และ x=0 จะได้ m_{17}= 22.32 kg/s , $P_{sat@43°C}$ =8.649 kPa S_{17}= 0.612 kJ/kgK และ h_{17}= 180.1 kJ/kg

5.คำนวณสถานะที่ออกจากปั๊ม

จากสถานะที่ $P_{9\&14}$= 4 bar และ $S_{9\&14}$= 0.612 จะได้ $h_{9\&14}$= 180.5 kJ/kg และ $T_{9\&14}$ = 43.01 °C

6.คำนวณหา $h_{process,LP}$

จากการแบ่งอัตราการไหลที่อีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำมีสถานะดังนี้ T_{13}=368.975 K และ P_{14}=4 bar สามารถหา $h_{process,LP}$ ได้เท่ากับ 401.7 kJ/kg

7.คำนวณหา PES

กำลังไฟฟ้ารวม

$$W_{TOT} = W_{GT} + W_{ST} = 34{,}742.862 + 12{,}335.481 = 47{,}078.343 \quad kW$$

ค่าความร้อนรวมที่ไปใช้ในกระบวนการต่างๆ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

$$Q_{process,TOT} = Q_{process,LP} + Q_{process,HP}$$
$$Q_{process,TOT} = 1,863.064 + 6,027.005$$
$$Q_{process,TOT} = 7,890.069 \quad kW$$

เพราะฉะนั้นจะได้ โดยที่ $h_{o@1atm@27°C}$ เท่ากับ 113.3 kJ/kg

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{W_{TOT}/Q_{in}}{0.4528}\right) + \left(\frac{Q_{process,TOT}/Q_{in}}{0.85}\right)}\right) \times 100$$

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{34,742.862/96,292.576}{0.4528}\right) + \left(\frac{7,890.069/96,292.576}{0.85}\right)}\right) \times 100$$

$$PES = 14.976$$

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ภาคผนวก ข
ผลของการคำนวณแบบจำลองโคเจนเอเรชั่นโดยเปลี่ยนอัตราส่วนความดัน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ ข.1,ข.2 และ ข.3 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ rp เท่ากับ 8

ตารางที่ ข.1 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 8

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	554.58
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,321.867
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	819.44
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	278.89
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	546.434
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	30,871.739
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	32.06
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.51

ตารางที่ ข.2 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 8

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	809.8
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.967
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	5.633
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	128.455
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	44.074
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	764.212
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	587.343
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.752
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.393
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	161.584
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	115.936
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.657
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.448
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	59.99
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	537.991
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	416.981
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	413.494
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.15
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	528.239
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.92
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	2.73
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	18.811
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	30.837
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	531.367
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	463.668
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.591
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	0.893
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	103.597
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	115.133
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.4782
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.68
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	14.03
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	457.941
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	373.764
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	392.355

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.161
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	421.9

ตารางที่ ข.3 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 8

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	536.650
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	7.148
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,525
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	255.089
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.399
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,975
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	7.148
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	3,114
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	7.215
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,268
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	16,148.11
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	13,725.894
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,175.65
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.247
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,434.51
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.742
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	44,597.633
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	8,378.556
PES	PES	-	11.128

ตารางที่ ข.4,ข.5 และ ข.6 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ rp เท่ากับ 9

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ตารางที่ ข.4 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 9

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	573.749
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,341.036
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	809.988
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	299.74
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	577.565
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	32,058.224
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	33.293
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.519

ตารางที่ ข.5 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 9

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	790.595
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.931
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	3.794
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	86.516
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	29.685
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	758.534
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	581.666
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.77
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.471
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	170.612
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	122.413
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.689
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.639

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	67.903
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	530.223
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	412.24
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	408.917
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.156
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	503.685
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.766
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	1.519
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	10.469
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	17.162
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	525.058
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	457.359
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.625
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	0.981
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	113.781
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	126.451
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.53
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.795
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	16.386
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	451.271
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	371.053
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	388.77
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.155
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	410.4

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ ข.6 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 9

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	517.445
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	7.093
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,481
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	230.535
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.301
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,924
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	S_5=S_{15s}	kJ/kg.K	7.093
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	3,081
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	7.149
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,247
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	15,782.59
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	13,415.202
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,141
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.192
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,409.78
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.664
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	45,473.426
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	8,232.021
PES	PES	-	12.55

ตารางที่ ข.7,ข.8 และ ข.9 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ rp เท่ากับ 10

ตารางที่ ข.7 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 10

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	591.408

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,358.695
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	801.877
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	318.946
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	605.592
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	33,076.097
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	34.35
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.527

ตารางที่ ข.8 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 10

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	766.288
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.870
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	2.603
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	59.357
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	20.366
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	755.203
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	578.335
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.782
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.522
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	176.484
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	126.626
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.706
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.763
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	73.008
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	525.946
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	410.094
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	406.845
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.156
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	479.742
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.577
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.883
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	6.082
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	9.970
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	522.204
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	454.505
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.642
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.027
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	119.137
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	132.404
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.554
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.855
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	17.626
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	448.254
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	369.827
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	387.149
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.155
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	405.300

ตารางที่ ข.9 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 10

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	493.138

เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	7.021
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,425
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	206.592
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.2
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,874
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	7.021
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	3,040
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	7.069
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,222
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	15,346.37
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	13,044.415
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,097.75
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.12
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,380.37
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.571
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	46,120.512
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	8,108.898
PES	PES	-	13.558

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ ข.13,ข.14 และ ข.15 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ rp เท่ากับ 13

ตารางที่ ข.10 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 11

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	607.811
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,375.098
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	794.817
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	336.786
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	631.111

กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	33,962.194
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	35.27
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.534

ตารางที่ ข.11 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 11

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	739.93
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.794
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	1.889
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	43.075
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	14.78
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	753.326
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	576.458
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.788
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.552
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	180.012
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	129.157
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.716
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.837
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	73.008
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	523.639
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	409.119
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	405.904
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.152
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	462.712

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.43
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.572
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	3.938
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	6.456
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	520.909
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	453.209
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.65
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.05
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	121.754
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	135.312
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.566
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.884
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.232
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	446.884
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	369.269
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	386.411
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.152
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	402.9

ตารางที่ ข.12 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 11

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	466.78
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.94
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,364
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	189.562

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.124
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,839
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	6.940
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,994
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.989
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,196
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	14,928.65
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	12,689.353
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,049.5
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.038
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,350.162
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.475
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	46,651.546
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,992.793
PES	PES	-	14.355

ตารางที่ ข.13,ข.14 และ ข.15 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ rp เท่ากับ 13

ตารางที่ ข.13 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 13

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	637.576
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,404.863
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	783.061
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	369.158
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	676.269
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	35,437.542
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	36.802
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.546

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ ข.14 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 13

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	689.942
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.634
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	1.118
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	25.504
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	8.751
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	751.4
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	574.532
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.795
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.585
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	183.81
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	131.883
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.726
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.916
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	79.367
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	521.342
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	408.276
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	405.09
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.152
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	442.909
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.25
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.290
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	2

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	3.278
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	519.788
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	452.088
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.657
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.07
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	124.121
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	137.943
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.576
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.911
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.779
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	445.699
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	368.789
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	385.775
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.156
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	400.9

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ตารางที่ ข.15 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 13

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	416.792
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.776
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,247
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	169.759
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.03
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,796
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	6.776

เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,907
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.844
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,151
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	14,146.62
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	12,024.627
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	2,958
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.873
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,297.327
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.308
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	47,462.169
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,789.096
PES	PES	-	15.52

ตารางที่ ข.16,ข.17 และ ข.18 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ rp เท่ากับ 14

ตารางที่ ข.16 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 14

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	651.206
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,418.493
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	778.093
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	383.982
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	696.495
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	36,060.946
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	37.449
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.551

ตารางที่ ข.17 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 14

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	667.539

ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.556
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	0.885
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	20.19
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	6.927
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	750.838
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	573.97
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.797
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.595
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	184.955
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	132.704
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.729
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.94
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	80.368
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	520.683
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	408.057
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	404.879
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.154
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	436.74
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.192
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.215
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	1.481
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	2.427
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	519.496
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	451.796

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.659
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.076
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	124.754
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	138.647
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.579
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.918
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.926
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	445.391
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	368.662
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	385.609
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.151
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	400.4

ตารางที่ ข.18 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 14

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	394.389
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.697
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,193
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	163.59
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,783
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	6.697
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,868
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.778
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,130
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	13,811.65

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	11,739.903
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	2,916.75
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.794
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,273.02
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.231
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	47,800.848
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,699.859
PES	PES	-	15.994

ตารางที่ ข.19,ข.20 และ ข.21 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ rp เท่ากับ 15

ตารางที่ ข.19 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 15

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	664.138
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,431.425
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	773.603
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	398.046
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	715.443
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	36,624.45
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	38.035
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.556

ตารางที่ ข.20 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 15

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	646.888
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.482
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	0.705
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	16.068
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	5.513

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	750.409
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	573.54
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.799
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.603
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	185.841
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	133.34
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.731
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.959
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	81.147
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	520.183
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	407.896
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	404.723
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.153
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	431.918
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.147
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.159
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	1.097
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	1.799
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	519.282
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	451.583
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.66
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.08
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	125.222
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	139.167

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.581
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.923
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	19.035
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	445.165
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	368.57
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	385.487
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.152
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	400

ตารางที่ ข.21 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 15

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	373.738
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.62
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,143
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	158.768
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	6.975
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,772
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	S_5=S_{15s}	kJ/kg.K	6.62
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,830
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.715
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,110
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	1,3516.9
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	11,489.365
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	2,876.950
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.716
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,250.083

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.159
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	48,113.815
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,614.292
PES	PES	-	16.425

ตารางที่ ข.22,ข.23 และ ข.24 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ rp เท่ากับ 16

ตารางที่ ข.22 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ rp เท่ากับ 16

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	676.449
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,443.736
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	769.519
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	411.436
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	733.275
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	37,137.017
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	38.567
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.561

ตารางที่ ข.23 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ rp เท่ากับ 16

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	627.853
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.411
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	0.559
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	12.753
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	4.376
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	750.068
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	573.199
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.8

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.609
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	186.553
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	133.851
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.732
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.974
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	81.774
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	519.788
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	407.773
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	404.605
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.155
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	428.028
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.109
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.116
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	0.801
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	1.313
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	519.118
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	451.419
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.661
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.083
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	125.584
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	139.569
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.582
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.927
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	19.118

อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	444.991
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	368.501
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	385.395
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.155
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	399.7

ตารางที่ ข.24 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ rp เท่ากับ 16

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	354.703
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.545
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,095
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	154.878
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	6.955
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,764
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	6.545
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,795
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.655
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,091
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	13,237.52
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	11,251.892
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	2,840
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.64
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,228.336
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.09
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	48,388.909
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,535.314
PES	PES	-	16.796

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ภาคผนวก ค
ผลของการคำนวณแบบจำลองโคเจนเอเรชั่นโดยเปลี่ยนอัตราความร้อนของเชื้อเพลิง

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ ค.1,ค.2 และ ค.3 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ Q_{fuel} เท่ากับ 96% ของ Q_{fuel} แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ ค.1 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 96%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	623.151
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,359.746
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	771.189
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	Q_{fuel}	kW	92,440.873
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	640.11
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	33,075.678
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	35.78
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.552

ตารางที่ ค.2 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 96%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	635.664
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.441
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	0.617
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	14.065
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	4.826
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	750.202
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	573.334
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.799
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.606
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	186.272
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	133.649

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.732
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.968
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	81.526
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	519.944
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	407.822
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	404.652
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.156
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	429.57
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.124
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.133
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	0.917
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	1.503
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	519.182
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	451.483
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.661
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.082
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	125.442
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	139.411
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.581
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.926
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	19.086
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	445.059
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	368.528
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	385.431
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.153
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	399.8

ตารางที่ ค.3 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 96%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	362.514
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.577
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,115
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	156.42
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	6.963
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,767
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	6.577
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,810
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.68
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,099
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	13,350.685
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	11,348.082
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	2,855.75
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.673
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,237.455
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.119
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	44423.76
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,568.798
PES	PES	-	13.618

ตารางที่ ค.4,ค.5 และ ค.6 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ Q_{fuel} เท่ากับ 98% ของ Q_{fuel} แบบจำลองมาตรฐาน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ ค.4 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 98%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	623.151
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,375.092
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	779.892
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	Q_{fuel}	kW	94,366.724
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	647.335
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	33,909.27
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	35.934
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.546

ตารางที่ ค.5 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 98%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	675.715
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.585
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	0.965
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	22.012
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	7.553
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	751.03
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	574.161
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.796
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.592
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	184.563
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	132.423
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.728

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.932
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	80.025
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	520.907
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	408.130
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	404.95
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.153
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	438.86
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.212
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.240
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	1.655
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	2.713
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	519.594
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	451.894
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.658
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.074
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	124.541
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	138.41
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.578
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.916
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.877
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	445.494
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	368.703
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	385.664
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.15

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	400.5

ตารางที่ ค.6 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 98%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	402.565
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.726
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,213
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	165.71
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.01
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,787
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	S_5=S_{15s}	kJ/kg.K	6.726
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,882
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.802
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,137
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	13,944.355
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	11,852.702
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	2,931.65
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.823
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,281.329
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.258
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	45,761.972
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,731.572
PES	PES	-	14.337

ตารางที่ ค.7,ค.8 และ ค.9 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ Q_{fuel} เท่ากับ 102% ของ Q_{fuel} แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ ค.7 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 102%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	623.151
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,405.783
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	797.299
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	Q_{fuel}	kW	98,218.427
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	661.784
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	35,576.454
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	36.222
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.534

ตารางที่ ค.8 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 102%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	749.629
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.822
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	2.112
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	48.153
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	16.522
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	753.901
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	577.033
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.786
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.543
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	178.913
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	128.369
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.713
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.814
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	75.11
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	524.34

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	409.402
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	406.178
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.158
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	468.196
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.478
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.663
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	4.57
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	7.491
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	521.284
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	453.584
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.648
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.043
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	120.984
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	134.456
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.562
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.876
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.053
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	447.281
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	369.433
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	386.626
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.156
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	403.6

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ตารางที่ ค.9 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 102%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	476.479
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.971
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,387
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4.
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	195.046
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.148
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,850
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	S_5=S_{15s}	kJ/kg.K	6.971
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	3,012
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	7.018
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,206
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	15,073.99
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	12,812.892
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,068.25
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.07
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,361.631
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.512
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	48,389.346
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	8,036.409
PES	PES	-	15.563

ตารางที่ ค.10,ค.11 และ ค.12 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ Q_{fuel} เท่ากับ 104% ของ Q_{fuel} แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ ค.10 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 104%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	623.151

อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,421.129
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	806.003
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	Q_{fuel}	kW	100,144.279
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	669.008
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	36,410.047
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	36.358
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.528

ตารางที่ ค.11 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 104%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	779.587
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.905
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	3.154
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	71.926
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	24.678
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	756.714
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	579.845
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.777
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.498
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	173.763
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	124.674
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.699
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.706
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	70.648
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	527.856
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	410.999

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	407.719
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.156
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	491.612
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.674
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	1.159
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	7.987
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	13.092
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	523.408
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	455.709
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.635
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.007
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	116.812
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	129.82
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.544
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.829
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	17.088
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	449.527
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	370.344
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	387.833
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.155
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	407.4

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ ค.12 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 104%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	506.437
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	7.061
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,456
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	218.462
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.25
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,899
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	S_5=S_{15s}	kJ/kg.K	7.061
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	3,063
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	7.111
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,235
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	15,588.92
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	13,250.582
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,121.95
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.161
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,395.83
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.62
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	49,660.629
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	8,172.921
PES	PES	-	16.05

ตารางที่ ค.13,ค.14 และ ค.15 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ Q_{fuel} เท่ากับ 106% ของ Q_{fuel} แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ ค.13 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 106%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	623.151

อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,436.475
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	814.706
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	Q_{fuel}	kW	102,070.131
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	676.232
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	37,243.639
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	36.488
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.523

ตารางที่ ค.14 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 106%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	801.254
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.953
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	4.672
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	106.538
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	36.554
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	761.156
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	584.288
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.762
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.434
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	166.3
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	119.319
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.674
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.548
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	64.127
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	533.749
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	414.289

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	410.895
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.151
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	517.111
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.858
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	2.073
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	14.283
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	23.414
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	527.786
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	460.087
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.61
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	0.941
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	109.125
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	121.276
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.507
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.743
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	15.31
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	454.155
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	372.224
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	390.319
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.155
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	415.4

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ตารางที่ ค.15 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 106%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	528.104
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	7.124
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,505
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	243.961
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.355
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2952
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	S_5=S_{15s}	kJ/kg.K	7.124
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	3,100
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	7.186
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,259
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	15,973.035
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	13,577.08
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,160.75
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.223
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,423.74
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.708
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	50,820.718
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	8,305.499
PES	PES	-	16.341

ตารางที่ ค.16,ค.17 และ ค.18 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ Q_{fuel} เท่ากับ 108% ของ Q_{fuel} แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ ค.16 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 108%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	623.151

อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,451.821
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	823.41
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	Q_{fuel}	kW	103,995.982
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	683.456
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	38,077.231
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	36.614
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.517

ตารางที่ ค.17 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 108%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	815.8
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.974
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	6.453
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	147.165
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	50.494
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	766.999
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	590.131
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.743
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.359
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	157.543
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	113.036
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.641
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.363
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	56.47
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	541.94
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	419.617

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	416.039
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.155
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	535.73
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.95
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	3.308
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	22.794
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	37.367
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	534.872
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	467.172
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.573
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	0.851
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	98.734
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	109.729
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.451
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.626
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	12.904
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	461.646
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	375.268
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	394.346
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.155
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	428.2

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ ค.18 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 108%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	542.65
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	7.165
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,539
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	262.580
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.428
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,990
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	7.165
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	3,125
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	7.235
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,274
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	16,268.245
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	138,28.008
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,187.1
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.265
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,441.75
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.765
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	51,905.239
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	8,443.127
PES	PES	-	16.513

ตารางที่ ค.19,ค.20 และ ค.21 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ Q_{fuel} เท่ากับ 110% ของ Q_{fuel} แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ ค.19 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ Q_{fuel} เท่ากับ 110%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	623.151

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,467.166
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	832.113
อัตราความร้อนของเชื้อเพลิง	Q_{fuel}	kW	105,921.834
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	690.680
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	38,910.823
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	36.735
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.512

ตารางที่ ค.20 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ Q_{fuel} เท่ากับ 110%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	826.92
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.983
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	8.179
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	186.509
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	63.993
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	773.516
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	596.648
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.723
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.284
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	148.939
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	106.863
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.603
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.187
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	49.144
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	551.304
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	426.075

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	422.274
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.153
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	548.73
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.981
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	4.51
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	31.076
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	50.943
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	543.463
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	475.763
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.534
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	0.764
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	88.628
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	98.497
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.39
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.512
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	10.56
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	470.729
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	378.958
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	399.226
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.155
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	443.8

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ตารางที่ ค.21 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ Q_{fuel} เท่ากับ 110%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	553.77
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	7.197
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,565
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	275.58
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.477
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	3,017
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	S_5=S_{15s}	kJ/kg.K	7.197
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	3,144
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	7.272
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,286
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	16,479.37
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	14,007.465
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,207.15
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.296
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,455.89
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.81
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	52,918.288
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	8,585.707
PES	PES	-	16.577

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ภาคผนวก ง
ผลของการคำนวณแบบจำลองโคเจนเอเรชั่นโดยเปลี่ยนประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของคอมเพรสเซอร์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ ง.1,ง.2 และ ง.3 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 82% ของ $\eta_{isen,comp}$ แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ ง.1 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 82%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	635.041
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,402.328
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	795.34
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	366.4
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	660.157
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	33,896.552
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	35.202
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.555

ตารางที่ ง.2 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 82%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	742.007
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.8
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	1.934
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	44.094
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	15.129
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	753.44
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	576.572
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.788
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.55
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	179.792
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	128.999
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			

ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.715
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.832
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	75.872
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	523.779
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	409.175
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	405.958
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.156
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	463.826
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.44
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.59
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	4.063
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	6.66
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	520.982
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	453.283
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.65
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.049
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	121.602
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	135.144
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.565
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.883
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.196
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	446.962
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	369.302
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	386.454

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.154
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	403.1

ตารางที่ ง.3 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 82%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	468.857
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.946
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,369
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	190.676
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.129
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,841
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	6.946
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,998
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.995
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,198
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	14,961.02
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	12,716.867
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,053.65
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.045
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,352.492
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.483
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	46,613.419
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	8,002.738
PES	PES	-	14.3

ตารางที่ ง.4,ง.5 และ ง.6 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 83% ของ $\eta_{isen,comp}$ แบบจำลองมาตรฐาน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ ง.4 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 83%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	630.982
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,398.269
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	793.038
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	361.986
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	658.246
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	34,185.453
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	35.502
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.550

ตารางที่ ง.5 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 83%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	732.751
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.772
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	1.745
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	39.798
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	13.655
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	752.959
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	576.09
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.79
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.558
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	180.722
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	129.667
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.718
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.851

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	76.679
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	523.196
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	408.947
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	405.738
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.152
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	459.11
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.398
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.515
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	3.549
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	5.818
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	520.68
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	452.98
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.651
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.054
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	122.229
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	135.841
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.568
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.89
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.341
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	446.642
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	369.173
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	386.282
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.158
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	402.5

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ ง.6 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 84%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	459.601
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.917
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,347
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	185.96
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.107
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,831
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	S_5=S_{15s}	kJ/kg.K	6.917
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,982
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.968
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,190
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	14,799.820
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	12,579.847
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,036.75
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.016
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,342.873
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.452
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	46,765.3
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,963.625
PES	PES	-	14.52

ตารางที่ ง.7,ง.8 และ ง.9 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 84% ของ $\eta_{isen,comp}$ แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ ง.7 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 84%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	627.02

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,394.307
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	790.79
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	357.677
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	656.381
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	34,467.476
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	35.795
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.545

ตารางที่ ง.8 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 84%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	723.448
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.743
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	1.58
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	36.027
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	12.361
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	752.541
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	575.672
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.791
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.565
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	181.537
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	130.252
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.72
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.868
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	77.387
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	522.695
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	408.757
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	405.555
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.152
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	454.904
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.36
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.452
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	3.117
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	5.11
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	520.428
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	452.729
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.653
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.059
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	122.756
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	136.426
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.57
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.896
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.464
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	446.376
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	369.062
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	386.138
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.151
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	402

ตารางที่ ง.9 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 84%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	450.298

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.887
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,325
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	181.754
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.087
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,822
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	6.887
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,966
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.94
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,181
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	14,656.075
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	12,457.664
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,019.850
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.986
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,332.443
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.419
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	46,925.139
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,925.159
PES	PES	-	14.753

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ ง.10,ง.11 และ ง.12 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 86% ของ $\eta_{isen,comp}$ แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ ง.10 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 86%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	619.372
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,386.659
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	786.453
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	349.359
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	652.78

กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	35,011.845
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	36.36
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.535

ตารางที่ ง.11 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 86%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	704.89
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.683
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	1.303
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	29.722
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	10.198
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	751.852
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	574.984
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.793
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.577
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	182.901
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	131.23
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.723
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.897
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	78.572
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	521.876
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	408.462
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	405.27
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.154
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	447.76

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.295
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.353
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	2.433
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	3.988
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	520.034
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	452.335
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.656
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.066
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	123.592
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	137.355
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.574
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.905
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.657
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	445.96
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	368.896
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	385.916
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.158
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	401.3

ตารางที่ ง.12 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 86%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	431.74
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.826
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,282
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	174.61

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.053
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,807
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	6.826
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,933
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.887
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,164
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	14,380.115
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	12,223.098
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	2,985.350
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.924
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,312.666
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.357
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	47,234.942
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,848.704
PES	PES	-	15.199

ตารางที่ ง.13,ง.14 และ ง.15 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 87% ของ $\eta_{isen,comp}$ แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ ง.13 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 87%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	615.679
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,382.966
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	784.359
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	345.343
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	651.042
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	35,274.643
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	36.633
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.53

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ ง.14 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 87%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	695.7
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.653
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	1.186
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	27.054
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	9.282
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	751.566
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	574.697
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.794
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.582
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	183.476
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	131.643
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.725
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.909
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	79.075
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	521.537
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	408.343
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	405.154
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.151
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	444.694
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.267
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.313
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	2.156

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	3.535
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	519.877
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	452.177
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.657
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.069
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	123.929
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	137.73
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.575
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.909
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.735
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	445.793
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	368.826
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	385.825
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.153
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	401.1

ตารางที่ ง.15 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 87%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44.
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	422.55
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.795
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,260
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	171.544
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.039
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,800
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	6.795

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,917
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.86
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,156
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	14,229.955
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	12,095.462
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	2,968.45
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.892
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,303.167
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.327
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	47,370.105
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,812.176
PES	PES	-	15.389

ตารางที่ ง.16,ง.17 และ ง.18 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 87% ของ $\eta_{isen,comp}$ แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ ง.16 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 88%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	612.071
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,379.358
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	782.312
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	341.419
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	649.344
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	35,531.469
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	36.899
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.526

ตารางที่ ง.17 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 88%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	686.602

ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.622
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	1.081
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	24.644
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	8.455
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	751.308
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	574.44
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.795
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.587
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	183.996
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	132.016
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.726
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.92
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	79.529
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	521.234
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	408.24
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	405.055
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.153
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	441.912
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.241
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.278
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	1.913
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	3.137
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	519.74
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	452.04

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.657
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.071
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	124.226
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	138.059
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.576
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.912
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.804
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	445.648
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	368.766
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	385.746
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.15
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	400.8

ตารางที่ ง.18 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,comp}$ เท่ากับ 88%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	413.452
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.764
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,239
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	168.762
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.025
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,794
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	6.764
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,901
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.834
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,147
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	14,109.43

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	11,993.016
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	2,951.7
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.861
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,292.968
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.295
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	47,524.485
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,775.314
PES	PES	-	15.61

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ภาคผนวก จ
ผลของการคำนวณแบบจำลองโคเจนเอเรชั่นโดยเปลี่ยนประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของกังหันแก๊ส

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ จ.1,จ.2 และ จ.3 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 87% ของ $\eta_{isen,GT}$ แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ จ. 1 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 87%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	623.151
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,390.438
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	808.657
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	632.741
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	32,225.208
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	33.466
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.559

ตารางที่ จ.2 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 87%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	787.13
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.923
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	3.569
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	81.382
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	27.923
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	757.885
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	581.017
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.773
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.481
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	171.72
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	123.208
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.692
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.663
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	68.869
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	529.371
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	411.78
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	408.474
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.16
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	499.66
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.736
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	1.388
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	9.564
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	15.678
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	524.446
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	456.746
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.629
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	0.991
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	114.886
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	127.68
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.535
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.807
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	16.642
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	450.624
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	370.791
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	388.423

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.155
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	409.3

ตารางที่ จ.3 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 87%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	513.98
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	7.083
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,473
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	226.51
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.284
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,916
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	7.083
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	3,076
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	7.137
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,243
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	15,721.235
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	13,363.05
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,135.55
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.183
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,405.18
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.649
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	45,588.258
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	8,213.551
PES	PES	-	12.734

ตารางที่ จ.4,จ.5 และ จ.6 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชันเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 88% ของ $\eta_{isen,GT}$ แบบจำลองมาตรฐาน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ จ.4 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 88%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	623.151
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,390.438
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	801.970
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	640.014
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	33,064.426
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	34.337
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.552

ตารางที่ จ.5 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 88%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	766.607
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.87
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	2.614
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	59.613
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	20.454
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	755.234
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	578.365
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.782
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.521
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	176.429
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	126.586
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.706
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.762

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	72.96
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	525.984
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	410.11
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	406.861
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.155
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	479.994
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.579
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.888
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	6.118
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	10.03
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	522.227
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	454.527
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.642
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.027
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	119.093
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	132.354
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.554
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.854
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	17.616
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	448.278
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	369.835
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	387.16
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.151
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	405.3

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ จ.6 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 88%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	493.457
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	7.022
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,426
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	206.844
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.201
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,875
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	S_5=S_{15s}	kJ/kg.K	7.022
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	3,040
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	7.07
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,222
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	15,362.23
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	13,057.896
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,097.9
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.121
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,380.52
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.571
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	46,122.322
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	8,109.211
PES	PES	-	13.562

ตารางที่ จ.7,จ.8 และ จ.9 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 89% ของ $\eta_{isen,GT}$ แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ จ.7 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 89%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	623.151

อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,390.438
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	795.283
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	647.287
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	33,903.644
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	35.209
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.546

ตารางที่ จ.8 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 89%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	741.782
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.799
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	1.929
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	43.982
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	15.091
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	753.428
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	576.56
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.788
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.551
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	179.815
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	129.016
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.716
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.832
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	75.893
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	523.763
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	409.167
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	405.95
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.15
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	463.7
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.439
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.588
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	4.049
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	6.637
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	520.974
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	453.274
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.65
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.049
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	121.619
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	135.163
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.565
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.883
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.2
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	446.953
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	369.298
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	386.448
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.156
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	403

ตารางที่ จ.9 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 89%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	468.632

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.946
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,368
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	190.55
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.128
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,841
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	6.946
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,998
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.995
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,198
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	14,948.84
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	12,706.514
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	3,053.5
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	7.045
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,352.382
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.482
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	46,610.158
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	8,001.779
PES	PES	-	14.293

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ จ.10,จ.11 และ จ.12 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 91% ของ $\eta_{isen,GT}$ แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ จ.10 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 91%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	623.151
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,390.438
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	781.909
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	661.832

กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	35,582.08
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	36.952
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.534

ตารางที่ จ.11 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 91%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	684.797
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.616
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	1.061
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	24.189
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	8.3
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	751.26
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	574.392
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.796
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.587
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	184.094
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	132.086
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.726
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.922
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	79.614
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	521.177
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	408.221
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	405.037
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.153
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	441.39

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.236
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.271
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	1.869
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	3.063
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	519.714
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	452.014
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.658
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.072
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	124.281
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	138.121
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.577
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.913
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.816
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	445.621
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	368.758
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	385.734
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.157
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	400.8

ตารางที่ จ.12 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 91%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	411.647
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.758
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,234
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4.
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	168.24

เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	7.023
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,793
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	6.758
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,898
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.829
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,146
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	14,064.88
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	11,955.148
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	2,948.4
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.855
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,291.528
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.29
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	47,537.228
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,768.434
PES	PES	-	15.625

ตารางที่ จ.13,จ.14 และ จ.15 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 92% ของ $\eta_{isen,GT}$ แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ จ.13 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 92%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	623.151
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,390.438
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	775.222
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	669.105
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	36,421.298
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	37.824
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.528

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ตารางที่ จ.14 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 92%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	654.371
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.509
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	0.767
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	17.49
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	6.001
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	750.556
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	573.688
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.798
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.6
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	185.536
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	133.121
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.73
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.953
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	80.878
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	520.355
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	407.952
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	404.777
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.156
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	433.589
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.162
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.178
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	1.228

ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	2.013
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	519.355
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	451.655
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.66
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.078
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	125.063
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	138.99
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.58
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.921
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	18.997
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	445.242
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	368.603
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	385.53
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.155
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	400.1

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ตารางที่ จ.15 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 92%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	381.221
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.648
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,161
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	160.439
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	6.984
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,776
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	$S_5=S_{15s}$	kJ/kg.K	6.648

เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,844
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.738
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,117
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	13,625.245
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	11,581.458
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	2,891.55
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.745
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,258.172
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.185
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	48,002.756
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,645.379
PES	PES	-	16.273

ตารางที่ จ.16,จ.17 และ จ.18 ต่อไปนี้จะแสดงผลแบบจำลองระบบโคเจนเนอเรชั่นเชิงคณิตศาสตร์โดยที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 93% ของ $\eta_{isen,GT}$ แบบจำลองมาตรฐาน

ตารางที่ จ.16 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรเบรย์ตันที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 93%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก่อนเข้า Compressor	T_1	K	298.15
อุณหภูมิก่อนเข้า CC	T_2	K	623.151
อุณหภูมิก่อนเข้า Gas Turbine	T_3	K	1,390.438
อุณหภูมิออกจาก Gas Turbine	T_4	K	768.535
กำลังที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	$w_{comp,a}$	kJ/kg	353.469
กำลังที่ได้จากกังหันแก๊ส	$w_{GT,a}$	kJ/kg	676.378
กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้	W_{net}	kW	37,260.516
ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้	η_{th}	%	38.695
อัตราส่วน Back Work	r_{bw}	-	0.523

ตารางที่ จ.17 แสดงผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 93%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจาก	T_5	K	623.235

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.394
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(HP)}$	-	0.526
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	UA_{HPSH}	kW/K	12.006
ความยาว	$L_{SH(HP)}$	m	4.12
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_B	K	749.992
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีเวปโปเรเตอร์ที่ความสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_C	K	573.123
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.8
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(HP)}$	-	1.610
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(HP)}$	kW/K	186.712
ความยาว	$L_{EVAP(HP)}$	m	133.965
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่2 ที่ความดันสูง			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.733
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{ECO\#2(HP)}$	-	1.978
ความยาว	$L_{ECO\#2(HP)}$	m	81.916
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_D	K	519.699
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_8	K	407.745
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ตัวที่1 ที่ความดันสูง			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_G	K	404.577
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_9	K	316.15
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของไอน้ำที่ไหลออก	T_{10}	K	427.143
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.101
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{SH(LP)}$	-	0.107
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{SH(LP)}$	kW/K	0.735
ความยาว	$L_{SH(LP)}$	m	1.205
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_E	K	519.082
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีเวปโปเรเตอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	$T_{E.1}$	K	451.383

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.662
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{EVAP(LP)}$	-	1.084
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม	$UA_{EVAP(LP)}$	kW/K	125.664
ความยาว	$L_{EVAP(LP)}$	m	139.658
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนซับคูลที่ความดันต่ำ			
ประสิทธิผล	Effectiveness	-	0.582
ตัวเลขหน่วยของการถ่ายเท	$NTU_{Subcool(LP)}$	-	0.928
ความยาว	$L_{Subcool(LP)}$	m	19.137
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านซับคูล	T_F	K	444.953
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าซับคูล	T_{12}	K	368.483
ผลการแลกเปลี่ยนความร้อนอีโคโนไมเซอร์ที่ความดันต่ำ			
อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ไหลผ่าน	T_H	K	385.372
อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า	T_{14}	K	316.151
ค่าความร้อนที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	$h_{process,LP}$	kJ/kg	399.6

ตารางที่ จ.18 แสดงผลที่ได้จากวัฏจักรแรงคินที่ $\eta_{isen,GT}$ เท่ากับ 93%

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ความดันสูง	P_{HP}	bar	44
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	T_5	C	350.085
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	S_5	kJ/kg.K	6.527
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันสูง	h_5	kJ/kg	3,083
ความดันต่ำ	P_{LP}	bar	4
อุณหภูมิของไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	T_{10}	C	153.993
เอนโทรปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	S_{10}	kJ/kg.K	6.951
เอนทัลปีที่ออกจากซุปเปอร์ฮีทที่ความดันต่ำ	h_{10}	kJ/kg	2,762
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	S_5=S_{15s}	kJ/kg.K	6.527
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆตามทฤษฎี	h_{15s}	kJ/kg	2,787
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	S_{16s}	kJ/kg.K	6.640
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์ตามทฤษฎี	h_{16s}	kJ/kg	2,086
กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้ตามทฤษฎี	W_s	kW	13,169.555

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University

กำลังไฟฟ้าของกังหันไอน้ำที่ผลิตได้จริง	$W_{a,st}$	kW	11,194.122
เอนทัลปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	h_{15a}	kJ/kg	2,831.4
เอนโทรปีที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆจริง	S_{15a}	kJ/kg.K	6.622
เอนทัลปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	h_{16a}	kJ/kg	2,222.687
เอนโทรปีที่เข้าคอนเดนเซอร์จริง	S_{16a}	kJ/kg.K	7.072
กำลังไฟฟ้ารวมทั้งหมด	W_{TOT}	kW	48,454.638
อัตราความร้อนทั้งหมดที่นำไปใช้ในกระบวนการต่างๆ	$Q_{process,TOT}$	kW	7,516.737
PES	PES	-	16.885

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

ชื่อ พงศ์ธร บุญฑริกพรพันธุ์

เกิด 20 กรกฎาคม 2534

ประวัติการศึกษา -สำเร็จการศึกษาระดับ ปริญญาวิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต สาขาวิชาเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์เครื่องกล มหาวิทยาลัยมหิดล ในปีการศึกษา 2556

-เข้าศึกษาต่อในระดับ ปริญญาวิศวกรรมศาตร์มหาบัณฑิต สาขาวิชาเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ภาคต้นปีการศึกษา 2557

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
Chulalongkorn University