

การระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำต้นกำลังด้วยระบบปล่องดมร้อน



นายวิฑูรย์ เหมสุวรรณ

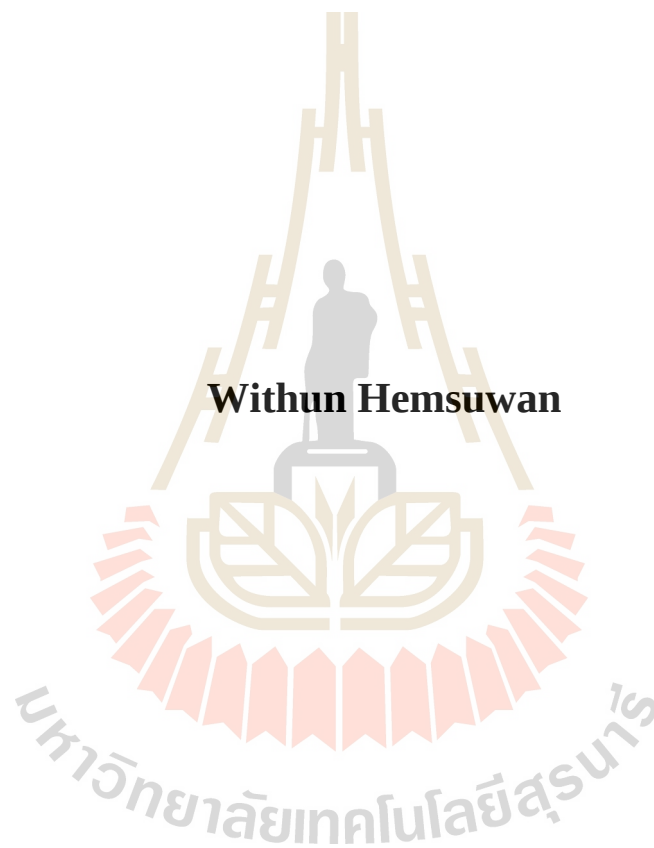
วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ปีการศึกษา 2554

**HEAT REMOVAL FROM STEAM POWER PLANT
BY USING THERMAL CHIMNEY**



**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering
Suranaree University of Technology
Academic Year 2011**

การระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำต้นกำลังด้วยระบบปล่อยลมร้อน

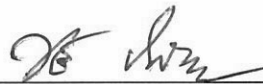
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นักศึกษานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(ผศ. ดร.จิระพล ศรีเสรีภูผล)

ประธานกรรมการ



(รศ. ดร.ทวิช จิตรสมบุญ)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



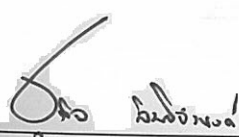
(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์)

กรรมการ

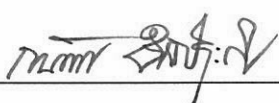


(อ. ดร.ธีระชาติ พรพิบูลย์)

กรรมการ



(ศ. ดร.ชูกิจ ลิมปิจำนงค์)
รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการ



(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์)
คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

วิฑูรย์ เข็มสุวรรณ : การระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำดันกำลังด้วยระบบ
ปล่อยลมร้อน (HEAT REMOVAL FROM STEAM POWER PLANT BY USING
THERMAL CHIMNEY) อาจารย์ที่ปรึกษา : รองศาสตราจารย์ ดร.ทวิช จิตรสมบูรณ์,
178 หน้า.

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาระบบระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำดันกำลัง โดยการประยุกต์ใช้ระบบ “ปล่อยลมร้อน” (Thermal Chimney) ซึ่งเป็นระบบที่อาศัยอากาศแวดล้อมเป็นตัวกลางในการระบายความร้อน หลักการทำงานของระบบนี้ คือ อากาศแวดล้อมรอบฐานปล่อยลมทำการดูดซับความร้อนจากไอเสียของเครื่องจักรไอน้ำโดยอาศัยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสผิวที่ติดตั้งไว้รอบฐานปล่อยลม ส่งผลให้อุณหภูมิสูงขึ้นแล้วระบายออกสู่ปลายปล่อยลมด้วยวิธีการพาความร้อนธรรมชาติ (Natural Convection) ซึ่งหลักการทำงานของระบบนี้จะมีความคล้ายคลึงกับระบบปล่อยลมแดดผลิตไฟฟ้า (Solar Chimney Power Plant) เพียงแต่ระบบนี้จะรับพลังงานความร้อนทั้งจากโรงจักรไอน้ำแทนพลังงานแสงแดด ระบบนี้มีข้อได้เปรียบที่เหนือกว่าระบบระบายความร้อนแบบเดิม (ระบบน้ำหมุนเวียน) ในหลายประการ โดยเฉพาะอย่างยิ่งช่วยลดงบประมาณและงบดำเนินการของระบบลงได้ แต่ถ้าไม่ได้รับการออกแบบที่ดีระบบนี้จะทำให้ประสิทธิภาพของโรงจักรลดลงได้ การศึกษาวิจัยนี้เป็นการศึกษาระบบในเชิงทฤษฎี โดยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เริ่มต้นได้สอบเทียบผลลัพธ์ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลคำนวณเชิงตัวเลข (CFD) จนเกิดความมั่นใจ ก่อนที่จะนำไปใช้ในการจำลองระบบทั้งหมด เพื่อศึกษาพฤติกรรมและผลกระทบต่าง ๆ ต่อระบบ การศึกษานี้ได้ใช้ โรงจักรขนาด 100 MW ที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% เป็นโรงงานต้นแบบ และใช้ปล่อยลมแบบปล่อยตรง ที่มีความสูงปล่อย 100 m เป็นกรณีอ้างอิง ใช้กลุ่มท่อไอน้ำที่วางเรียงตัวกันแบบแถวตรงกัน (In-Line) และไม่มีครีระบายความร้อน (No Finned) เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และได้ศึกษาถึงผลกระทบของปัจจัยออกแบบระบบต่าง ๆ ได้แก่ ระยะห่างของกลุ่มท่อไอน้ำ ขนาดและความยาวของท่อไอน้ำ ความเร็วลมออกแบบที่ทางเข้าปล่อยลม สัดส่วนขนาดหน้าตัดของปล่อยลม และอุณหภูมิอากาศแวดล้อม สุดท้ายได้ประเมินงบประมาณของระบบจากค่าปัจจัยออกแบบระบบที่เปลี่ยนไปค่าต่าง ๆ ผลการศึกษาพบว่า การทำปลายปล่อยลมให้บานออก จะสามารถลดความสูงของปล่อยลมลงได้ และการออกแบบให้ความเร็วลมที่ทางเข้าปล่อยลมสูงขึ้น จะทำให้งบประมาณของระบบลดลง

WITHUN HEMSUWAN : HEAT REMOVAL FROM STEAM POWER

PLANT BY USING THERMAL CHIMNEY. THESIS ADVISOR :

ASSOC. PROF. TAWIT CHITSOMBOON, Ph.D., 178 PP.

HEAT REMOVAL FROM STEAM ENGINE/HEAT REMOVAL/

HEAT REMOVAL WITH THERMAL CHIMNEY/THERMAL CHIMNEY/

SOLAR CHIMNEY

This study involved the application of “thermal chimney” in removing heat from a steam power plant. This system employs air as the medium to absorb heat using a surface heat exchanger, coupled with a natural draft of heated air through a tall chimney. The working principle is similar to the solar chimney power plant except that heat addition is due to the released heat from a steam power plant. The system has several advantages over the traditional circulating water system especially the reductions in both operating and investment costs; but if not properly designed it may cause the power plant to be less efficient. In this study, mathematical equations were constructed to model the system; they were first validated with CFD modeling before using to predict the various system performances and effects of design parameters. A power plant of 100 MW power output with a thermal efficiency of 40% was used as a prototype of this study; and the baseline for the thermal chimney was a straight chimney of height 100 m.; while the vapor tube bundle was an in-line type without fining. Design parameters that were investigated are: tube bundle spacings, tube diameters, tube lengths, air velocities at base of chimney, chimney area ratios and ambient air temperatures. Finally the total costs of the workable systems were estimated and compared for the various system parameters. The major finding of this

research is that the expanded chimney (top-divergent) can significantly reduce chimney height while increasing air velocity at the chimney base, thereby reducing the system cost.



School of Mechanical Engineering

Academic Year 2011

Student's Signature_____

Advisor's Signature_____

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้จะสำเร็จลุล่วงไม่ได้ หากไม่ได้รับความกรุณาจากท่านรองศาสตราจารย์ ดร.ทวิช จิตรสมบูรณ์ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ของผู้วิจัย ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ ให้คำปรึกษาชี้แนะแนวทางในการทำวิจัย และคอยเคียงข้างผู้วิจัยจนทำให้สามารถก้าวผ่านอุปสรรคต่าง ๆ ได้อย่างภาคภูมิใจ ตลอดจนยังเป็นแบบอย่างที่ดีให้แก่ผู้วิจัย ในด้านการสอนการวิจัย การดำรงชีวิต และการอุทิศตนต่อสังคม ซึ่งผู้วิจัยจักได้นำแบบอย่างของท่านฯ ไปใช้ในการทำงาน การดำรงชีวิต ตลอดจนจักเผยแพร่และเป็นแบบอย่างที่ดีแก่สังคมในภายภาคหน้าต่อไป

ขอกราบขอบพระคุณท่านอาจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข ที่เปรียบเสมือนอาจารย์ที่ปรึกษาท่านที่สองของผู้วิจัย ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ และคอยให้คำปรึกษาแนะนำเสมอมา

ขอกราบขอบพระคุณท่านผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กิตติ สุลักษณ์ ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ให้แก่ผู้วิจัย ซึ่งผู้วิจัยได้ประยุกต์ใช้หลักการแนวคิด และเทคนิควิธีการต่าง ๆ จนทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จได้

ขอกราบขอบพระคุณท่านรองศาสตราจารย์ นาวาอากาศเอก ดร.วรพจน์ ขำพิศ ท่านรองศาสตราจารย์ เรืออากาศเอก ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์ ท่านผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล ท่านอาจารย์ ดร.ธีระชาติ พรพิบูลย์ และท่านอาจารย์ ดร.สมศักดิ์ ศิวดำรงพงศ์ ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ทางวิชาการและการดำรงชีวิต แก่ผู้วิจัยด้วยความเมตตากรุณา

ขอขอบคุณบุคคลดังต่อไปนี้ ที่ได้ให้ความช่วยเหลือผู้วิจัยในด้านต่าง ๆ เป็นอย่างดี จนกระทั่งวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เสร็จสมบูรณ์ ซึ่งผู้วิจัยขอระลึกไว้ตลอดไป

- คุณจริยาพร ศรีวิไลลักษณ์ คุณอาภรณ์พรรณ ศรีอัครวิทยา คุณทัศนีย์ ทิพย์สาคร คุณกัศกร ต่อชีพ และคุณสายฝน สิบพลกรัง เจ้าหน้าที่ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

- อาจารย์ ดร.ชโลธร ธรรมแท้ อาจารย์โสทรญา แฉงการ อาจารย์พรสวรรค์ ทองใบ อาจารย์จ้าววรรณ ตั้งต้นสกุลวงศ์ คุณชัยฤกษ์ เชื้อประสาท คุณวิกัณดา ศรีเดช คุณสุพิชฌาย์ มีสุขเจ้าสำราญ คุณบรรณชา ชันเขียว และคุณวิโรจน์ แบบพิมาย ซึ่งเป็นรุ่นพี่ในกลุ่มวิจัยเดียวกัน

ขอขอบคุณมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่ได้มอบทุนเรียนดีให้แก่ผู้วิจัย

สุดท้ายนี้ ขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อเกษมและคุณแม่สมบูรณ์ เข้มสุวรรณ ที่ได้ให้กำเนิด และอบรมเลี้ยงดู ตลอดจนให้โอกาสทางการศึกษาและคอยให้กำลังใจอยู่ตลอด และขอขอบคุณพี่ชายที่คอยให้กำลังใจเสมอมา

วิฑูรย์ เข้มสุวรรณ

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ง
สารบัญ.....	จ
สารบัญตาราง	ฉ
สารบัญรูป	ญ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ด
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์การวิจัย	3
1.3 ขอบเขตเบื้องต้น.....	3
1.4 ขอบเขตของการวิจัย.....	4
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	5
2 ปรัชญาบรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	6
2.1 กล่าวนำ.....	6
2.2 ระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำเนิด.....	6
2.2.1 การวิเคราะห์ระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำเนิด.....	8
2.2.2 ผลกระทบต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักร แรงดันเชิงอุดมคติ	12
2.2.2.1 ผลกระทบต่อประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดัน เนื่องจากกระบวนการย้อนกลับไม่ได้.....	12
2.2.2.2 ผลกระทบต่อประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดัน เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงสภาวะการทำงาน	14
2.2.3 เครื่องควบแน่น	16

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.2.4	ระบบน้ำหล่อเย็นหมุนเวียนและหอคอยเย็นแบบแห้ง.....	16
2.3	ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	20
2.3.1	การพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวดิ่ง.....	20
2.3.2	การถ่ายเทความร้อนของกลุ่มท่อระบายความร้อน	22
2.3.3	ตัวแปรไร้มิติ ที่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อน	25
2.4	งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	28
3	ขั้นตอนการดำเนินการวิจัย	35
3.1	กล่าวนำ.....	35
3.2	การทดสอบโปรแกรม ANSYS CFX-12.0	36
3.2.1	การพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวดิ่ง.....	36
3.2.2	ผลของพลังงานลอยตัวต่อความแม่นยำ ของการคำนวณการไหลผ่านปล่องลมร้อน	44
3.2.3	สรุปผลการทดสอบโปรแกรม ANSYS CFX-12.0	52
3.3	ผลกระทบของอุณหภูมิในเครื่องควบแน่นต่อประสิทธิภาพ เชิงความร้อนของวัฏจักรกำลังไอน้ำ.....	53
3.3.1	วัฏจักรแรงดันอุดมคติแบบไออิมตัว	54
3.3.2	วัฏจักรแรงดันอุดมคติแบบไอร้อนยิ่งยวด	56
3.4	การจำลองการไหลของอากาศในระบบปล่องลมร้อน	57
3.4.1	การจำลองการไหลในปล่องลมร้อน เชิงทฤษฎี.....	59
3.4.2	การจำลองการไหลปล่องลมร้อน เชิงตัวเลข CFD.....	62
3.5	การจำลองการไหลและถ่ายเทความร้อน ของระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน	67
3.5.1	การคำนวณการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อน แบบ Cell by Cell	71
3.5.2	การวิเคราะห์ผลกระทบต่อระบบ เนื่องจากสภาวะการทำงาน ที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ ของโรงงานต้นแบบ 100 MW	84

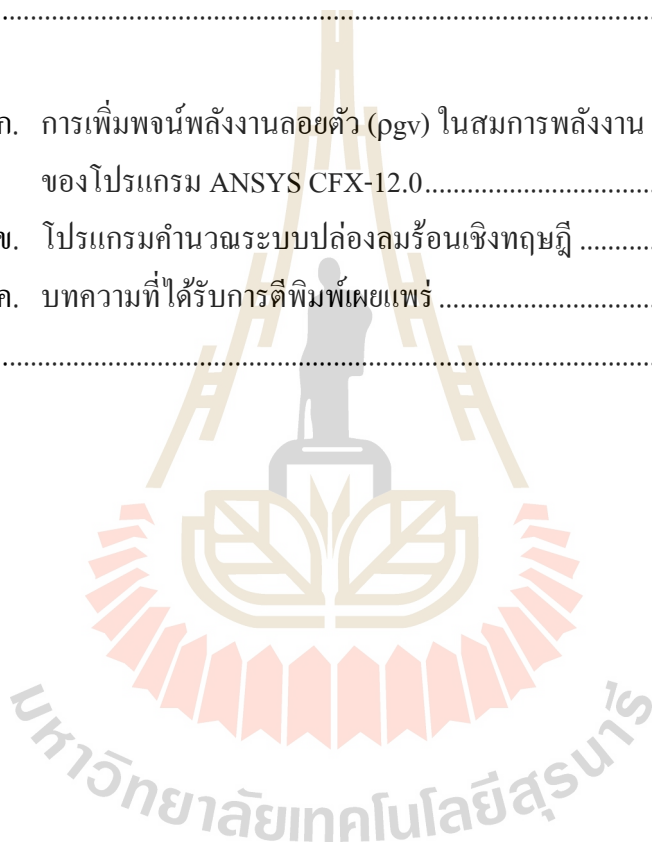
สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4	ผลลัพธ์และการอภิปรายผล	90
4.1	กล่าวนำ.....	90
4.2	ผลกระทบของอุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่น ต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรกำลังไอน้ำ	91
4.3	ผลลัพธ์การจำลองการไหลในปล่องลมร้อน	94
4.3.1	ผลลัพธ์ปล่องตรงขนาดความสูงต่างกัน	94
	4.3.1.1 การเปรียบเทียบผลคำนวณเชิงทฤษฎีกับ CFD	94
	4.3.1.2 ผลกระทบของความสูงปล่องลม ต่อการระบายความร้อน.....	95
4.3.2	ผลลัพธ์ปล่องลมสัดส่วนขนาดหน้าตัดต่างกัน	99
	4.3.2.1 การเปรียบเทียบผลคำนวณเชิงทฤษฎีกับ CFD	99
	4.3.2.2 ผลกระทบของสัดส่วนขนาดหน้าตัดปล่องลม ต่อการระบายความร้อน.....	99
	4.3.2.3 มุมองศาการบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด	103
4.3.3	สรุปผลการจำลองการไหลในปล่องลมร้อน	104
4.4	ผลลัพธ์การจำลองการไหลและการถ่ายเทความร้อน ในระบบปล่องลมร้อน	105
4.4.1	ผลลัพธ์การคำนวณการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบ Cell by Cell	105
4.4.2	พารามิเตอร์ออกแบบระบบที่เหมาะสมที่สุด.....	109
4.4.3	ผลกระทบต่อระบบ เนื่องจากสภาวะการทำงานที่เปลี่ยนไป จากจุดออกแบบของโรงงานต้นแบบ 100 MW	120
4.4.4	สรุปผลการจำลองการไหลและการถ่ายเทความร้อน ในระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน.....	123

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
5	สรุปและข้อเสนอแนะ 124
5.1	สรุปผล..... 124
5.1	ข้อเสนอแนะ 125
รายการอ้างอิง	 126
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก.	การเพิ่มพจน์พลังงานลอยตัว (pgv) ในสมการพลังงาน ของโปรแกรม ANSYS CFX-12.0..... 129
ภาคผนวก ข.	โปรแกรมคำนวณระบบปล่องลมร้อนเชิงทฤษฎี 136
ภาคผนวก ค.	บทความที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ 170
ประวัติผู้เขียน	 178



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 ขนาดโดเมนของปล่องลม 1 องศา Axis-Symmetry ที่ใช้ในการ คำนวณเชิงตัวเลข CFD (แบบปล่องตรงขนาดความสูงต่างกัน)	65
3.2 ขนาดโดเมนของปล่องลม 1 องศา Axis-Symmetry ที่ใช้ในการ คำนวณเชิงตัวเลข CFD (ปล่องลมรูปทรงต่างกัน ความสูง 100 m)	66
4.1 ความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ออกแบบ $V_{2', \text{ design}}$ กับขนาดของปล่องลม D_2	105
4.2 ชุดพารามิเตอร์ออกแบบ $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm จากผลลัพธ์ ในรูปที่ 4.25 (แบบปล่องตรง: $\theta_{23} = 0^\circ$ และ $Z < 570$ m) สำหรับใช้ คำนวณหามุมบาน θ_{23} ที่ใช้ลงทุนรวมต่ำที่สุด.....	117

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1	
โครงภาพแสดงระบบระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำ	
ด้วยระบบปล่อยลมร้อน	3
2.1	
ระบบโรงจักรไอน้ำดันกำลัง อย่างง่าย.....	7
2.2	
ระบบโรงจักรไอน้ำดันกำลังอย่างง่าย ที่ใช้อธิบายวัฏจักร	
แรงดันเชิงอุดมคติ (Nag, 2002)	9
2.3	
แผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปี บนวัฏจักรแรงดันเชิงอุดมคติ (Nag, 2002)	9
2.4	
ปริมาณพลังงานความร้อนทั้งหมดที่น้ำได้รับจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	
Economizer Evaporator และ Superheater (Nag, 2002)	12
2.5	
ผลกระทบเนื่องจากกระบวนการย้อนกลับไม่ได้ภายใน	
ต่อวัฏจักรแรงดัน (Nag, 2002)	13
2.6	
ผลกระทบเนื่องจากกระบวนการย้อนกลับไม่ได้ภายนอก	
ต่อวัฏจักรแรงดัน (Nag, 2002)	14
2.7	
ผลกระทบต่อค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงดัน	
เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงความดันไอน้ำที่ตำแหน่งทางเข้ากังหันไอน้ำ (P_1)	
และความดันในเครื่องควบแน่น (P_2) ที่อุณหภูมิของไอน้ำ ณ ตำแหน่ง	
ทางเข้ากังหันไอน้ำคงที่ที่ 470°C (Nag, 2002)	15
2.8	
การลดความดันในเครื่องควบแน่นช่วยให้กังหันไอน้ำผลิตงานเพิ่มขึ้นได้	
จาก $(h_1 - h_3)$ เป็น $(h_1 - h_2)$ (Nag, 2002).....	16
2.9	
ระบบน้ำหล่อเย็นหมุนเวียนและหอคอยเย็น (Nag, 2002)	17
2.10	
ระบบ Indirect Dry-Cooling Tower (El-Wakil, 1984)	18
2.11	
ระบบ Direct Dry-Cooling Tower (El-Wakil, 1984)	19
2.12	
การไหลพาธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง.....	21
2.13	
รูปแบบการวางตัวของกลุ่มท่อ: (a) In-Line (b) Staggered Arrangement	
(VDI Heat Atlas, 2010).....	22

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.1	ชั้นขีดผิวบางของปัญหาการพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง37
3.2	ขนาดของโดเมนของปัญหาแผ่นร้อน ที่ใช้ในการจำลอง ด้วย CFX-12.0 ($z = 0.001$ m).....39
3.3	เมชของปัญหาแผ่นร้อน ที่ใช้คำนวณด้วย CFX-12.0 ขนาด 100×200 เมช (20,000 เอเลเมนต์, 40,602 โหนด)40
3.4	ผลคำนวณค่าอุณหภูมิจาก CFX-12.0 เทียบต่อผลเฉลยแม่นยำตรง ($Pr = 0.711$, $x = 0.085$ m).....43
3.5	ผลคำนวณค่าความเร็วจาก CFX-12.0 เทียบต่อผลเฉลยแม่นยำตรง ($Pr = 0.711$, $x = 0.085$ m).....43
3.6	ผลคำนวณความเร็วไร้มิติและ อุณหภูมิไร้มิติจาก CFX-12.0 เทียบต่อผลเฉลยแม่นยำตรง ($Pr = 0.711$, $x = 0.085$ m)44
3.7	ภาพจำลองปล่องลมหน้าตัดกลมตรง ด้วยโมเดลเมช 1 องศา Axis-Symmetry45
3.8	ผลคำนวณค่าเอนโทรปีและอุณหภูมิ ช่วง 2-3 จาก CFX-12.0 (การจำลองปกติ) (ปล่องสูง 100 m).....46
3.9	ผลคำนวณค่าเอนโทรปีและอุณหภูมิ ช่วง 2-3 จาก CFX-12.0 (เพิ่มพจน์ $S_E = g_{pv}$) (ปล่องสูง 100 m).....47
3.10	ผลคำนวณค่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่ง 2 และ 3 ในทางทฤษฎี เทียบกับ ผลลัพธ์จาก CFX-12.0 (ทั้งทฤษฎี และ CFX พิจารณาพลังงานลอยตัวทั้งคู่).....50
3.11	ผลคำนวณค่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่ง 2 และ 3 ในทางทฤษฎี เทียบกับ ผลลัพธ์จาก CFX-12.0 (ทั้งทฤษฎี และ CFX ไม่ได้พิจารณาพลังงานลอยตัวทั้งคู่).....50
3.12	ผลคำนวณค่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่ง 2 และ 3 ในทางทฤษฎี เทียบกับ ผลลัพธ์จาก CFX-12.0 (ทฤษฎีพิจารณา แต่ CFX ไม่ได้พิจารณาพลังงานลอยตัว).....51
3.13	ผลคำนวณค่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่ง 2 และ 3 ในทางทฤษฎี เทียบกับ ผลลัพธ์จาก CFX-12.0 (ทฤษฎีไม่ได้พิจารณา แต่ CFX พิจารณาพลังงานลอยตัว).....51
3.14	การจำลองโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง ด้วยวัฏจักรแรงดันอุดมคติแบบไออีมตัว.....54
3.15	การจำลองโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง ด้วยวัฏจักรแรงดันอุดมคติแบบไอร้อนยิ่งยวด.....56

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.16	โครงภาพแสดงระบบระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำ ด้วยระบบปล่อยลมร้อน58
3.17	ลักษณะปล่อยลมระบายความร้อน: (ก) ปล่อยขนาดหน้าตัดคงที่ (ข) ปล่อยปลายตู้เข้า (ค) ปล่อยปลายบานออก.....58
3.18	การกระจายตัวของอุณหภูมิไอน้ำ และอากาศ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน59
3.19	เมฆปล่อยลมระบายความร้อน 1 องศา Axis-Symmetry63
3.20	ตัวอย่างค่าเสียดทานของสมการ กรณีปล่อยตรง 100 m.....64
3.21	ตัวอย่างผลคำนวณค่าความเร็วเฉลี่ยที่ทางเข้า กรณีปล่อยตรง 100 m65
3.22	ลักษณะการวางตัวของท่อไอน้ำในระบบระบายความร้อน ด้วยปล่อยลมร้อน: (ก) ภาพด้านหน้า (ข) ภาพด้านล่าง (ค) ภาพขยายการวางตัวของกลุ่มท่อไอน้ำแบบ In-Line.....68
3.23	การจำลองการจัดวางกลุ่มท่อแบบปกติ ให้เป็นแบบ Cell ของกลุ่มท่อ เพื่อช่วยอธิบายวิธีการคำนวณแบบ Cell by Cell72
3.24	ภาพแสดงปริมาตรควบคุมของ Cell Tube Bundle: (ก) แบบ In-Line (ข) แบบ Staggered72
3.25	ลำดับขั้นตอนการคำนวณการไหลและการส่งผ่านความร้อน แบบ Cell by Cell ด้วยกรรมวิธีเชิงตัวเลขของ Newton-Raphson.....75
3.26	ลำดับขั้นตอนการออกแบบโดยรวม เพื่อหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนและขนาดของปล่อยลมระบายความร้อน80
3.27	ลำดับขั้นตอนการคำนวณออกแบบหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน81
3.28	ลำดับขั้นตอนการคำนวณออกแบบหาขนาดของปล่อยลม (ความสูง) โดยใช้คำตอบสุดท้ายที่ตำแหน่งที่ 2 เป็นเงื่อนไขที่ขอบ82
3.29	ตัวอย่างผลคำนวณค่าอัตราการไหลเชิงมวล ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และ ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในปล่อยลม (ชุดพารามิเตอร์ $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm, $L = 15$ m, $V_{2', \text{ design}} = 27.78$ m/s และ $\theta_{23} = 0^\circ$).....83

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.30 ลำดับขั้นตอนการหาคำตอบของระบบระบายร้อนด้วยปล่องลมร้อน ด้วยกรรมวิธีของ Newton-Raphson แบบ 2 ขั้ว.....	88
3.31 กราฟตัวอย่าง แสดงผลค่า Maximum Residual ในแต่ละรอบการคำนวณ ในระหว่างโปรแกรมประมวลผล (โรงงานต้นแบบที่ 1, $T_{\infty} = 35^{\circ}\text{C}$).....	89
3.32 กราฟตัวอย่างแสดงผลค่า Mass Flow Rate ในแต่ละตำแหน่งที่ได้คำนวณผล หลังจากโปรแกรมประมวลผลเสร็จ (โรงงานต้นแบบที่ 1, $T_{\infty} = 35^{\circ}\text{C}$).....	89
4.1 การกระจายตัวของอุณหภูมิไอน้ำ และอากาศ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ของโรงจักรไอน้ำต้นกำลังขนาด 100 WM, ประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% (กรณีศึกษา).....	92
4.2 ผลกระทบของอุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวในเครื่องควบแน่น ต่อประสิทธิภาพ เชิงความร้อน ของวัฏจักรแรงดันอุดมคติแบบไอน้ำ.....	93
4.3 ผลกระทบของอุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวในเครื่องควบแน่น ต่อประสิทธิภาพ เชิงความร้อนของวัฏจักรแรงดันอุดมคติแบบไอน้ำยิ่งยวด ($T_1 = 500^{\circ}\text{C}$).....	93
4.4 ผลคำนวณค่าความดัน ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องตรง เปลี่ยนแปลงขนาดความสูง).....	96
4.5 ผลคำนวณค่าความหนาแน่น ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องตรง เปลี่ยนแปลงขนาดความสูง).....	96
4.6 ผลคำนวณค่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องตรง เปลี่ยนแปลงขนาดความสูง).....	97
4.7 ผลคำนวณค่าความเร็ว ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องตรง เปลี่ยนแปลงขนาดความสูง).....	97
4.8 ผลกระทบของความสูงปล่องลม ต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งที่ 2 (เทียบกับกรณี $h+H=100\text{ m}$)	98
4.9 ผลกระทบของความสูงปล่องลม ต่อค่าสัดส่วนอัตราการไหลเชิงมวล (เทียบกับกรณี $h+H=100\text{ m}$)	98

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.10 ผลคำนวณค่าความดัน ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องสูง 100 m ลักษณะรูปทรงต่างกัน)	100
4.11 ผลคำนวณค่าความหนาแน่น ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องสูง 100 m ลักษณะรูปทรงต่างกัน)	100
4.12 ผลคำนวณค่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องสูง 100 m ลักษณะรูปทรงต่างกัน)	101
4.13 ผลคำนวณค่าความเร็ว ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องสูง 100 m ลักษณะรูปทรงต่างกัน)	101
4.14 ผลกระทบของสัดส่วนขนาดหน้าตัดปล่อง ต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งที่ 2 (เทียบต่อกรณีปล่องตรง: $AR_{32} = 1$ และ $h+H=100$ m).....	102
4.15 ผลกระทบของสัดส่วนขนาดหน้าตัดปล่อง ต่อค่าสัดส่วน อัตราการไหลเชิงมวล (เทียบต่อกรณีปล่องตรง: $AR_{32} = 1$ และ $h+H=100$ m).....	102
4.16 การไหลแยกในปล่องลม กรณี $AR_{32} = 5$	103
4.17 ผลกระทบของมุมบานตัวของปล่องลม ต่อค่าสัดส่วนอัตราการไหลเชิงมวล (เทียบต่อกรณีปล่องตรง: $\theta_{23} = 0^\circ$ และ $h+H=100$ m).....	104
4.18 ระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน ขนาด 150 MW: (ก) ภาพด้านหน้า, (ข) ภาพขยายการวางตัวของกลุ่มท่อไอน้ำแบบ In-Line	106
4.19 การกระจายตัวของค่าความดัน ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ชุดพารามิเตอร์ $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm, $L = 15$ m, $V_{2', design} = 27.78$ m/s และ $\theta_{23} = 0^\circ$).....	107
4.20 การกระจายตัวของค่าความหนาแน่น ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ชุดพารามิเตอร์ $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm, $L = 15$ m, $V_{2', design} = 27.78$ m/s และ $\theta_{23} = 0^\circ$).....	107
4.21 การกระจายตัวของค่าอุณหภูมิ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ชุดพารามิเตอร์ $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm, $L = 15$ m, $V_{2', design} = 27.78$ m/s และ $\theta_{23} = 0^\circ$).....	108

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.22 การกระจายตัวของค่าความเร็ว ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ชุดพารามิเตอร์ $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm, $L = 15$ m, $V_{2', \text{design}} = 27.78$ m/s และ $\theta_{23} = 0^\circ$).....	108
4.23 ผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ a_1 b และ d ต่อขนาดของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน D_1 และค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความดัน ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน K_{HX}	111
4.24 ผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ $V_{2', \text{design}}$ d และ L ต่อขนาดของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน D_1 และค่าความสูงรวมของปล่องลม Z (ใช้ข้อมูลจากรูปที่ 4.23: $a_1=3.0$, $b = 1.25$ และคำนวณแบบปล่องตรง $\theta_{23} = 0^\circ$)	112
4.25 ผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ $V_{2', \text{design}}$ และ L ต่อขนาดของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน D_1 และค่าความสูงรวมของปล่องลม Z (ใช้ข้อมูลจากรูปที่ 4.24: $a_1=3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm และคำนวณ แบบปล่องตรง $\theta_{23} = 0^\circ$).....	113
4.26 ผลกระทบของมุมบานตัวของปล่องลม ต่อขนาดความสูงรวม และราคาต้นทุนปล่องลม (DP. number 13: $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm, $L = 30$ m, $V_{2', \text{design}} = 12.5$ m/s)	117
4.27 ผลลัพธ์มุมบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด ของชุดพารามิเตอร์ออกแบบ ในตารางที่ 4.2: ขนาดของเครื่อง D_1 , D_2 , D_3 , $\theta_{23, \text{optimum}}$ และ Z	118
4.28 ผลลัพธ์มุมบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด ของชุดพารามิเตอร์ออกแบบ ในตารางที่ 4.2: ราคาต้นทุนรวมทั้งระบบ	119
4.29 ผลลัพธ์มุมบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด ของชุดพารามิเตอร์ออกแบบ ในตารางที่ 4.2: สัดส่วนราคาต้นทุนของปล่องลมและท่อไอน้ำ (เทียบต่อราคาเฉลี่ยปล่องลมและท่อไอน้ำ)	119
4.30 ผลลัพธ์มุมบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด ของชุดพารามิเตอร์ออกแบบ ในตารางที่ 4.2: ผลรวมสัดส่วนราคาต้นทุนของปล่องลมและท่อไอน้ำ (เทียบต่อราคาเฉลี่ยปล่องลมและท่อไอน้ำ)	120

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.31 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ ต่อค่าอัตราการนำทิ้งความร้อน และค่าอัตราการไหลเชิงมวล.....	122
4.32 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ ต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศ ณ ตำแหน่งที่ 2.....	122
4.33 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ ต่อค่าสัดส่วนงานเพลาสูทธิของโรงจักรฯ (เทียบต่อกรณีออกแบบ 100 MW, $\eta_h = 40\%$ คงที่ ในทุกกรณี)	123
ก.1 ภาพหน้าจอพื้นที่การทำงาน CFX-Pre ของโปรแกรม ANSYS CFX-12.0	130
ก.2 การสร้างนิพจน์ใหม่ (gy) ในโปรแกรม CFX.....	131
ก.3 การกำหนดค่านิยามของนิพจน์ “gy” และ “den g v” ในโปรแกรม CFX.....	131
ก.4 ภาพจำลองโดเมนของปัญหาปล่องลมร้อน ที่ใช้ในการ คำนวณด้วยโปรแกรม CFX	133
ก.5 การสร้างโดเมนย่อยของปล่องลม สำหรับใช้เพิ่มพจน์พลังงานลอยตัว ที่โดเมนของปล่องลม.....	133
ก.6 การเพิ่มพจน์พลังงานลอยตัว (pgv) ในสมการพลังงานที่โดเมนของปล่องลม	134
ข.1 ภาพแสดงลูกโซ่กลุ่มโปรแกรมคำนวณระบบปล่องลมร้อน (ทั้งระบบ)	141
ข.2 ภาพแสดงลูกโซ่กลุ่มโปรแกรมคำนวณระบบ (Newton-Raphson แบบ 2 ขั้ว).....	159

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

a	=	สัดส่วนของระยะ S_T ต่อขนาดของท่อ (S_T/d)
A	=	พื้นที่หน้าตัดของการไหล (m^2)
b	=	สัดส่วนของระยะ S_L ต่อขนาดของท่อ (S_L/d)
c	=	สัดส่วนของระยะ S_D ต่อขนาดของท่อ (S_D/d)
c_p	=	ความจุความร้อนที่ความดันคงที่ ($J/kg \cdot K$)
CFD	=	Computational Fluid Dynamics
C_1	=	ราคาต่อหน่วยของท่อไอน้ำ (1 หน่วยราคา/ m^3)
C_2	=	ราคาต่อหน่วยของปล่องลม (1 หน่วยราคา/ m^3)
d	=	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (cm)
Eu	=	เลขออยเลอร์ (Euler Number)
f	=	สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (Darcy Friction Factor), สมการองค์ประกอบ ของเวกเตอร์ $\vec{F}$
$\vec{F}$	=	เวกเตอร์แนวตั้งของระบบสมการแบบ Newton-Raphson
F'	=	ความเร็วไร้มิติในปัญหาการไหลพาความร้อนผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง
g	=	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s^2)
G	=	ความเร็วเชิงมวลของการไหล (Mass Velocity: $kg/s \cdot m^2$)
Gr	=	เลขกราชอฟ (Grashof Number)
h	=	ความสูงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m), สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), เอนทัลปีสถิต (Static Enthalpy: J/kg)
h_{tot}	=	เอนทัลปีรวม (Total Enthalpy: J/kg)
H	=	ความสูงของปล่องลม (m)
Hg	=	เลขฮาเกน (Hagen Number) ($Hg = 2f Re^2$)
k	=	ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ของของไหล ($W/m \cdot ^\circ C$)
K_{HX}	=	สัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
K_i	=	สัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันที่ทางเข้าปล่องลม
L	=	ความยาวของท่อไอน้ำ (m)

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

Lq	=	Lévêque Number
$\dot{m}$	=	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
N_r	=	จำนวนแถวของท่อในทิศทางการไหล
N_{tb}	=	จำนวนท่อในหนึ่งแถวใด ๆ (จำนวนท่อในทิศตั้งฉากกับการไหล)
N_u	=	จำนวนท่อทั้งหมด ($N_r N_{tb}$)
Nu	=	เลขนัสเซิลท์ (Nusselt Number)
P	=	ความดันของอากาศ (Pa)
Pr	=	เลขพรันด์ทล์ (Prandtl Number)
P_w	=	เส้นรอบรูปเปียก (Wetted Perimeter: m)
q	=	พลังงานความร้อนต่อหน่วยมวล (J/kg)
$\dot{Q}$	=	พลังงานความร้อน (W)
R	=	ค่าคงที่ของแก๊ส (J/kg·K)
Re	=	เลขเรย์โนลด์ส์ (Reynolds Number)
s	=	เอนโทรปีสถิต (Static Entropy: J/kg·K)
S_D	=	ระยะห่างของท่อในแนวทแยงมุม ($S_D = \{(S_T/2)^2 + S_L^2\}^{1/2}$: cm)
S_E	=	Energy Source Term ของ CFX (W/m ³)
S_L	=	ระยะห่างของท่อในแนวนอนกับการไหล (cm)
S_M	=	Momentum Source Term ของ CFX (N/ m ³)
S_T	=	ระยะห่างของท่อในแนวตั้งฉากกับการไหล (cm)
T	=	อุณหภูมิของอากาศ (K, °C)
TTD_2	=	อุณหภูมิแตกต่างสุดท้ายหลังจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)
u, v	=	องค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วในแนว x และ y ในระบบพิกัดฉาก 2 มิติ (m/s)
$\vec{U}$	=	เวกเตอร์ความเร็ว (m/s)
V	=	ความเร็วของอากาศในปล่อง (m/s)
v	=	ปริมาตรจำเพาะของน้ำ (m ³ /kg)
w_p	=	งานที่ใช้สูบน้ำของเหลวในวัฏจักรกำลังไอน้ำ (J/kg)
w_T	=	งานเพลลาที่ผลิตได้จากวัฏจักรกำลังไอน้ำ (J/kg)
x, y	=	ระยะทิศทางในระบบพิกัดฉาก 2 มิติ

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

$\vec{X}$	=	เวกเตอร์แนวตั้งของตัวแปรในระบบสมการ $\vec{F}$
Z	=	ความสูงรวมของปล่องลม (m)
β	=	สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงปริมาตร (1/K)
δ	=	Kronecker Delta (เมทริกซ์เอกลักษณ์ 3X3)
η	=	ความยาวไร้มิติในปัญหาการไหลพาความร้อนผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง
η_{th}	=	ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรกำลังไอน้ำ
θ	=	อุณหภูมิไร้มิติในปัญหาการไหลพาความร้อนผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง
θ_{23}	=	มุมมองการบานตัวของปล่องลมช่วง 2-3
μ	=	ความหนืดพลศาสตร์ของของไหล (Dynamic Viscosity of Fluid: Pa·s)
ρ	=	ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m ³)
τ	=	ความเค้นเฉือน (Pa)
ν	=	ความหนืดจลนศาสตร์ของของไหล (Kinematic Viscosity of Fluid: m ² ·s)
$\vec{\nabla}$	=	เวกเตอร์ Del Operator
ΔP	=	ความดันแตกต่าง (Pa)
ΔT	=	อุณหภูมิแตกต่าง (°C)
ΔT_{lm}	=	อุณหภูมิแตกต่างเชิงล็อก (°C)
$\otimes$	=	Operator ของผลคูณแบบ Outer Product ระหว่าง Vectors ซึ่งจะได้ผลลัพธ์เป็น Tensor

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์ตัวห้อย

1, 2, 3, 4	=	ตัวเลขกำกับสภาวะต่าง ๆ บนวัฏจักรแรงดันเชิงอุดมคติ
1, 2, ..., n	=	ตัวเลขใช้เรียกชื่อแถวของท่อไอน้ำ ($N_{r,n}$) สำหรับใช้วิเคราะห์การไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
21, 32	=	ค่าตำแหน่งที่ 2 ต่อค่าตำแหน่งที่ 1 และ ค่าตำแหน่งที่ 3 ต่อค่าตำแหน่งที่ 2 ใช้สำหรับการคำนวณสัดส่วนขนาดหน้าตัดของปล่องลมในรูปที่ 3.17
$\infty, 1, 2, 2', 3$	=	ตัวเลขบอกตำแหน่งต่าง ๆ ในระบบปล่องลมร้อน (ในรูปที่ 3.22)
air	=	อากาศ
b	=	เครื่องกำเนิดไอน้ำ (Boiler)
design	=	ออกแบบ
i	=	ทางเข้า
m	=	ค่าเฉลี่ย
o	=	ทางออก
s	=	พื้นผิวการถ่ายเทความร้อน
steam	=	ไอน้ำ
T	=	กังหันไอน้ำ (Turbine)
w	=	พื้นผิว

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

การทิ้งความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นสำหรับโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง (Steam Power Plant) ที่ต้องทิ้งความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อมสูงถึงประมาณ 1.5 - 2.0 เท่าของพลังงานที่ใช้ผลิตงานเพลลา (El-Wakil, 1984) ในปัจจุบันนิยมใช้ระบบน้ำหมุนเวียน (Circulating Water) เป็นตัวดูดซับความร้อนทิ้ง ซึ่งระบบนี้มีข้อด้อยหลายประการ เช่น มีงบประมาณและงบประมาณการสูง ส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมสูง รวมทั้งยังใช้น้ำในปริมาณที่มากตลอดทั้งปี เป็นต้น ตัวอย่างของปัญหาการขาดแคลนน้ำคือโรงไฟฟ้าแม่เมาะ (ขนาด 2400 MW) ที่ต้องการใช้น้ำถึงปีละประมาณ 61 ล้านลูกบาศก์เมตร แต่แหล่งน้ำในเขตอำเภอแม่เมาะสามารถจ่ายน้ำให้กับโรงไฟฟ้าได้เพียงปีละ 45 ล้านลูกบาศก์เมตร เพื่อผลิตไฟฟ้า 2025 MW ส่วนที่เหลืออีก 16 ล้านลูกบาศก์เมตร ถูกสูบน้ำมาจากเขื่อนเก็บน้ำกิ่วลม ซึ่งกรมชลประทานอนุญาตให้สูบได้เฉพาะน้ำส่วนเกินที่เขื่อนไม่สามารถกักเก็บไว้ได้ในช่วงฤดูน้ำหลาก (การไฟฟ้าฝ่ายผลิต, 2553) นั่นก็หมายความว่า หากปีใดฝนแล้งโรงไฟฟ้าจะสูญเสียกำลังการผลิตถึงประมาณปีละ 3285 GWh คิดเป็นมูลค่าความเสียหายกว่า 8000 ล้านบาท (คิดจากราคาขายเฉลี่ยต่อหน่วย ที่การไฟฟ้าฝ่ายผลิตขายให้กับ การไฟฟ้าฝ่ายจำหน่าย ปี พ.ศ. 2552 (การไฟฟ้านครหลวง, 2553)) ถ้าหากสามารถเดินเครื่องผลิตเต็มกำลังตลอดทั้งปีได้ โดยที่ไม่ต้องรอรับภาระความเสี่ยงจากปริมาณน้ำฝนตามธรรมชาติในแต่ละปี จะช่วยให้โรงไฟฟ้าลดความเสี่ยงในการสูญเสียรายได้ได้ปีละหลายพันล้านบาท

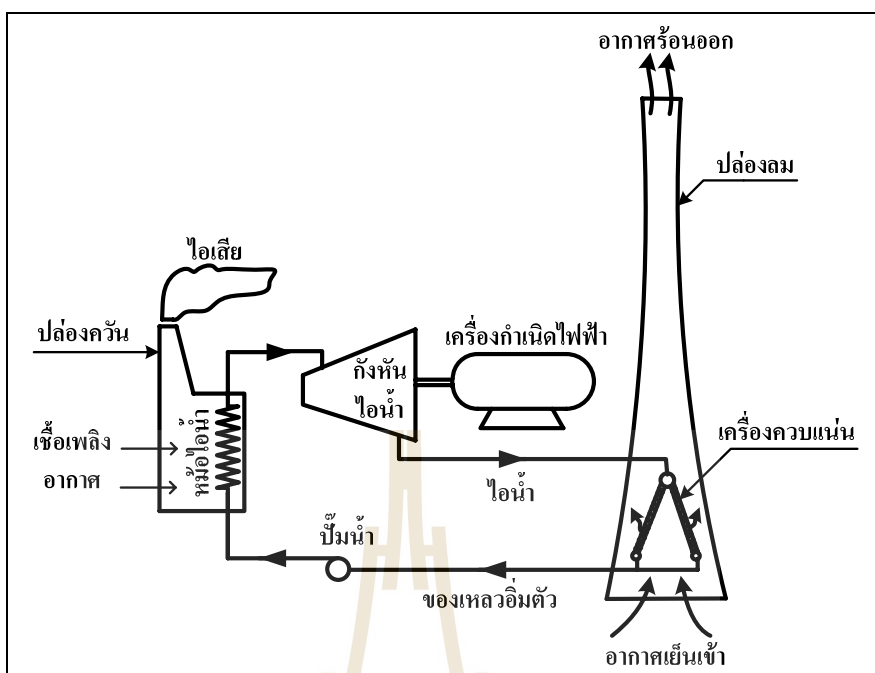
ดังนั้น ในการศึกษาวิจัยในครั้งนี้ จึงขอนำเสนอระบบนวัตกรรมการระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำด้วยระบบ “ปล่องลมร้อน” (Thermal Chimney) เพื่อกำจัดข้อด้อยของระบบน้ำหมุนเวียน ระบบระบายความร้อนที่นำเสนอนี้เป็นระบบที่ใช้อากาศแวดล้อมมาระบายความร้อนออกจากโรงจักรไอน้ำโดยตรง

หลักการทำงานของระบบนี้ คือ อากาศแวดล้อมรอบฐานปล่องลมทำการดูดซับความร้อนทิ้งจากเครื่องจักรไอน้ำโดยอาศัยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสผิว ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศสูงขึ้น แล้วลอยตัวสูงขึ้นสู่ปลายปล่องลมด้วยหลักการพาความร้อนธรรมชาติ ดังนั้นระบบนี้จึงไม่ต้องใช้พัดลมช่วย ดังรูปที่ 1.1 หลักการทำงานดังกล่าวมีความคล้ายคลึงกับระบบ “ปล่องลมแดดผลิตไฟฟ้า” (Solar Chimney Power Plant) (Haaf et al., 1983) เพียงแต่ระบบปล่องลมแดดจะรับ

พลังงานความร้อนจากแสงแดดโดยอาศัยหลังคาจับแสงแดดแล้วนำเอาพลังงานการไหลของอากาศในปล่องลมไปผลิตไฟฟ้า

ได้เคยมีการสร้างเครื่องต้นแบบของระบบปล่องลมแดดไว้แล้ว พบว่าสามารถสร้างการไหลและผลิตกระแสไฟฟ้าได้ (Haaf et al., 1983) และมีงานวิจัยที่ประยุกต์ใช้ระบบดังกล่าวนี้ในการอบแห้งผลผลิตทางการเกษตร (Ferreira et al., 2008) ได้มีการศึกษาวิจัยระบบปล่องลมแดดเพื่อหาทางเพิ่มประสิทธิภาพและประยุกต์ใช้งานมากมาย โดยเริ่มต้นจากการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และศึกษาเชิงตัวเลข ทดลองหุ่นจำลองขนาดเล็กเพื่อทำนายผลของโรงงานต้นแบบขนาดใหญ่ (Chitsomboon and Tongbai, 1998; 1999; Chitsomboon, 2001; Koonsrisuk and Chitsomboon, 2005; 2006; 2007; 2009a; 2009b; 2009c) นอกจากนี้ยังเอาไปประยุกต์ใช้งานในการระบายอากาศภายในอาคาร (Tongbai and Chitsomboon, 2004; 2008a; 2008b; 2009) จากการศึกษาที่ผ่านมาพบประเด็นที่น่าสนใจ คือ ขนาดและลักษณะของปล่องลมมีผลต่อศักยภาพการไหลของอากาศอย่างมาก ซึ่งเป็นแรงจูงใจนำมาสู่การศึกษาเพื่อพัฒนาระบบระบายความร้อนโดยใช้ระบบปล่องลมร้อน

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาระบบในเชิงทฤษฎี โดยเริ่มต้นจากการศึกษาผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่น (Condenser) ต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal Efficiency) ของโรงจักร เพื่อพิจารณาถึงความเป็นไปได้หากใช้อากาศระบายความร้อนออกจากโรงจักรโดยตรง และยังใช้กำหนดขนาดโรงจักรกรณีศึกษา จากนั้นได้ทำการวิเคราะห์ระบบปล่องลมร้อน โดยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายพฤติกรรมของระบบ จากนั้นตรวจสอบผลลัพธ์เชิงทฤษฎีกับผลคำนวณเชิงตัวเลข โดยใช้โปรแกรมวิเคราะห์การไหล CFD (Computational Fluid Dynamics) สำเร็จรูปชื่อ “ANSYS CFX-12.0” เพื่อให้มั่นใจในแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้น เมื่อเกิดความมั่นใจในผลลัพธ์ จึงนำสมการที่จำลองขึ้นไปใช้วิเคราะห์ระบบร่วมกับปฏิสัมพันธ์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากวรรณกรรม รวมทั้งได้วิเคราะห์หามิติและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมที่สุด และสุดท้ายได้ทำการศึกษาถึงผลกระทบเนื่องจากสภาวะการทำงานของระบบที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ



รูปที่ 1.1 โครงภาพแสดงระบบระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำด้วยระบบปล่องลมร้อน

1.2 วัตถุประสงค์การวิจัย

1.2.1) เพื่อวิเคราะห์ความเป็นไปได้ของการระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำต้นกำลังด้วยระบบปล่องลมร้อน

1.2.2) เพื่อวิเคราะห์หาลักษณะของปล่องลมระบายความร้อนที่ดีที่สุด

1.2.3) เพื่อวิเคราะห์หามิติและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมที่สุดของโรงจักรในกรณีศึกษา สำหรับใช้เป็นโรงงานต้นแบบ

1.2.4) เพื่อวิเคราะห์ถึงผลกระทบต่อระบบ เนื่องจากสภาวะการทำงาน of ระบบเปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ ของโรงจักรในกรณีศึกษา (โรงงานต้นแบบ)

1.3 ข้อตกลงเบื้องต้น

1.3.1) การวิเคราะห์ผลกระทบเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่น ใช้การวิเคราะห์บนวัฏจักรแรงดันเชิงอุดมคติพื้นฐาน (ไม่มีการ Reheat และ Regeneration)

1.3.2) อากาศที่ไหลในระบบปล่องลมร้อน ใช้เป็นแก๊สอุดมคติ และปล่องลมที่ใช้เป็นปล่องหน้าตัดกลม

1.3.3) การวิเคราะห์การไหลของอากาศในปล่องลมเชิงทฤษฎี เป็นการวิเคราะห์ใน 1 มิติ เท่านั้น (มิติความสูง) เป็นการไหลที่สภาวะคงตัว และไม่คิดแรงต้านการไหลที่ผนังของปล่องลม (เหตุผลประการหลังนี้ จะกล่าวโดยละเอียดในบทที่ 3)

1.3.4) การวิเคราะห์การไหลของอากาศในปล่องลมเชิงตัวเลข CFD เพื่อใช้ตรวจสอบผลลัพธ์จากสมการเชิงทฤษฎี จะใช้โปรแกรมวิเคราะห์การไหลสำเร็จรูปชื่อ ANSYS CFX 12.0

1.3.5) กำหนดให้อุณหภูมิที่ผิวของท่อไอน้ำในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เท่ากัน ตลอดทั้งความยาวท่อ และมีค่าเท่ากับกับอุณหภูมิของไอน้ำในเครื่องควบแน่น

1.3.6) การวิเคราะห์หามิติและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสม พิจารณาจากความสูงรวมของปล่องลมที่ไม่เกินค่าที่กำหนด และจะเลือกชุดออกแบบ (มิติและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ขนาดและความสูงของปล่องลม) ที่มีราคาลงทุนต่ำที่สุด

1.3.7) การวิเคราะห์ผลกระทบต่อระบบระบายความร้อน เนื่องจากสภาวะการทำงานของระบบเปลี่ยนไปจากชุดออกแบบ จะใช้ขนาดของระบบที่ได้จากข้อที่ 1.3.6) และกำหนดให้อุณหภูมิของท่อไอน้ำไม่เปลี่ยนแปลงไปตามสภาวะการทำงานของระบบ

1.3.8) การแก้ระบบสมการที่จำลองขึ้นเพื่อใช้ศึกษาพฤติกรรมของระบบปล่องลมร้อน จะใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลขประมาณค่าคำตอบของ Newton-Raphson และใช้วิธีการเขียน โค้ด โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยคำนวณ โดยใช้โปรแกรม MATLAB 7.11.0

1.4 ขอบเขตของการวิจัย

การศึกษาวิจัยการระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำดันกำลังด้วยระบบปล่องลมร้อน ในครั้งนี้ เป็นการศึกษาในระบบในเชิงทฤษฎี เพื่อพิจารณาถึงความเป็นไปได้และผลกระทบของปัจจัยต่าง ๆ ต่อระบบระบายความร้อน ได้แก่ ขนาดและความสูงของปล่องลม ลักษณะรูปทรงของปล่องลม (ปล่องตรง ปล่องปลายลู่เข้า และปล่องปลายบานออก) มิติการวางตัวและขนาดของท่อไอน้ำในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งลักษณะของการศึกษาวิจัยนี้จะเป็นแบบ การนำผลลัพธ์ที่ได้จากการศึกษาในหัวข้อหนึ่ง ไปใช้ต่อในการศึกษาในหัวข้อถัดไป โดยมีขอบเขตของการศึกษาเป็นดังนี้

1.4.1) ความดันไอน้ำในหม้อต้มไอน้ำ 5 10 15 20 และ 22 MPa อุณหภูมิไอร้อนยิ่งยวด ก่อนเข้ากังหันไอน้ำ 500°C และอุณหภูมิของไอน้ำในเครื่องควบแน่น $35 - 65^{\circ}\text{C}$ สำหรับใช้วิเคราะห์ผลกระทบเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่น

1.4.2) ใช้โรงจักรขนาด 100 MW ที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% และอุณหภูมิในเครื่องควบแน่นเท่ากับ 60°C เป็นกรณีศึกษา

1.4.3) ความสูงปล่องลม 50 100 150 200 250 และ 300 m สำหรับใช้ในการจำลองเชิงตัวเลข (CFD) เพื่อใช้ตรวจสอบผลลัพธ์เชิงทฤษฎี

1.4.4) สัดส่วนพื้นที่หน้าตัดปลายปล่องลมต่อทางเข้าปล่องลม 0.25 0.5 1 2 3 4 และ 5 ความสูงของปล่องลม 100 m สำหรับใช้ในการจำลองเชิงตัวเลขและการศึกษาเชิงทฤษฎี เพื่อวิเคราะห์หาลักษณะและค่ามุมมองการบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด

1.4.5) การจัดวางกลุ่มท่อไอน้ำของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นแบบแถวตรงกัน (In-Line Arrangement) ไม่มีการติดครีบริบายความร้อน (No Finned)

1.4.6) ขนาดมิติการวางท่อไอน้ำ ได้แก่ $a_1 = 1.5 \ 2.0 \ 2.5 \ 3.0$ และ $b = 1.25 \ 1.5 \ 2.0 \ 3.0$

1.4.7) ขนาดของท่อไอน้ำ ได้แก่ $L = 15 \ 20 \ 25 \ 30 \text{ m}$ และ $d = 1.50 \ 2.00 \ 2.50 \ 3.00 \ 3.50 \ 4.00 \ 4.50 \ 5.00 \text{ cm}$

1.4.8) ความเร็วลมออกแบบที่ทางเข้าปล่องลม $V_{2',\text{design}} = 5 \ 7.5 \ 10 \ 12.5 \ 15 \ 17.5 \ 20 \ 22.5 \ 25$ และ 27.78 m/s

1.4.9) การคำนวณราคาลงทุนเบื้องต้น ใช้ค่า $C_1 = C_2 = 1$ หน่วยราคา/ m^3

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ทราบถึงความเป็นไปได้ของแนวคิดในการระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำต้นกำลังด้วยระบบปล่องลมร้อน ความสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ ที่มีผลต่อระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำลังเมื่อใช้ระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน และหากผลลัพธ์จากงานวิจัยนี้เป็นที่น่าพอใจ จะได้ฐานข้อมูลเพื่อใช้ศึกษาวิจัยระบบให้ลึกซึ้งยิ่งขึ้น จนอาจนำไปสู่การสร้างเครื่องเพื่อใช้ทดลองจริง ซึ่งถ้าหากพบว่าระบบสามารถทำงานได้จริง ระบบระบายความร้อนที่น่าเสนอนี้จะเป็นระบบนวัตกรรมสำหรับการระบายความร้อนของโรงจักรต้นกำลัง ซึ่งมีข้อได้เปรียบที่เหนือกว่าระบบระบายความร้อนแบบเดิมในหลายด้าน

บทที่ 2

ปรีทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 กล่าวนำ

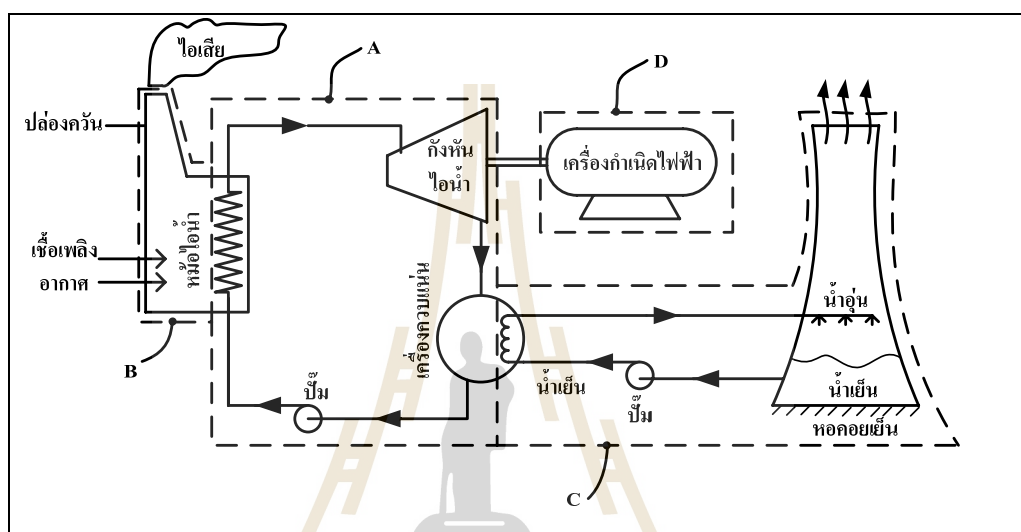
ในปัจจุบันนี้ระบบระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำต้นกำลังนิยมใช้ระบบน้ำหมุนเวียน (Circulating Water) ซึ่งมีข้อดีหลายประการ เช่น มีความต้องการน้ำมาก มีงบประมาณและงบประมาณสูง อีกทั้งยังส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมสูง เป็นต้น งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการระบายความร้อนของโรงจักรฯ ด้วยระบบปล่องลมร้อน (Thermal Chimney) เพื่อลดข้อดีของระบบน้ำหมุนเวียน เริ่มต้นของการศึกษาระบบนี้ คือการศึกษาเชิงทฤษฎี เนื่องจากการศึกษาที่ใช้ระยะเวลาและงบประมาณของการศึกษานี้จะน้อยที่สุด (เปรียบเทียบกับการศึกษาเชิงตัวเลข และการวิจัยเชิงทดลอง) ซึ่งเป็นขั้นตอนการศึกษาที่สำคัญ ที่สามารถอธิบายพฤติกรรมของระบบและผลกระทบจากปัจจัยต่าง ๆ ในภาพรวมได้ง่าย และเพื่อใช้เป็นกรอบทางสู่การศึกษาระบบในขั้นต่อไป

ในบทนี้จะอธิบายถึงหลักการการทำงานของระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำลังเบื้องต้น การวิเคราะห์วัฏจักรเชิงความร้อนและผลกระทบต่าง ๆ ต่อโรงจักร ประเภทของระบบระบายความร้อนของโรงจักร ทฤษฎีต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องที่จะใช้ในการศึกษานี้ ตลอดจนจะนำเสนอ งานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่น่าสนใจ ดังรายละเอียดต่อไปนี้

2.2 ระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง

โรงจักรต้นกำลังพลังงานความร้อนจะอาศัยความร้อนจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง เช่น ถ่านหิน ก๊าซธรรมชาติ น้ำมันเตา ปฏิกิริยานิวเคลียร์ เป็นต้น แล้วถ่ายเทพลังงานความร้อนให้กับของไหลตัวกลางที่เป็น น้ำ หรืออากาศ พลังงานการไหลของของไหลตัวกลางจะถูกเปลี่ยนเป็นงานเพลลาโดยกังหันเทอร์ไบน์ (Turbine) แล้วนำงานเพลลาที่ได้ไปปั่นเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) เพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า โดยปกติแล้วโรงจักรต้นกำลังถูกจำแนกตามชนิดของของไหลตัวกลางออกเป็น 2 ประเภท โรงจักรประเภทแรกคือ โรงจักรไอน้ำต้นกำลัง จะใช้น้ำเป็นของไหลตัวกลาง ซึ่งมีหม้อกำเนิดไอน้ำ (Boiler) กับกังหันไอน้ำ (Steam Turbine) เป็นอุปกรณ์สำคัญ และโรงจักรประเภทที่สองคือ โรงจักรกังหันก๊าซต้นกำลัง จะใช้อากาศเป็นของไหลตัวกลาง ซึ่งมีเครื่องอัดอากาศ (Compressor) กับกังหันก๊าซ (Gas Turbine) เป็นอุปกรณ์สำคัญ สำหรับงานวิจัยนี้จะมุ่งเน้นที่โรงจักรต้นกำลังประเภทแรก

การจำลองการทำงานในเชิงเทอร์โมไดนามิกส์ของระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง ไม่ว่าจะรับพลังงานความร้อนมาจากแหล่งความร้อนใดก็ตาม ลักษณะการทำงานพื้นฐานของวัฏจักรผลิตกำลังไอน้ำก็ไม่มีแตกต่างกัน ในทางปฏิบัติกระบวนการทำงานของระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำลังมีความซับซ้อนค่อนข้างมาก ดังนั้น ในการทำความเข้าใจถึงหลักการทำงานของระบบในเบื้องต้นจึงจำเป็นต้องพิจารณาเฉพาะส่วนประกอบหลัก ๆ ที่จำเป็นเท่านั้น ดังแสดงในรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 ระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง อย่างง่าย

รูปที่ 2.1 ได้แบ่งระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำลังออกเป็น 4 ระบบย่อย ได้แก่ A B C และ D ซึ่งระบบย่อย A ประกอบไปด้วย หม้อไอน้ำ (Boiler) กังหันไอน้ำ (Steam Turbine) เครื่องควบแน่น (Condenser) และปั๊มน้ำ (Pump) เป็นระบบที่มีหน้าที่เปลี่ยนพลังงานความร้อนออกมาเป็นงานเพลาระบบย่อย B เป็นระบบที่มีหน้าที่ถ่ายเทพลังงานความร้อนให้แก่ น้ำ เพื่อทำให้น้ำที่ไหลผ่านท่อภายในหม้อไอน้ำระเหยกลายเป็นไอน้ำ ความร้อนที่ถ่ายเทนี้จะอยู่ในรูปของแก๊สร้อน ที่เป็นผลมาจากการเผาไหม้ระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง เช่น ถ่านหิน หรือก๊าซธรรมชาติ เป็นต้น แก๊สร้อนหลังจากถ่ายเทความร้อนให้แก่ น้ำ แล้วจะถูกปล่อยออกสู่บรรยากาศผ่านปล่องควัน (Stack) ในรูปของไอเสียไอน้ำที่มีความดันและอุณหภูมิสูงที่ผลิตจากหม้อไอน้ำ ซึ่งอาจจะเป็นไอร้อนยิ่งยวด (Superheated Steam) หรือไอน้ำอิ่มตัว (Saturated Vapor) จะไหลผ่านกังหันไอน้ำ ซึ่งการไหลผ่านกังหันไอน้ำทำให้ไอน้ำขยายตัวและความดันลดลง และการขยายตัวนี้ทำให้ได้งานเพล (Shaft Work) เพื่อนำไปขับเคลื่อนเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Electric Generator) ในระบบย่อย D ไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำจะไหลเข้าไปในเครื่องควบแน่นเพื่อควบแน่นไอน้ำให้กลายเป็นของเหลวอีกครั้ง โดยการ

ถ่ายเทความร้อนให้แก่น้ำเย็น ซึ่งเป็นระบบน้ำหล่อเย็นหมุนเวียน (Circulating Water) ดังที่แสดงในระบบย่อย C น้ำเย็นนี้เมื่อได้รับความร้อนจากเครื่องควบแน่นจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น (น้ำอุ่น) จากนั้นน้ำอุ่นจะถูกส่งไประบายความร้อนให้กับอากาศในหอคอยเย็น (Cooling Tower) ทำให้อุณหภูมิต่ำลงกลายเป็นน้ำเย็น และจะถูกสูบเวียนกลับเข้าสู่เครื่องควบแน่นเพื่อรับความร้อนต่อโดยอาศัยปั๊ม

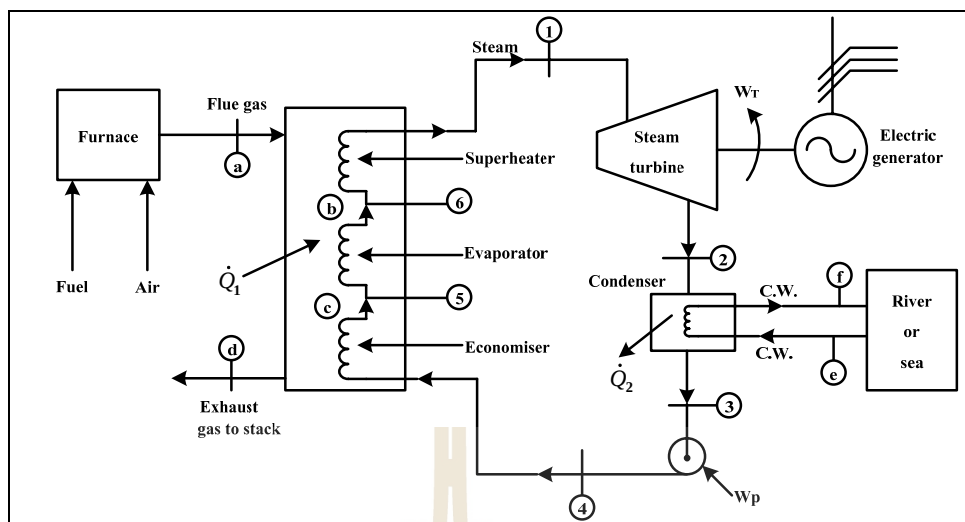
ในงานวิจัยนี้จะมุ่งเน้นที่ระบบย่อย C เป็นหลัก โดยเปลี่ยนจากระบบน้ำหล่อเย็นหมุนเวียนเป็นระบบระบายความร้อนด้วยอากาศ โดยการประยุกต์ใช้ระบบปล่อยลมร้อน

2.2.1 การวิเคราะห์ระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง

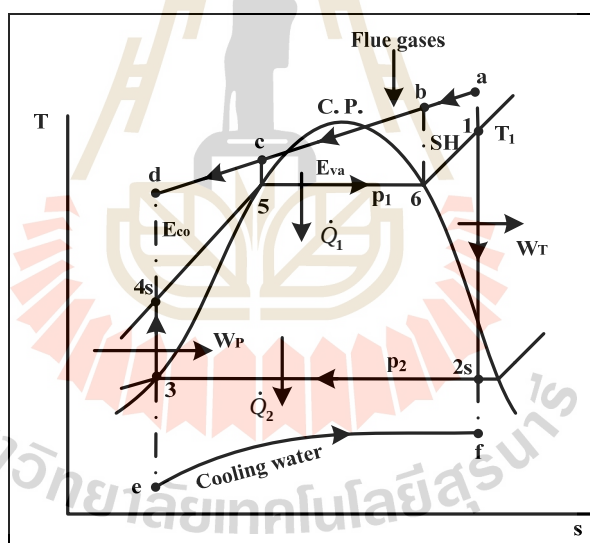
การวิเคราะห์การทำงานเบื้องต้นของระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำลังโดยอาศัยกฎอนุรักษ์พลังงาน กฎอนุรักษ์มวล และกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งจะนำกฎพื้นฐานเหล่านี้ไปประยุกต์เข้ากับอุปกรณ์แต่ละตัวในระบบ

การจำลองการทำงานของระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำลังอย่างง่าย สามารถทำได้โดยอาศัยวัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ (Thermodynamics Cycle) ที่เรียกว่า วัฏจักรแรงคินเชิงอุดมคติ (Ideal Rankine Cycle) ภายใต้วัฏจักรการทำงานดังกล่าวนี้ อุปกรณ์ทุกตัวในระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำลังทำงานด้วยกระบวนการย้อนกลับได้ (Reversible Process) กล่าวคือจะไม่เกิดการสูญเสียความดันเนื่องจากแรงเสียดทานในการไหลของน้ำผ่านหม้อไอน้ำและเครื่องควบแน่น รวมถึงไม่เกิดการถ่ายเทความร้อนระหว่างอุปกรณ์ในระบบกับสิ่งแวดล้อม ดังนั้นจึงพิจารณาให้การไหลผ่านกังหันไอน้ำและปั๊มอยู่ภายใต้กระบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic Process) เป็นกระบวนการอุดมคติย้อนกลับได้

วัฏจักรแรงคินเชิงอุดมคติ ได้จำลองการทำงานของระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำลังอย่างง่ายในระบบย่อย A ของรูปที่ 2.1 ซึ่งสามารถแสดงการทำงานของระบบดังกล่าวด้วยกระบวนการต่าง ๆ บนแผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปี ดังแสดงในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.2 ระบบโรงจักรไอน้ำต้นกำลังอย่างง่าย ที่ใช้อธิบายวัฏจักรแรงคินเชิงอุดมคติ (Nag, 2002)



รูปที่ 2.3 แผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปี บนวัฏจักรแรงคินเชิงอุดมคติ (Nag, 2002)

การทำงานของระบบต่าง ๆ บนวัฏจักรแรงคินเชิงอุดมคติ

กระบวนการ 1-2s: ไอน้ำขยายตัวผ่านกังหันไอน้ำจากสถานะไอร้อนยิ่งยวดที่สถานะที่ 1 ไปสู่สถานะที่ 2s ด้วยกระบวนการไอเซนโทรปิก ซึ่งจะทำให้ได้งานเพลานอกมาเท่ากับ W_T

กระบวนการ 2s-3: ไอน้ำในสถานะของเหลวผสมถ่ายเทความร้อนปริมาณ $\dot{Q}_2$ ให้กับน้ำหล่อเย็นภายในเครื่องควบแน่นด้วยกระบวนการความดันคงที่ เพื่อควบแน่นของเหลวผสมให้กลายเป็นของเหลวอิ่มตัวที่สถานะที่ 3 ก่อนที่จะถูกอัดผ่านปั๊มเพื่อส่งเข้าไปในเครื่องกำเนิดไอน้ำ

กระบวนการ 3-4s: น้ำในสถานะของเหลวอิ่มตัวที่ความดันเท่ากับความดันในเครื่องควบแน่นถูกอัดด้วยกระบวนการไอเซนโทรปิกโดยอาศัยปั๊มจนความดันเพิ่มขึ้นเท่ากับความดันในหม้อไอน้ำที่สถานะที่ 4s ซึ่งต้องให้งานในการอัดเท่ากับ W_p

กระบวนการ 4s-1: น้ำได้รับความร้อนปริมาณ $\dot{Q}_1$ ภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำด้วยกระบวนการความดันคงที่จนมีอุณหภูมิเท่ากับ T_1 ซึ่งมีสถานะเป็นไอร้อนยิ่งยวดก่อนที่จะไหลเข้ากังหันไอน้ำ

การคำนวณหาปริมาณการถ่ายเทพลังงาน (ความร้อนหรืองาน) ของแต่ละอุปกรณ์ต่าง ๆ ในระบบ จะพิจารณาให้การไหลของน้ำผ่านอุปกรณ์เหล่านั้นอยู่ภายใต้กระบวนการการไหลคงที่และสถานะคงที่ (Steady State-Steady Flow Process, SSSF) โดยไม่พิจารณาการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ ด้วยสมมุติฐานที่กล่าวมานี้จึงทำให้ได้กฎอนุรักษ์พลังงานสำหรับอุปกรณ์ใด ๆ ลดรูปเป็น $q - w = h_e - h_i$ ซึ่งเป็นการพิจารณาต่อหน่วยมวลของน้ำโดยแต่ละเทอมจะมีหน่วยเป็น kJ/kg และเมื่อนำไปประยุกต์เข้ากับอุปกรณ์แต่ละตัวจะได้ผลดังนี้

หม้อไอน้ำ (Boiler): ปริมาณความร้อนที่น้ำได้รับ ซึ่งเป็นกระบวนการที่ไม่เกี่ยวกับงาน ($w = 0$) ดังนั้น

$$q_1 = h_1 - h_4 \quad (2.1)$$

กังหันไอน้ำ (Steam Turbine): กังหันไอน้ำทำงานด้วยกระบวนการไอเซนโทรปิก ($q = 0$) ดังนั้น

$$w_T = h_1 - h_2 \quad (2.2)$$

เครื่องควบแน่น (Condenser): ปริมาณความร้อนที่ไอน้ำถ่ายเทให้กับน้ำหล่อเย็น ซึ่งเป็นกระบวนการที่ไม่เกี่ยวกับงาน ($w = 0$) ดังนั้น

$$q_2 = h_2 - h_3 \quad (2.3)$$

ปั๊มน้ำ (Pump): ปั๊มน้ำทำงานด้วยกระบวนการไอเซนโปรปิก ($q = 0$) ดังนั้น

$$w_p = h_4 - h_3 = v_3 (P_4 - P_3) \quad (2.4)$$

งานสุทธิ (Net Work Output: w_{net}) ที่ได้จากระบบโรงจักรไอน้ำดันกำลัง สามารถคำนวณได้โดยอาศัยกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับระบบที่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะจนครบวัฏจักร ($\Sigma q = \Sigma w$) นั่นคือ

$$w_{net} = w_T - w_P = q_1 - q_2 \quad (2.5)$$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η_{th}) ของวัฏจักรแรงดันเชิงอุดมคติสามารถหาได้จากนิยาม

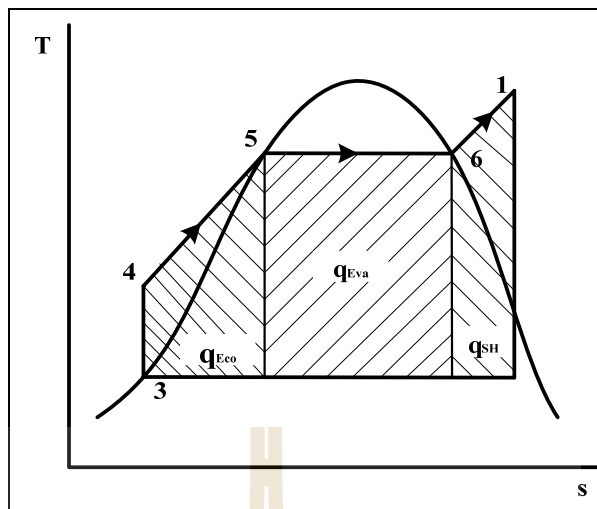
$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad (2.6)$$

การถ่ายเทความร้อนสำหรับการสร้างไอร้อนยิ่งยวด เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 3 ชนิดที่แตกต่างกัน คือ เริ่มต้นน้ำในสถานะของเหลวจะถูกอุ่นจากสถานะที่ 4 เป็นสถานะที่ 5 ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Economizer กลายเป็นของเหลวอิมตัว จากนั้นของเหลวอิมตัวได้รับความร้อนจนระเหยกลายเป็นไอน้ำอิมตัวจากสถานะที่ 5 เป็นสถานะที่ 6 ในเครื่องกำเนิดไอน้ำ (Evaporator or Boiler) และขั้นตอนสุดท้ายการสร้างไอร้อนยิ่งยวด เกิดในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน Superheater ไอน้ำอิมตัวจากสถานะที่ 6 ได้รับความร้อนเพิ่มจนกลายเป็นไอร้อนยิ่งยวดมีอุณหภูมิเท่ากับ T_1 ก่อนที่จะเข้าขยายตัวในกังหันไอน้ำในสถานะที่ 1 พลังงานการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 3 หาได้จาก

$$q_{Eco} = h_5 - h_4 \quad (2.7)$$

$$q_{Eva} = h_6 - h_5 \quad (2.8)$$

$$q_{SH} = h_1 - h_6 \quad (2.9)$$



รูปที่ 2.4 ปริมาณพลังงานความร้อนทั้งหมดที่น้ำได้รับจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
Economizer Evaporator และ Superheater (Nag, 2002)

2.2.2 ผลกระทบต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงดันเชิงอุดมคติ

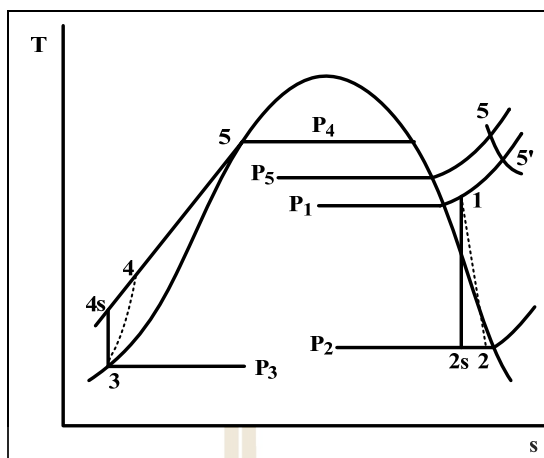
ปัจจัยที่มีผลกระทบต่อการเปลี่ยนแปลงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงดันเชิงอุดมคติ มี 2 ปัจจัย คือ กระบวนการย้อนกลับไม่ได้ และการเปลี่ยนแปลงสภาวะการทำงานของระบบ

2.2.2.1 ผลกระทบต่อประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดัน

เนื่องจากกระบวนการย้อนกลับไม่ได้

ผลกระทบเนื่องจากกระบวนการย้อนกลับไม่ได้ที่มีผลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงดันเชิงอุดมคติ แบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ กระบวนการย้อนกลับไม่ได้ภายใน (Internally Irreversible) และกระบวนการย้อนกลับไม่ได้ภายนอก (Externally Irreversible) ซึ่งกระบวนการย้อนกลับไม่ได้เหล่านี้มีผลทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงดันลดลง

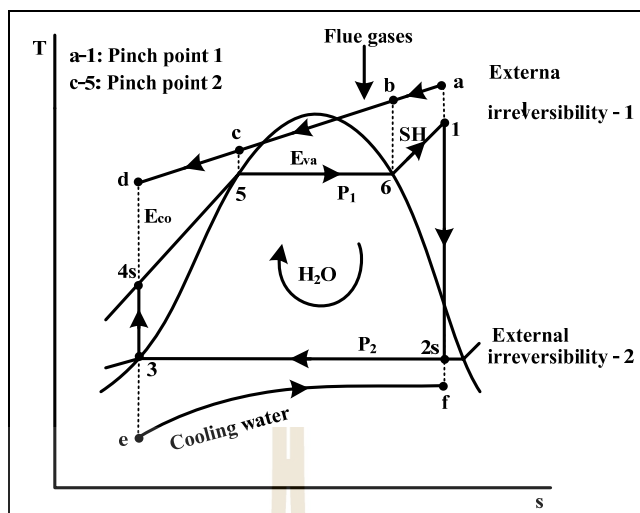
กระบวนการย้อนกลับไม่ได้ภายใน (Internally Irreversible) ที่เกิดขึ้นบนวัฏจักรแรงดัน มีสาเหตุหลักมาจากการขยายตัวและอัดตัวอย่างฉับพลันของไอน้ำที่เกิดขึ้นในกังหันไอน้ำและปั๊มสูบน้ำ แรงเสียดทานในระหว่างการไหล และการถ่ายเทความร้อนกับสิ่งแวดล้อม



รูปที่ 2.5 ผลกระทบเนื่องจากการระบายการย้อนกลับไม่ได้ภายในต่อวัฏจักรแรงดัน (Nag, 2002)

ในรูปที่ 2.5 ค่าเอนโทรปีเพิ่มจาก $4s$ เป็น 4 เนื่องจากการอัดตัวอย่างฉับพลันที่เกิดขึ้นในปั๊ม P_4 เป็นความดันที่ออกจากปั๊ม P_5 เป็นความดันของไอน้ำที่ออกจากเครื่องกำเนิดไอน้ำ และ P_1 เป็นความดันไอน้ำก่อนเข้ากังหันไอน้ำ การสูญเสียความดันจาก P_4 เป็น P_5 และจาก P_5 เป็น P_5' (หรือ P_1) เป็นการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานในระหว่างการไหล ค่าเอนโทรปีลดลงจาก 5 เป็น 1 เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อม และค่าเอนโทรปีเพิ่มจาก $2s$ เป็น 2 เนื่องจากการขยายตัวอย่างฉับพลันที่เกิดขึ้นในกังหันไอน้ำ และการสูญเสียความดันจาก P_2 เป็น P_3 เนื่องจากแรงเสียดทานระหว่างการไหลในเครื่องควบแน่น

กระบวนการย้อนกลับไม่ได้ภายนอก (Externally Irreversible) ที่เกิดขึ้นบนวัฏจักรแรงดัน มีสาเหตุมาจากความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของของไหลตัวกลางกับแก๊สร้อน (Flue Gases) ในเครื่องกำเนิดไอน้ำ และความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของของไหลตัวกลางกับน้ำเย็นในเครื่องควบแน่น ดังแสดงในรูปที่ 2.3 และรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 ผลกระทบเนื่องจากการระบายความร้อนไม่ได้ภายนอกตัวจักรแรงดัน (Nag, 2002)

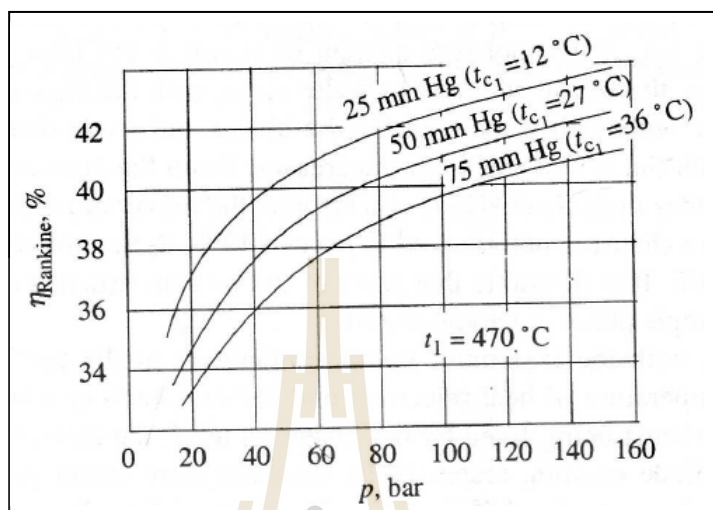
แก๊สร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ระหว่างเชื้อเพลิงกับอากาศลดอุณหภูมิลงจาก a เป็น d ดังแสดงในรูปที่ 2.6 เนื่องจากถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำจนได้อุณหภูมิเพิ่มขึ้นจาก T_4 เป็น T_1 ซึ่งเกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จุดที่ความแตกต่างของอุณหภูมิของของไหลทั้งสอง (แก๊สร้อนกับไอน้ำ) น้อยที่สุดคือจุด $c-5$ และ $a-1$ ซึ่งเรียกจุดนี้ว่าจุด Pinch Point และจุดนี้เองที่เป็นกระบวนการย้อนกลับไม่ได้ภายนอก และทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงดันลดลง ถ้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถทำให้จุด Pinch Point ลดลงได้ เครื่องก็จะมีราคาสูงขึ้นเนื่องจากเครื่องมีพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อนมาก และถ้าจุด Pinch Point มีค่ามากจะมีผลทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงดันลดลง เส้น $e-f$ เป็นเส้นที่แสดงการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นในเครื่องควบแน่น ที่ใช้ในการเปลี่ยนสถานะของไอน้ำในกระบวนการ $2-3$ และจุดนี้เป็นอีกจุดของกระบวนการย้อนกลับไม่ได้ภายนอก

2.2.2.2 ผลกระทบต่อประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงดัน

เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงสภาวะการทำงาน

สภาวะการทำงานที่เปลี่ยนไป มีผลต่อค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงดัน เช่น การเปลี่ยนแปลงความดันและอุณหภูมิของไอน้ำที่ตำแหน่งทางเข้ากังหันไอน้ำ และการเปลี่ยนแปลงความดันในเครื่องควบแน่น รูปที่ 2.7 แสดงถึงผลกระทบเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงสภาวะการทำงานของวัฏจักรแรงดัน เมื่อความดันที่ตำแหน่งทางเข้ากังหันไอน้ำ

เปลี่ยนไป และการเปลี่ยนแปลงความดันในเครื่องควบแน่น 3 ค่า โดยให้อุณหภูมิของไอน้ำ ณ ตำแหน่งทางเข้ากังหันไอน้ำคงที่ที่ 470°C



รูปที่ 2.7 ผลกระทบต่อค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงคิน เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงความดันไอน้ำที่ตำแหน่งทางเข้ากังหันไอน้ำ (P_1) และความดันในเครื่องควบแน่น (P_2) ที่อุณหภูมิของไอน้ำ ณ ตำแหน่งทางเข้ากังหันไอน้ำคงที่ที่ 470°C (Nag, 2002)

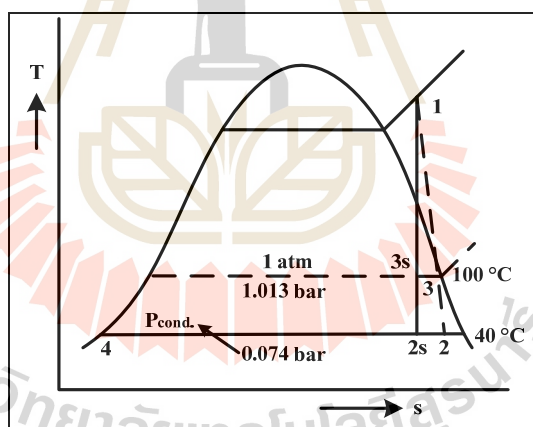
จากรูปที่ 2.7 พบว่าแนวทางในการเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงคิน คือ การเพิ่มความดันไอน้ำในเครื่องกำเนิดไอน้ำ แต่การเพิ่มความดันนั้นถูกจำกัดโดยคุณสมบัติทางกลของวัสดุ ซึ่งจะทำให้ราคาต้นทุนของเครื่องจักรเพิ่มสูงขึ้น และการลดความดันในเครื่องควบแน่นจะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรได้ แต่การลดความดันในเครื่องควบแน่นจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่มารับความร้อน (T_{c1}) ซึ่งส่วนใหญ่จะเป็นน้ำ หรือ อากาศ เช่น ถ้าใช้น้ำที่มีอุณหภูมิต่ำมาก ๆ จะทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรเพิ่มขึ้นได้ และการเพิ่มอุณหภูมิไอร้อนยิ่งยวดก่อนเข้ากังหันไอน้ำก็เป็นอีกทางที่จะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรได้ แต่การเพิ่มอุณหภูมิของไอร้อนยิ่งยวดถูกจำกัดด้วยคุณสมบัติทางกลของวัสดุของเครื่องกำเนิดไอน้ำ และกังหันไอน้ำ เช่น ถ้าใช้เหล็กบริสุทธิ์จะออกแบบให้ต่ำกว่าค่าความเค้นสูงสุด (Ultimate Strength) ประมาณ 30% และ อุณหภูมิของไอร้อนยิ่งยวดอยู่ในช่วง 400 ถึง 500°C (Nag, 2002) และถ้าใช้โลหะผสมกับ Chromium และ Molybdenum จะสามารถเพิ่มความแข็งแรงได้ และสามารถเพิ่มอุณหภูมิของไอร้อนยิ่งยวดได้ถึง 620°C

2.2.3 เครื่องควบแน่น

ไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำจะไหลเข้าไปในเครื่องควบแน่น (Condenser) เพื่อควบแน่นไอน้ำให้กลายเป็นของเหลวอีกครั้ง โดยการถ่ายเทความร้อนให้กับของไหลในระบบหล่อเย็น (Cooling Systems) ซึ่งอาจจะเป็นน้ำ หรืออากาศ แล้วของไหลในระบบหล่อเย็นก็จะถ่ายเทความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อมอีกทอดหนึ่ง เครื่องควบแน่นมีหน้าที่หลัก 2 ประการ คือ

1) ช่วยลดความดันที่ทางออกจากกังหันไอน้ำ ซึ่งจะทำให้กังหันไอน้ำสามารถผลิตงานได้เพิ่มมากขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 2.8 ถ้าน้ำหล่อเย็นในเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิต่ำ (ประมาณ 30°C) จะสามารถสร้างความดันสูญญากาศ (Low Back Pressure or Vacuum) ที่ทางออกจากกังหันไอน้ำได้ คืออยู่ประมาณ 1.013 ถึง 0.074 bar (Nag, 2002) ซึ่งค่าของความดันในเครื่องควบแน่นจะต่ำกว่าความดันอิ่มตัวของไอน้ำ และอุณหภูมิอิ่มตัวของไอน้ำจะต้องสูงกว่าอุณหภูมิของน้ำที่ใช้หล่อเย็น

2) ได้น้ำที่มีคุณภาพดีจากการกลั่นตัวของไอน้ำเพื่อป้อนกลับเข้าไปในเครื่องกำเนิดไอน้ำ และเป็นอุปกรณ์ช่วยเติมน้ำให้กับระบบ

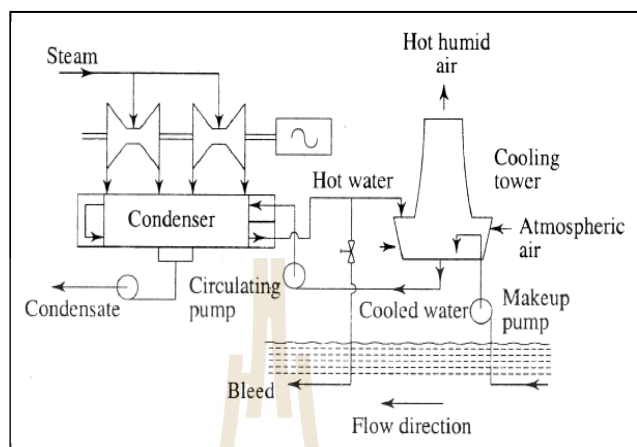


รูปที่ 2.8 การลดความดันในเครื่องควบแน่นช่วยให้กังหันไอน้ำผลิตงานเพิ่มขึ้นได้
จาก $(h_1 - h_3)$ เป็น $(h_1 - h_2)$ (Nag, 2002)

2.2.4 ระบบน้ำหล่อเย็นหมุนเวียนและหอคอยเย็นแบบแห้ง

ระบบน้ำหล่อเย็นหมุนเวียน (Circulating Water) เป็นระบบนำทิ้งความร้อนออกจากโรงจักรไอน้ำต้นกำลังที่เป็นที่นิยมมากที่สุด โดยจะใช้น้ำเป็นตัวกลางในการระบายความร้อนในเครื่องควบแน่น เพื่อระบายความร้อนออกจากวัฏจักรกำลังไอน้ำ แล้วปล่อยออกสู่สิ่งแวดล้อมโดย

ส่วนใหญ่จะใช้ระบบหอคอยเย็น (Cooling Tower) ในการทิ้งความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อม ดังแสดงในรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 ระบบน้ำหล่อเย็นหมุนเวียนและหอคอยเย็น (Nag, 2002)

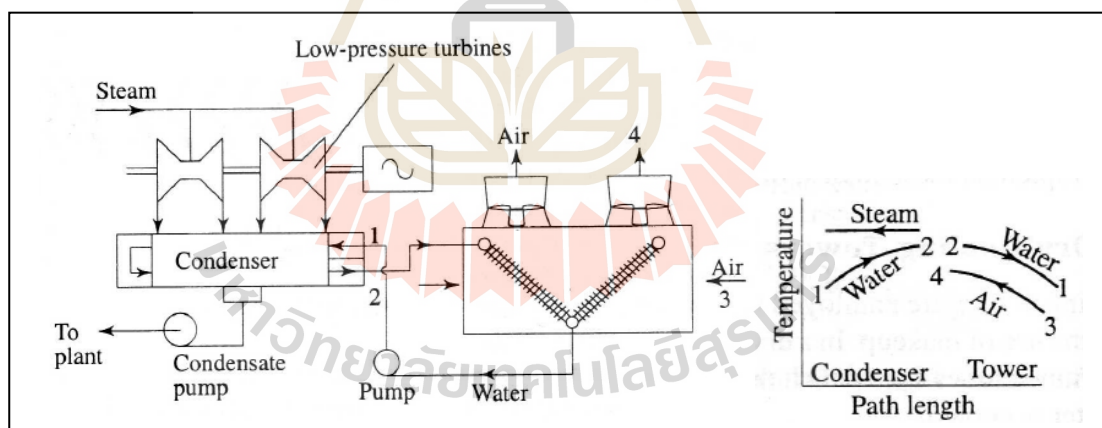
น้ำหล่อเย็นเมื่อได้รับความร้อนจากไอน้ำจะทำให้อุณหภูมิสูงขึ้น (น้ำอุ่น) จากนั้นน้ำอุ่นจะถูกลดอุณหภูมิลงเพื่อจะนำไปรับความร้อนอีกครั้ง หรือก่อนที่จะปล่อยลงสู่แหล่งน้ำสาธารณะ ซึ่งในขั้นตอนของการลดอุณหภูมิของน้ำอุ่นนี้ จะอาศัยอากาศเย็นมารับความร้อนแล้วนำความร้อนไปทิ้งออกสู่สิ่งแวดล้อมรอบนอก โดยอาศัยระบบหอคอยเย็น (Cooling Tower) ซึ่งระบบหอคอยเย็นนี้ ถูกแบ่งออกเป็น 2 ชนิด ตามลักษณะรูปแบบของการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำอุ่นกับอากาศเย็น คือ หอคอยเย็นแบบเปียก (Wet Cooling Towers) และหอคอยเย็นแบบแห้ง (Dry Cooling Towers) ซึ่งในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะหอคอยเย็นแบบแห้งเท่านั้น

หอคอยเย็นแบบแห้ง เป็นหนึ่งในอุปกรณ์ในระบบน้ำหล่อเย็นหมุนเวียน (Circulating Water System) น้ำอุ่นที่ออกจากเครื่องควบแน่นจะไหลผ่านกลุ่มท่อติดครีบริบายความร้อน (Tube-Finned Bundle) แล้วให้อากาศเย็นไหลสวนทางขึ้นไปเพื่อระบายความร้อนออกจากน้ำอุ่นในระบบน้ำหล่อเย็นหมุนเวียน โดยที่น้ำและอากาศไม่ได้ผสมกัน จะเป็นการถ่ายเทความร้อนแบบสัมผัสผิว (ในทางตรงกันข้าม ถ้าปล่อยให้น้ำไหลลงแล้วผสมกับอากาศที่ไหลสวนทางกันขึ้นไปในหอคอย จะเรียกว่าหอคอยเย็นแบบเปียก) ข้อได้เปรียบของหอคอยเย็นชนิดนี้คือ ใช้บังคับการน้อยกว่าระบบหอคอยแบบเปียก เนื่องจากไม่ต้องมีการบำบัดน้ำ และระบบเติมน้ำ และเหมาะสำหรับการสร้างโรงจักรไอน้ำดันกำลังในที่ห่างไกลแหล่งน้ำขนาดใหญ่ แต่ข้อเสียเปรียบของหอคอยเย็นชนิดนี้ คือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำ เนื่องจากระบบนี้จะ

ทำให้ความดันที่ทางออกจากกังหันไอน้ำมีค่าสูง จึงส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรลดลง และเพิ่มปริมาณความร้อนที่ปล่อยทิ้งออกจากระบบ (ประสิทธิภาพจะลดลงอีก ถ้าอุณหภูมิของอากาศในสิ่งแวดล้อมโดยรอบสูงขึ้น) และหอคอยเย็นแบบแห้งยังแบ่งย่อยออกได้อีกเป็น 2 ชนิด คือ หอคอยเย็นแบบแห้งชนิดที่ไม่ได้ระบายความร้อนออกจากเครื่องควบแน่นโดยตรง (Indirect Dry-Cooling Tower) และ หอคอยเย็นแบบแห้งชนิดระบายความร้อนออกจากเครื่องควบแน่นโดยตรง (Direct Dry-Cooling Tower)

1) Indirect Dry-Cooling Tower

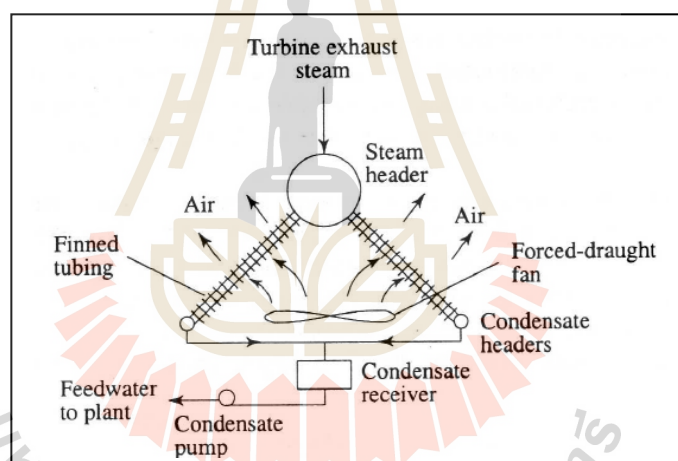
น้ำหล่อเย็นหมุนเวียนจะระบายความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) ให้กับอากาศที่ไหลนอกท่อ (รูปที่ 2.10) ผ่านผิวท่อติดครีประบายความร้อน การไหลของอากาศในหอคอยจะไหลขึ้นเองตามธรรมชาติ (Natural-Draft) เนื่องจากหลักของการพาความร้อนแบบธรรมชาติ หรือจากแรงดูด – ผลัก (Forced-Draft) เนื่องจากการติดตั้งพัดลม ความดันที่ทางออกจากกังหันไอน้ำในเครื่องควบแน่นจะอยู่ประมาณ 2.5 ถึง 4.0 psia (0.17-0.27 bar) ถ้าเปรียบเทียบกับระบบน้ำหล่อเย็นหมุนเวียนแบบเปิด ที่ค่าความดันอยู่ประมาณ 0.5 ถึง 1.0 psia (0.034-0.069 bar) (El-Wakil, 1984) จะพบว่าระบบนี้มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำกว่า และทิ้งความร้อนออกจากระบบมากกว่า



รูปที่ 2.10 ระบบ Indirect Dry-Cooling Tower (El-Wakil, 1984)

2) Direct Dry-Cooling Tower

ระบบ Direct Dry-Cooling Tower เป็นระบบที่รวมเอาเครื่องควบแน่นเข้ามาอยู่ในหอคอย (รูปที่ 2.11) ไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำจะไหลเข้าทาง Steam Header แล้วไหลเข้าท่อติดครีบริบายความร้อนพร้อมทั้งควบแน่นในระหว่างการไหล เนื่องจากถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศ อากาศที่ไหลในหอคอย อาจไหลเองตามธรรมชาติ (Natural-Draft) หรือไหลเนื่องจากแรงจากภายนอก (Forced-Draft) ซึ่งขึ้นอยู่กับวิธีการออกแบบและติดตั้ง ข้อเสียเปรียบของหอคอยประเภทนี้คือ ความดันไอน้ำที่ทางออกจากกังหันจะสูง ทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรต่ำ และต้องใช้ท่อไอน้ำจำนวนมาก ดังนั้นหอคอยเย็นแบบแห้งชนิดนี้จึงไม่เหมาะกับโรงจักรไอน้ำต้นกำลังขนาดใหญ่ โรงจักรไอน้ำต้นกำลังที่ใช้ระบบ Direct Dry-Cooling Tower ถูกสร้างขึ้นในประเทศสหรัฐอเมริกา ชื่อโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง Wyodak ขนาด 330 MW อยู่ใกล้เมือง Gillette และมลรัฐ Wyoming (El-Wakil, 1984)



รูปที่ 2.11 ระบบ Direct Dry-Cooling Tower (El-Wakil, 1984)

งานวิจัยนี้ ศึกษาาระบบ Direct Dry-Cooling Tower ที่อากาศในระบบไหลเองตามธรรมชาติ (Natural-Draft) หรือที่เรียกรวมกันว่าระบบ “Natural-Draft Direct Dry-Cooling Tower” ซึ่งจากการสืบค้นผลงานวิจัยในอดีตผู้วิจัยพบว่ายังไม่มีงานวิจัยใดที่นำเสนอการวิเคราะห์และคำนวณระบบดังกล่าวในเชิงทฤษฎี มีเพียงแต่การนำเสนอหลักการทำงานเบื้องต้น ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้ทำการศึกษาวิเคราะห์คำนวณระบบดังกล่าวในเชิงทฤษฎี เพื่อศึกษาถึงความเป็นไปได้และหาวิถีทางออกแบบระบบให้มีประสิทธิภาพที่สูงขึ้น โดยจะเรียกระบบดังกล่าวในที่นี้ว่า “ระบบปล่อยลมร้อนโดยตรงเพื่อระบายความร้อนทิ้งของโรงจักรไอน้ำ”

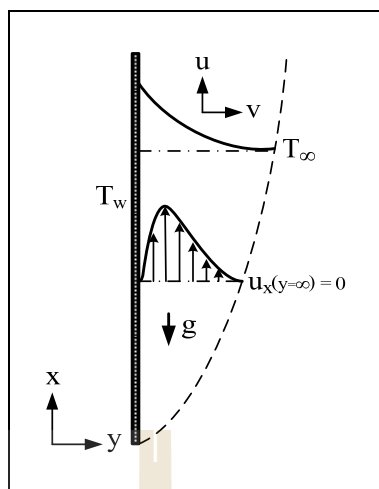
2.3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

การศึกษาวิจัย การระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำต้นกำลังด้วยระบบปล่องลมร้อนนี้ ในช่วงแรกจะเป็นการจำลองสร้างสมการทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ทำนายพฤติกรรมการทำงานของอากาศในปล่องลม และได้ใช้ผลคำนวณจากการจำลองการไหลเชิงตัวเลข CFD ในการตรวจสอบผลลัพธ์จากสมการเชิงทฤษฎีโดยใช้โปรแกรมวิเคราะห์การไหลสำเร็จรูป ดังนั้นเพื่อให้มั่นใจในผลลัพธ์ของผลคำนวณจากโปรแกรมสำเร็จรูป ผู้วิจัยได้ทำการทดสอบโปรแกรมกับปัญหาแรงลอยตัวพื้นฐาน “การพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง” ซึ่งปัญหาดังกล่าวสามารถหาผลเฉลยแม่นยำตรงได้ จึงเหมาะสำหรับใช้ทดสอบโปรแกรมก่อนการนำคำนวณระบบจริง จากนั้นเมื่อเกิดความมั่นใจในสมการที่สร้างขึ้น จะได้นำสมการดังกล่าวไปใช้ร่วมกับปฏิสัมพันธ์ต่าง ๆ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุด ซึ่งสมการที่ใช้วิเคราะห์ในช่วงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะใช้สมการจាកวรรณกรรม

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องที่จะใช้ในงานวิจัยนี้ ซึ่งจะเป็นทฤษฎีเกี่ยวกับการพาความร้อนและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ การพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง การสูญเสียความดันและการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกลุ่มท่อระบายความร้อน (Tube Bundles Heat Exchanger) และตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อน ดังรายละเอียดต่อไปนี้

2.3.1 การพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง

ปัญหาการไหลพื้นฐานของการพาความร้อนธรรมชาติ คือ ปัญหาการพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง เมื่ออุณหภูมิของแผ่นร้อนสูงกว่าสิ่งแวดล้อมรอบแผ่นร้อน จะส่งผลให้อากาศที่อยู่ติดกับแผ่นร้อนเกิดการไหลลอยตัวขึ้น ซึ่งเป็นผลมาจากแรงลอยตัวเนื่องจากเกิดความแตกต่างของความหนาแน่นของอากาศ (แม้เพียงเล็กน้อยก็ตาม) ซึ่งการไหลในลักษณะนี้จะเกิดขึ้นผิวบาง (Boundary Layer) ของการไหล โดยจะเริ่มต้นที่ขอบนำ (Leading Edge) ของแผ่นร้อน ปัญหานี้จะพิจารณาให้อากาศรอบแผ่นร้อนหยุดนิ่ง และมีอุณหภูมิเท่ากับอากาศที่ระยะไกล (T_∞) ความเร็วของอากาศที่ผิวของแผ่นร้อนจะเท่ากับศูนย์ (No Slip Condition) ความเร็วสูงสุดของอากาศร้อนเกิดในชั้นผิวบาง และเข้าสู่ศูนย์อีกครั้งที่ระยะห่างเท่ากับความหนาของชั้นผิวบาง (Boundary Layer Thickness) พอดี ส่วนอุณหภูมิของอากาศจะมีค่าสูงสุดที่ผิวของแผ่นร้อนซึ่งเท่ากับอุณหภูมิของแผ่นร้อน (T_w) และจะลดลงเรื่อย ๆ จนกระทั่งเท่ากันกับอุณหภูมิแวดล้อมที่ความหนาของชั้นผิวบางเช่นกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.12 การไหลพาธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง

สมการของปัญหาการไหลพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง สามารถเขียนเป็นสมการแม่บทที่อธิบายการไหลของปัญหาได้ดังชุดสมการด้านล่างนี้ ดังนี้

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.10)$$

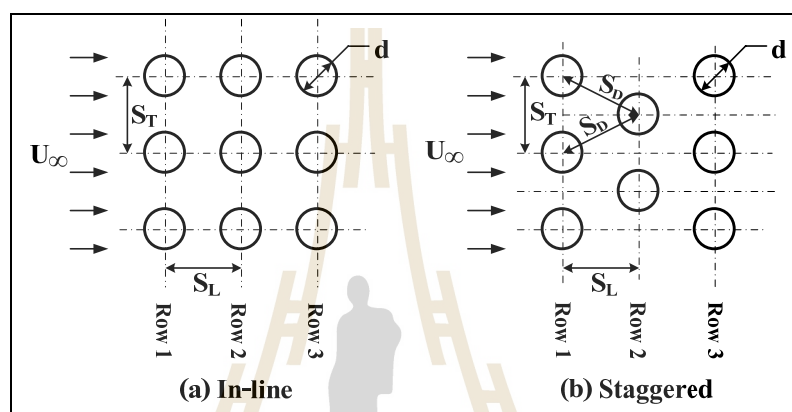
$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g\beta(T - T_\infty) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.11)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.12)$$

สมการที่ (2.10) (2.11) และ (2.12) เป็นสมการอนุรักษ์มวล อนุรักษ์โมเมนตัม และสมการอนุรักษ์พลังงาน ตามลำดับ ที่ใช้ในการวิเคราะห์ปัญหาแรงลอยตัวของการไหลผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง จากสมการจะพบว่าสมการอนุรักษ์โมเมนตัมจะเกี่ยวพัน (Couple) กับสมการอนุรักษ์พลังงาน เนื่องจากมีตัวแปรอุณหภูมิติดอยู่ในพจน์แรงลอยตัวของสมการโมเมนตัม (พจน์แรกด้านขวามือของสมการที่ 2.11) นอกจากนี้ยังมีตัวแปรความเร็ว u และ v ที่เกี่ยวพันกันในพจน์ของการพา (Convective Term) ระหว่างสมการอนุรักษ์โมเมนตัมกับสมการอนุรักษ์พลังงาน

2.3.2 การถ่ายเทความร้อนของกลุ่มท่อระบายความร้อน

การถ่ายเทความร้อนในกลุ่มท่อ (Tube Bundles) เนื่องจากการไหลแบบตั้งฉาก (Cross-Flow) เป็นปัญหาพื้นฐานของการแลกเปลี่ยนความร้อน ที่นำไปสู่การพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่าง ๆ โดยปกติการวางเรียงตัวของกลุ่มท่อจะแบ่งออกเป็น 2 แบบ คือ แบบแถวตรงกัน (In-Line Arrangement) และแบบเยื้องสลับฟันปลา (Staggered Arrangement) ดังรูปที่ 2.13



รูปที่ 2.13 รูปแบบการวางตัวของกลุ่มท่อ: (a) In-Line (b) Staggered Arrangement
(VDI Heat Atlas, 2010)

นิยามของสัญลักษณ์ตัวแปรมิติต่าง ๆ เป็นดังนี้

N_r คือ จำนวนแถวของท่อในทิศทางการไหล

N_{tb} คือ จำนวนท่อในหนึ่งแถวใด ๆ (จำนวนท่อในทิศตั้งฉากกับการไหล)

N_{tt} คือ จำนวนท่อทั้งหมด ($N_r N_{tb}$)

S_T คือ ระยะห่างของท่อในแนวตั้งฉากกับการไหล

S_L คือ ระยะห่างของท่อในแนวนานกับการไหล

S_D คือ ระยะห่างของท่อในแนวทแยงมุม ($S_D = \{(S_T/2)^2 + S_L^2\}^{1/2}$)

d คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

a คือ สัดส่วนของระยะ S_T ต่อขนาดของท่อ (S_T/d)

b คือ สัดส่วนของระยะ S_L ต่อขนาดของท่อ (S_L/d)

c คือ สัดส่วนของระยะ S_D ต่อขนาดของท่อ (S_D/d)

L คือ ความยาวของท่อ

อากาศที่ไหลผ่านกลุ่มท่อจะเกิดการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติทางกายภาพใน 2 ลักษณะ หนึ่งคืออุณหภูมิจะเพิ่มขึ้น (หรือลดลง) เนื่องจากเกิดการส่งผ่านความร้อนระหว่างอากาศกับของไหลที่วิ่งอยู่ในท่อ (อาจเป็นท่อทรงตันที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าหรือสูงกว่าอุณหภูมิของอากาศ) และสอง คือค่าความดันของอากาศจะลดลง เนื่องจากแรงต้านการไหลที่ผนังของท่อและผลจากการไหลเฉียดตัวอย่างจับปัดผ่านกลุ่มท่อที่จัดวางตัวกันอย่างแออัด ดังนั้นการวิเคราะห์การไหลผ่านกลุ่มท่อ สามารถแบ่งได้เป็น 2 แบบดังนี้

1) การถ่ายเทความร้อน

การส่งผ่านความร้อนจากพื้นผิวของท่อสู่อากาศที่ไหลโดยรอบ จะเป็นการส่งผ่านความร้อนแบบการพาความร้อน โดยสมการที่ใช้คำนวณจะใช้วิธีของผลต่างอุณหภูมิเชิงล็อก (Log Mean Temperature Difference: LMTD) ซึ่งอัตราการส่งผ่านความร้อนดังกล่าวจะต้องมีค่าเท่ากับอัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงาน (เอนทาลปี) ของอากาศด้วย ดังสมการที่ (2.13)

$$\dot{Q} = hA_s \Delta T_{lm} = \dot{m}_{air} c_p \Delta T_{air} \quad (2.13)$$

โดยที่

h คือ ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อน (Convective Heat Transfer Coefficient) สามารถประเมินได้จากสมการความสัมพันธ์ของตัวแปรไร้มิติ ที่ได้จากการทดลอง (Empirical Correlation Equation) ในรูปของเลขนัสเซิลท์ (Nusselt number: Nu) ที่จะได้อธิบายในหัวข้อถัดไป (หัวข้อที่ 2.3.3)

A_s คือ พื้นผิวท่อโดยรวมด้านที่สัมผัสกับอากาศ สามารถคำนวณได้จาก $A_s = \pi d L N$

ΔT_{lm} คือ ค่าอุณหภูมิแตกต่างเชิงล็อก สามารถคำนวณได้ดังนี้ (VDI Heat Atlas, 2010)

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_w - T_i) - (T_w - T_e)}{\ln \left[(T_w - T_i) / (T_w - T_e) \right]} \quad (2.14)$$

โดยที่

$\dot{m}_{air}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

c_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศที่ความดันคงที่

ΔT_{air} คือ อุณหภูมิแตกต่างของอากาศก่อนและหลังเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เมื่อ T_w , T_i และ T_e คืออุณหภูมิที่ผนังของท่อ อุณหภูมิก่อนและหลังเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ตามลำดับ

2) การสูญเสียความดัน

ในระหว่างที่อากาศไหลผ่านกลุ่มท่อจะเกิดการสูญเสียความดัน (Pressure Drop) เนื่องจากแรงเสียดทานและการเลี้ยวตัวของอากาศ ซึ่งการสูญเสียความดันนี้จะเป็นตัวแปรสำคัญในการเลือกใช้เครื่องอัดอากาศ (พัดลม หรือ Blower) และจะมีผลกระทบโดยตรงต่อขนาดความสูงของปล่องลมในงานวิจัยนี้ ได้มีการศึกษาวิจัยมากมาย ที่ทำการทดลองหาความสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ ต่อการสูญเสียความดันของการไหลผ่านกลุ่มท่อ Žukauskas (1987) ได้นำเสนอผลลัพธ์จากการทดลองในรูปแบบของกราฟ ที่แสดงถึงปัจจัยต่าง ๆ ที่มีผลกระทบต่อการสูญเสียความดัน เช่น ค่าเลขเรย์โนลด์ ลักษณะการจัดวางตัวของกลุ่มท่อ เป็นต้น ซึ่งเป็นที่ยอมรับกันอย่างกว้างขวาง Gaddis and Gnielinski (1985) ได้นำเสนอสมการความสัมพันธ์ที่ใช้คำนวณการสูญเสียความดันที่สามารถใช้งานได้สะดวกกว่า ต่อมา Martin (2002) นำสมการความสัมพันธ์ดังกล่าวมาเขียนใหม่รูปของเลขฮาเกน (Hagen Number: Hg) เป็นดังสมการที่ (2.15)

$$\Delta P_{drop} = \frac{\mu_m^2 N_r}{\rho_m d^2} Hg \quad (2.15)$$

โดยที่

μ_m คือ ค่าเฉลี่ยความหนืดพลศาสตร์ของอากาศ

ρ_m คือ ค่าเฉลี่ยความหนาแน่นของอากาศ

Hg คือ ค่าเลขฮาเกน (ตัวแปรไร้มิติ ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ)

ค่าคุณสมบัติของอากาศ μ_m คำนวณโดยใช้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ย (T_m) และ ρ_m คำนวณจากสมการสถานะ (Equation of State)

จากรูปที่ 2.13 ความเร็วสูงสุดของอากาศ (V_{max}) จะอยู่ที่ตำแหน่งที่ระยะห่างระหว่างท่อที่แคบที่สุด ซึ่งสามารถคำนวณได้ตามสมการที่ (2.16) ซึ่งค่าความเร็วสูงสุดนี้จะนำไปใช้คำนวณค่าเลขเรย์โนลด์ (แทน V ด้วย V_{max} ในสมการที่ 2.18) ซึ่งจะได้นำไปใช้คำนวณค่าตัวแปรไร้มิติอื่น ๆ ต่อไป เพื่อคำนวณการสูญเสียความดันและอัตราการถ่ายเทความร้อน

$$V_{\max} = \begin{cases} U_{\infty} \frac{a}{a-1} & \text{In-Line} \\ U_{\infty} \frac{a}{a-1} & \text{Staggered: } b \geq 0.5(2a+1)^{1/2} \\ U_{\infty} \frac{a}{2(c-1)} & \text{Staggered: } b < 0.5(2a+1)^{1/2} \end{cases} \quad (2.16)$$

2.3.3 ตัวแปรไร้มิติ ที่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อน

สมการการพาความร้อนประกอบไปด้วยพจน์ของตัวแปรไร้มิติ ซึ่งประกอบไปด้วยพารามิเตอร์ทางฟิสิกส์ที่แตกต่างกัน ดังนี้

1) ค่าเลขนัสเซลท์ (Nusselt Number): เป็นตัวเลขที่สัมพันธ์กับอัตราส่วนระหว่างการพาความร้อนกับการนำความร้อน

$$Nu = \frac{hd_h}{k} \quad (2.17)$$

โดยที่

h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Convection Heat Transfer Coefficient)

$d_h = \frac{4A_c}{P_w}$ โดย A_c คือ พื้นที่หน้าตัดของการไหลอิสระสุทธิ (Net Free-Flow Cross-

Section Area) และ P_w คือ เส้นรอบรูปเปียก (Wetted Perimeter)

k คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหล (Thermal Conductivity of Fluid)

2) ค่าเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number): เป็นตัวเลขที่สัมพันธ์กับอัตราส่วนระหว่างแรงเฉื่อย (Inertial Force) กับแรงต้านการไหลเนื่องจากความหนืด (Viscous Force)

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} = \frac{V d}{\nu} = \frac{G d}{\mu} \quad (2.18)$$

โดยที่

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล (Density of Fluid)

μ คือ ความหนืดพลศาสตร์ของของไหล (Dynamic Viscosity of Fluid)

ν คือ ความหนืดจลนศาสตร์ของของไหล (Kinematic Viscosity of Fluid)

G คือ ความเร็วเชิงมวลของการไหล (Mass Velocity)

เมื่อ $\nu = \mu / \rho$ และ $G = \rho V$

3) ค่าเลขพรันด์ทล์ (Prandtl Number): เป็นตัวเลขที่สัมพันธ์กับอัตราส่วนระหว่างการแพร่โมเมนตัม (Momentum Diffusivity: μ / ρ) กับการแพร่เชิงความร้อน (Thermal Diffusivity: $k / \rho c_p$)

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.19)$$

4) ค่าเลขออยเลอร์ (Euler Number): เป็นตัวเลขที่สัมพันธ์กับอัตราส่วนระหว่างการสูญเสียความดันไร้มิติ กับจำนวนแถวของท่อที่ด้านการไหล ในปัญหาการไหลผ่านกลุ่มท่อ

$$\text{Eu} = \frac{\Delta P}{\rho V^2 / 2} \frac{1}{N_r} = \frac{\Delta P^*}{N_r} \quad (2.20)$$

5) ค่าเลขฮาเกน (Hagen Number): เป็นตัวแปรไร้มิติสำหรับใช้คำนวณการสูญเสียความดันของการไหลผ่านกลุ่มท่อ ที่ไม่ได้เขียนในพจน์ของความเร็วกว (สมการที่ 2.15)

$$\text{Hg} = \frac{\rho}{\mu^2} d^2 \frac{\Delta P}{N_r} = \frac{1}{2} \text{Eu} \cdot \text{Re}^2 \quad (2.21)$$

สมการเลขฮาเกน Hg ถูกนำเสนอครั้งแรกโดย Martin (2002) ต่อมา Shah and Sekulić (2003) ได้แสดงในรูปของความสัมพันธ์ของตัวแปรไร้มิติ Eu ที่เป็นดังสมการ (2.21)

6) Lévêque Number: เป็นตัวแปรไร้มิติที่ใช้สำหรับคำนวณ Nu เพื่อใช้คำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนในกลุ่มท่อ ซึ่งถูกนำเสนอครั้งแรกโดย Martin (2002) และมีความสัมพันธ์เป็นดังสมการที่ (2.22)

$$\text{Lq} = (2x_f) \text{Hg} \text{Pr} \frac{d}{L} \quad (2.22)$$

โดยที่

$(2x_f)$ คือ พจน์ของสัมประสิทธิ์การปรับค่าการสูญเสียความดันรวม เนื่องจากแรงเสียดทานที่ผนังท่อ ซึ่งมีค่าประมาณ 1

L คือ ความยาวของท่อ

7) ค่าเลขกราชอฟ (Grashof Number): เป็นค่าเลขไร้มิติที่ควบคุมขอบเขตการไหลแบบการพาความร้อนธรรมชาติ นิยามโดยสัดส่วนของแรงลอยตัวต่อแรงเนื่องจากความหนืด (Viscous Force) ที่กระทำต่อของไหล

$$Gr = \frac{\beta g x^3 \rho^2 \Delta T}{\mu^2} = \frac{\beta g x^3 \rho^2 \Delta T}{\nu^2} = \frac{\beta g x^3 \rho^2 (T_w - T_\infty)}{\nu^2} \quad (2.23)$$

โดยที่

g คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง (Gravitational Acceleration)

β คือ สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงปริมาตร (Volumetric Expansion Coefficient) (สำหรับแก๊สอุดมคติมีค่าเท่ากับ $1/T$)

T_w คือ อุณหภูมิของพื้นผิว

T_∞ คือ อุณหภูมิของของไหลที่อยู่ห่างจากพื้นผิว

x คือ ความยาว (คุณลักษณะ) ของโครงสร้าง

การพิจารณาว่าการไหลจะอยู่ในช่วงของการไหลแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วนสามารถพิจารณาได้จากขนาดของค่าเลขกราชอฟ สำหรับการไหลโดยการพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้งนั้น ค่าเลขกราชอฟ ต่ำกว่า 1×10^9 จะเป็นการไหลในช่วงราบเรียบ หากมากกว่านี้จะเป็นการไหลในช่วงปั่นป่วน (Cengel, 2004)

2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

เนื่องจากกลไกการไหลของอากาศในระบบระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำต้นกำลังด้วยระบบปล่องลมร้อน มีความคล้ายคลึงกับระบบปล่องลมแดดเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า ดังนั้นจึงขอเสนองานวิจัยของระบบปล่องลมแดดก่อน แล้วตามด้วยงานวิจัยของระบบระบายความร้อนด้วยอากาศของโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง และสุดท้ายงานวิจัยเกี่ยวกับการวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อนในกลุ่มท่อระบายความร้อน ที่ซึ่งจะได้ประยุกต์ใช้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้ด้วย

เทคโนโลยีปล่องลมแดดเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า (Solar Chimney Power Plant) เป็นเทคโนโลยีที่ใช้ในการเปลี่ยนพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์เป็นพลังงานไฟฟ้า แนวคิดของเทคโนโลยีปล่องลมแดดถูกนำเสนอครั้งแรกโดย Jörg Schlaich (1968) ต่อมาในปี 1981 โรงงานต้นแบบเครื่องแรกถูกสร้างขึ้นเพื่อใช้ในการศึกษาทดลองที่ Manzanares ในประเทศสเปน ขนาด 50 kW โรงงานนี้มีรัศมีของหลักรับแสงอาทิตย์ 122 เมตร และปล่องสูงประมาณ 194.6 เมตร และโรงงานนี้สามารถสร้างความเร็วลมในปล่องได้ประมาณ 15 m/s ในสถานะที่ไม่ได้ผลิตกระแสไฟฟ้า (Bernardes et al., 2003) จากนั้น Haaf et al. (1984, Quoted in Tingzhen et al., 2008) ได้นำเสนอรายงานผลการทดสอบของโรงงานต้นแบบในสเปน พบว่าโรงงานต้นแบบสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้ประมาณ 35 kW ที่ค่าความเข้มของพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar Radiation) ประมาณ 800 W/m^2 หลังจากนั้นเมื่อทราบว่าระบบปล่องลมแดดสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้จริง ก็ได้มีการวิจัยพัฒนาเกี่ยวกับระบบปล่องลมแดดเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้าเกิดขึ้นมากมาย เพื่อวิเคราะห์หลักการการทำงานของระบบ และหาแนวทางในการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบ

Chitsomboon and Tongbai (1998) ได้นำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการไหลตัวของอากาศในปล่องลมแดดเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า ในรูปของสมการอินทิกรัลซึ่งสังเคราะห์มาจากสมการอนุกรมมวล โมเมนตัม และ พลังงาน โดยจำลองให้การไหลตัวของอากาศในปล่องลมเป็นการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ และไม่พิจารณาแรงต้านการไหลที่เกิดจากผนังของปล่อง แล้วได้ประเมินค่าพลังงานจลน์ และค่าประสิทธิภาพของระบบปล่องลมแดด ซึ่งพบว่าพลังงานจลน์และค่าประสิทธิภาพของระบบ จะแปรผันโดยตรงกับค่าความสูงของปล่องลม

Padki and Sherif (1999) ได้นำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบปล่องลมแดด พบว่าความสูงของหลักรับแสงแดดของปล่องลมไม่มีผลกระทบต่อค่าพลังงานจลน์และค่าประสิทธิภาพของระบบ แต่ค่าความสูงของปากปล่องลมมีผลต่อค่าพลังงานจลน์และค่าประสิทธิภาพของระบบ และการทำปลายปล่องลมให้ลู่เข้าจะช่วยเพิ่มพลังงานจลน์และประสิทธิภาพของระบบได้

Chitsomboon and Tongbai (1999) ได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาผลกระทบต่ค่าประสิทธิภาพของระบบปล่องลมแตกเนื่องจากการทำลายปล่องลมให้ลู่เข้า ซึ่งพบว่าทำให้ปลายปล่องลมลู่เข้าไม่ได้ช่วยให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น เนื่องจากการทำให้ปลายปล่องลู่เข้าแม้จะทำให้ความเร็วลมสูงขึ้นแต่จะทำให้ค่าอัตราการไหลเชิงมวลของระบบลดลง

Chitsomboon and Unthamesra (1999) ได้ศึกษาเชิงตัวเลขด้วยการพัฒนาโปรแกรมวิเคราะห์การไหล “โมย่า” ซึ่งเป็นโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นบนพื้นฐานของกรรมวิธีเชิงตัวเลขไฟในทั่วอลูมิเนียม เพื่อแก้สมการนาวิเยร์-สโตค ในสองมิติ

Chitsomboon (2001a) ได้เปรียบเทียบผลการศึกษาเชิงทฤษฎีจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เคยนำเสนอไว้กับการศึกษาเชิงตัวเลขจากโปรแกรมวิเคราะห์การไหล “โมย่า” ของระบบปล่องลมแตก ซึ่งผลที่ได้สนับสนุนกันเป็นอย่างดี

Chitsomboon (2001b) ได้นำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่จำลองแรงต้านการไหลจากกังหันเทอร์ไบน์ด้วยแอคทูเอเตอร์ดิสก์ โดยกำหนดให้สัดส่วนการดูดซับพลังงานของกังหันเทอร์ไบน์เท่ากับ 0% 30% 50% และ 58% ของพลังงานลมในปล่องลมเปล่า (ไม่มีกังหันเทอร์ไบน์) โดยเปรียบเทียบกับคำตอบที่ได้จากโปรแกรม CFD “โมย่า” พบว่าค่าประสิทธิภาพของกังหันเทอร์ไบน์ที่โปรแกรม CFD คำนวณได้สูงสุดเท่ากับ 58% แต่คำตอบที่ได้จากการวิเคราะห์เชิงทฤษฎีระบุว่าสามารถดูดซับได้มากกว่านี้ โดยที่อัตราการดูดซับพลังงานที่มีค่าต่ำกว่า 58% นั้น ผลลัพธ์เชิงทฤษฎีกับเชิงตัวเลขมีความสอดคล้องกันดี

Koonsrisuk and Chitsomboon (2005) ได้ทำการศึกษาลองการไหลของอากาศผ่านกังหันเทอร์ไบน์ภายในระบบปล่องลมแตกด้วยแอคทูเอเตอร์ดิสก์ (Actuator Disc) โดยใช้โปรแกรม CFD สำเร็จรูปชื่อ “CFX” ณ ตำแหน่งที่ติดแอคทูเอเตอร์ดิสก์กำหนดให้เป็นแหล่งกำเนิดพลังงานร่วมกับแหล่งกำเนิดโมเมนตัมให้มีขนาดติดลบ ซึ่งเป็นการแทนพลังงานที่กังหันเทอร์ไบน์สามารถดูดซับได้จากระบบ การดูดซับพลังงานจลน์ด้วยแอคทูเอเตอร์ดิสก์ คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ของพลังงานจลน์ในกรณีปล่องเปล่า ซึ่งเป็นการไหลที่ยังไม่มีการดูดซับพลังงานจากกังหันเทอร์ไบน์ จากการวิเคราะห์ผลปรากฏว่า พลังงานจลน์ที่แอคทูเอเตอร์ดิสก์สามารถดูดซับไว้ได้สูงสุดมีค่า 59.4% ซึ่งเป็นค่าที่ใกล้เคียงกับค่า Betz Limit ที่มีค่าประมาณ 59.3% โดยค่า Betz Limit นี้เป็นค่าแสดงเปอร์เซ็นต์สูงสุดของพลังงานจลน์ที่กังหันลมสามารถดูดซับไว้ได้

Koonsrisuk and Chitsomboon (2006) ได้นำเสนอผลกระทบเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดของปล่องลมต่อค่าศักยภาพของระบบปล่องลมแตกโดยใช้โปรแกรม CFD สำเร็จรูป CFX พบว่าการทำให้ปลายปล่องลมลู่เข้าไม่ได้ช่วยให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น (สอดคล้องกับ Chitsomboon and Tongbai, 1999) แต่การทำให้ปลายปล่องลมบานออกช่วยให้ค่าประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นได้ และยังให้ข้อสังเกตว่า ในกรณีที่ค่า AR มีค่าน้อยกว่า 16 (AR คือ สัดส่วนของ

พื้นที่หน้าตัดที่ปลายปล่องต่อพื้นที่หน้าตัดที่ทางเข้าปล่อง) สัดส่วนของพลังงานจลน์ของแต่ละกรณี เทียบกับกรณีปล่องตรง จะมีค่าประมาณ AR ยกกำลังสอง ในกรณีที่ค่า AR มากกว่าเท่ากับ 16 จะได้ค่าที่ต่ำกว่า

Koonsrisuk and Chitsomboon (2007; 2009a; 2009b) ได้ใช้การวิเคราะห์มิติ (Dimensional Analysis) เพื่อหาตัวแปรไร้มิติที่สำคัญสำหรับการไหลในระบบปล่องลมแคบ เพื่อช่วยในการออกแบบทดลอง ที่สามารถใช้ผลการทดลองจากหุ่นจำลองขนาดเล็ก (Model) ในการทำนายผลของโรงงานต้นแบบ (Prototype) ขนาดใหญ่ โดยใช้โปรแกรม CFD สำเร็จรูป CFX ตรวจสอบความถูกต้องของผลที่ได้จากการวิเคราะห์มิติ

นอกจากงานวิจัยระบบปล่องลมแคบเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้าแล้ว ยังมีงานวิจัยที่ประยุกต์ใช้ระบบปล่องลมแคบในการอบแห้งพืชผลทางการเกษตร ในงานวิจัยของ Ferreira et al. (2008) ได้สร้างเครื่องต้นแบบการอบแห้งด้วยระบบปล่องลมแคบ เพื่อทดสอบการอบแห้งกาแฟ กล้วย และมันฝรั่ง แล้วเปรียบเทียบกับการตากแห้งตามธรรมชาติ (ตากแดด) พบว่าการอบแห้งด้วยระบบปล่องลมแคบใช้เวลาในการอบแห้งน้อยกว่าการตากแห้งตามธรรมชาติ สำหรับการประยุกต์ใช้งานในการระบายอากาศภายในอาคารก็มีจำนวนมาก เช่น Tongbai and Chitsomboon, 2004; 2008a; 2008b; 2009

ในส่วนของงานวิจัยระบบระบายความร้อนด้วยอากาศสำหรับโรงจักรไอน้ำดันกำลัง Conradie and Kröger (1996) ได้นำเสนอวิธีการประเมินค่าศักยภาพของระบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (Dry-Cooling Systems) สำหรับโรงจักรไอน้ำดันกำลังไว้ 2 ระบบคือ ระบบ Natural-Draught Indirect Dry-Cooling Tower และระบบ Forced-Draught Direct Air-Cooled Condenser โดยระบบ Natural-Draught Indirect Dry-Cooling Tower ที่ใช้เป็นระบบหอเย็นแห้งไฮเปอร์โบลิค ซึ่งเป็นระบบระบายความร้อนออกจากน้ำหล่อเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่น โดยนำมาถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศในหอคอยเย็นผ่านกลุ่มท่อติดครีระบายความร้อน ในการประเมินได้พิจารณาความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนและการไหลแบบพาความร้อนธรรมชาติในหอคอย และยังพิจารณาถึงผลกระทบเนื่องจากการสูญเสียความดันในระหว่างการไหล เช่น การเสียดตัวของอากาศเข้า-ออก หอคอย โครงสร้างฐานยึดหอคอย และการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนระบบ Forced-Draught Direct Air-Cooled Condenser เป็นระบบที่ใช้อากาศมาระบายความร้อนออกจากไอน้ำโดยตรง ไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำจะไหลเข้าไปในกลุ่มท่อติดครีระบายความร้อนแล้วถ่ายเทความร้อนให้กับอากาศ การไหลของอากาศเป็นการไหลเนื่องจากแรงอัดของพัดลมที่ถูกติดตั้งไว้ที่ฐานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีทั้งหมด 30 ชุด จุดออกแบบของระบบทั้งสองพิจารณาตามค่าทางสถิติของสภาวะอากาศ ที่อุณหภูมิและความดันสิ่งแวดล้อมเท่ากับ 15.6°C และ 86.4 kPa ตามลำดับ เพื่อประเมินโรงจักรไอน้ำขนาด 565 MW

(พลังงานความร้อนที่ให้กับระบบ) ผลการประเมินที่สภาวะดังกล่าว พบว่าระบบ Natural-Draught Indirect Dry-Cooling Tower (โดยระบบที่ใช้จำนวนมีขนาดต่าง ๆ ดังนี้ ความสูงของหอคอย 120 m ความสูงก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 13.67 m ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหอคอย 82.958 m และ 58 m ณ ตำแหน่งทางเข้า และช่วงคอคอด (Throat) ตามลำดับ) สามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้ปีละ 2074 GWh โดยใช้พลังงานในการสูบน้ำในระบบหล่อเย็นเท่ากับ 211 kW และระบบ Forced-Draught Direct Air-Cooled Condenser สามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้ปีละ 2058 GWh พลังงานที่ใช้หมุนพัดลมเป็น 101 kW ต่อชุด การใช้ระบบระบายความร้อนด้วยอากาศเป็นอีกทางเลือกหนึ่ง และเหมาะสมสำหรับพื้นที่ที่มีปริมาณน้ำจำกัด ห่างไกลแหล่งน้ำขนาดใหญ่ แทนการใช้ระบบหอคอยเย็นแบบเปียก (Wet-Cooling Tower) แต่ในจุดออกแบบของ Conradie and Kröger จะเห็นว่าอากาศที่ใช้ในการระบายความร้อนมีอุณหภูมิต่ำจึงทำให้ประสิทธิภาพของการระบายความร้อนดีพอควร อีกทั้งยังไม่ได้พิจารณาผลกระทบเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงสภาวะการทำงานจากระบบ

ในส่วนของงานวิจัย การแลกเปลี่ยนความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อระบายความร้อน (Tube Bundles หรือ Tube Banks) มีงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ดังนี้

Žukauskas (1987) ได้นำเสนอสมการความสัมพันธ์เชิงการทดลอง (Empirical Correlation Equation) ของการไหลผ่านกลุ่มท่อทั้งแบบ In-Line และ Staggered เพื่อใช้คำนวณอัตราการส่งผ่านความร้อนจากพื้นผิวของท่อสู่อากาศที่ไหลรอบท่อ ซึ่งพบว่าอัตราการส่งผ่านความร้อนนั้นขึ้นอยู่กับปัจจัยต่าง ๆ ได้แก่ รูปแบบการวางตัวของท่อ (In-Line หรือ Staggered) ค่าเลขเรย์โนลด์ของการไหล และจำนวนแถวของท่อ N_r สำหรับสมการคำนวณการสูญเสียความดัน (Pressure Drop) จะพบว่าขนาดของการสูญเสียความดันจะแปรผันโดยตรงกับจำนวนแถวของท่อ N_r และความเร็วของการไหลยกกำลังสอง ที่ขึ้นอยู่กับสัมประสิทธิ์ตัวปรับค่าเนื่องจากผลกระทบของจำนวนท่อและสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ถูกแสดงผลให้อยู่ในรูปของกราฟ ที่เป็นฟังก์ชันของลักษณะการวางตัวของท่อและค่าเลขเรย์โนลด์ สมการคำนวณการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันของ Žukauskas เป็นที่ยอมรับและถูกใช้งานอย่างกว้างขวาง (Shah and Sekulić, 2003) แต่ข้อจำกัดของการใช้งานสมการของ Žukauskas อยู่ตรงที่การคำนวณการสูญเสียความดัน เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่นำเสนออยู่นั้นอยู่ในรูปของกราฟ ซึ่งลำบากต่อการใช้งาน ได้มีงานศึกษาวิจัยมากมาย เพื่อหาทางจำลองสมการให้มีความแม่นยำและสามารถใช้งานได้สะดวกยิ่งขึ้น

Martin (2002) ได้นำเสนอสมการความสัมพันธ์สำหรับใช้คำนวณการถ่ายเทความร้อนแบบใหม่ ที่ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนถูกคำนวณมาจากสัมประสิทธิ์การสูญเสียความดัน (Hagen Number: Hg) ที่พัฒนามาจากงานวิจัยของ Gaddis and Gnielinski (1985) ซึ่งสมการของ Martin เป็นดังนี้

$$Hg = \begin{cases} Hg_{lam} + Hg_{turb,i} \left[1 - \exp \left(1 - \frac{Re+1,000}{2,000} \right) \right] & \text{In-line} \\ Hg_{lam} + Hg_{turb,s} \left[1 - \exp \left(1 - \frac{Re+200}{1,000} \right) \right] & \text{Staggered} \end{cases} \quad (2.24)$$

โดยที่

$$Hg_{lam} = 140 Re \frac{(b^{0.5} - 0.6)^2 + 0.75}{a^{1.6} \left(\frac{4ab}{\pi} - 1 \right)} \quad (2.25)$$

ค่า Hg_{lam} ในสมการ (2.25) ใช้สำหรับการวางท่อแบบ In-line และแบบ Staggered ในกรณี $b \geq 0.5(2a+1)^{1/2}$ สำหรับกรณีที่ $b < 0.5(2a+1)^{1/2}$ ให้เปลี่ยนจาก $a^{1.6}$ เป็น $c^{1.6}$

$$Hg_{turb,i} = f_{t,i} Re^{(2-0.1b/a)} + f_{t,n} Re^2 \quad (2.26)$$

$$\text{ซึ่ง } f_{t,i} = \left[0.11 + \frac{0.6(1-0.94/b)^{0.6}}{(a-0.85)^{1.3}} \right] \times 10^{0.47(b/a-1.5)} + 0.015(a-1)(b-1)$$

$$Hg_{turb,s} = f_{t,s} Re^{1.75} + f_{t,n} Re^2 \quad (2.27)$$

$$\text{ซึ่ง } f_{t,s} = 1.25 + \frac{0.6}{(a-0.85)^{1.08}} + 0.2(b/a-1)^3 - 0.005(a/b-1)^3$$

ค่า $Hg_{turb,s}$ ในสมการ (2.27) ใช้ในกรณีที่ $Re \leq 250,000$ สำหรับกรณีที่ $Re > 250,000$ ให้คำนวณ

$$\text{จาก } (f_{t,s} Re^{1.75} + f_{t,n} Re^2) \cdot \left(1 + \frac{Re-250,000}{325,000} \right)$$

สำหรับ $f_{t,n}$ ในสมการที่ (2.26) และ (2.27) เป็นดังนี้

$$f_{t,n} = \begin{cases} \frac{1}{2a^2} \left(\frac{1}{N_r} - \frac{1}{10} \right) & \text{สำหรับ } 5 \leq N_r \leq 10 \\ & \text{และ } b \geq 0.5(2a+1)^{1/2} \\ 2 \left[\frac{c-1}{a(a-1)} \right]^2 \left(\frac{1}{N_r} - \frac{1}{10} \right) & \text{สำหรับ } 5 \leq N_r \leq 10 \\ & \text{และ } b < 0.5(2a+1)^{1/2} \end{cases} \quad (2.28)$$

และค่า $f_{t,n}$ เท่ากับศูนย์เมื่อ $N_r > 10$

สมการความสัมพัทธ์ที่ (2.24) ใช้สำหรับ $1 < Re < 250,000$ และ $N_r \geq 5$ ซึ่งสามารถใช้ได้ทั้งกรณี In-Line และ Staggered: $1.25 \leq a < 3.0$ และ $1.2 \leq b \leq 3.0$ ใช้สำหรับกรณี In-Line และ $1.25 \leq a \leq 3.0$, $0.6 \leq b \leq 3.0$ และ $c \geq 1.25$ ใช้สำหรับกรณี Staggered ขนาดของท่อที่ใช้ทดลอง $7.9 \leq d \leq 73 \text{ mm}$. ซึ่งค่าเลข Hg ที่ได้นี้จะนำไปใช้คำนวณค่าการสูญเสียความดันในสมการที่ (2.15) ต่อไป

สำหรับสมการความสัมพัทธ์ที่คำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน เป็นดังนี้

$$Nu = \begin{cases} 0.404Lq^{1/3} \left(\frac{Re+1}{Re+1,000} \right)^{0.1} & \text{In-line} \\ 0.404Lq^{1/3} & \text{Staggered} \end{cases} \quad (2.29)$$

โดยที่

$$Lq = \begin{cases} 1.18Hg \cdot Pr(4a/\pi - 1)/b & \text{In-line} \\ 0.92Hg \cdot Pr(4a/\pi - 1)/c & \text{Staggered: } b \geq 1 \\ 0.92Hg \cdot Pr(4ab/\pi - 1)/(bc) & \text{Staggered: } b < 1 \end{cases} \quad (2.30)$$

สมการที่ (2.29) ใช้สำหรับ $1 < Re < 2 \times 10^6$ $0.7 < Pr < 700$ $2 \leq N_r \leq 5$ ในกรณี In-Line และ $4 \leq N_r \leq 80$ ในกรณี Staggered $1.02 \leq a < 3.0$ และ $0.6 \leq b \leq 3.0$ ขนาดของท่อที่ใช้ทดลอง $7.9 \leq d \leq 73 \text{ mm}$. ซึ่งค่า Hg คำนวณจากสมการที่ (2.24) และค่าเลข Nu ที่ได้จากสมการที่ (2.29) นี้ จะนำไปใช้คำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนตามสมการที่ (2.17) และ (2.13) ตามลำดับ



บทที่ 3

ขั้นตอนการดำเนินการวิจัย

3.1 กล่าวนำ

การศึกษาวิจัยระบบระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำดันกำลังด้วยระบบปล่องลมร้อน เป็นการศึกษาเพื่อหาวิธีทางลดข้อด้อยของระบบระบายความร้อนแบบเดิม (ระบบน้ำหมุนเวียน) ซึ่งระบบระบายความร้อนที่ศึกษาวิจัยนี้ จะใช้อากาศเป็นตัวกลางในการระบายความร้อนออกจากโรงจักรไอน้ำโดยตรง การใช้อากาศระบายความร้อนจะส่งผลกระทบต่อโรงจักร เนื่องจากอากาศมีคุณสมบัติของการส่งผ่านความร้อนที่ต่ำกว่า และอุณหภูมิของอากาศแปรเปลี่ยนมากกว่าน้ำ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงเริ่มต้นด้วยการศึกษาถึงผลกระทบต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรกำลังไอน้ำ เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของไอน้ำในเครื่องควบแน่น จากนั้นจะสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายพฤติกรรมของระบบ (ยังไม่พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน) และได้ใช้ผลคำนวณเชิงตัวเลขจากโปรแกรมวิเคราะห์การไหลสำเร็จรูป “ANSYS CFX-12.0” ตรวจสอบผลลัพธ์ที่ได้อีกทางหนึ่ง เพื่อให้มั่นใจในแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้น เมื่อมั่นใจในผลลัพธ์ที่ได้แล้ว จะได้นำสมการที่จำลองขึ้นไปใช้วิเคราะห์ระบบร่วมกับปฏิสัมพันธ์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากวรรณกรรม รวมทั้งการวิเคราะห์หามิติและขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมที่สุด และสุดท้ายจะทำการศึกษาผลกระทบเนื่องจากสถานะการทำงานของระบบที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ

ในบทนี้จะประกอบด้วยขั้นตอนการทำงานต่าง ๆ ที่ได้ทำการศึกษาวิจัย ดังนี้

- 1) การทดสอบโปรแกรม ANSYS CFX-12.0
- 2) ผลกระทบของอุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่นต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรกำลังไอน้ำ
- 3) การจำลองการไหลในระบบปล่องลมร้อน
- 4) การจำลองการไหลและการถ่ายเทความร้อน ของระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน
- 5) การจำลองผลกระทบของสถานะการทำงานที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบของระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน

3.2 การทดสอบโปรแกรม ANSYS CFX-12.0

การทดสอบโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 มีขึ้นเพื่อสร้างความมั่นใจในความถูกต้องของผลคำนวณที่ได้จากโปรแกรมฯ ก่อนที่จะนำไปใช้จำลองการไหลในปล่องลมร้อนจริง สำหรับใช้เปรียบเทียบยืนยันผลทำนายจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้น ซึ่งความจริงแล้วโปรแกรมถูกทดสอบมาเป็นอย่างดี ก่อนที่จะนำออกสู่ตลาดที่ใช้งานในด้านอุตสาหกรรมและการศึกษาวิจัยกันอย่างกว้างขวาง แต่อย่างไรก็ดีเพื่อเพิ่มความมั่นใจในการใช้โปรแกรม งานนี้จึงได้ทำการทดสอบโปรแกรมกับปัญหาแรงลอยตัวพื้นฐาน “การพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง” (Natural Convection Over Vertical Plate) ที่สามารถหาผลเฉลยแม่นยำได้ จากนั้นจะทำการจำลองการไหลในระบบปล่องลมร้อน พร้อมทั้งเปรียบเทียบผลลัพธ์กับสมการเชิงทฤษฎี

ผลการทดสอบพบว่าโปรแกรม CFX มีข้อผิดพลาดสำคัญ คือโปรแกรมไม่ได้พิจารณาพจน์พลังงานลอยตัว (gprv) ในสมการพลังงานของการจำลองปัญหาแรงลอยตัว เป็นเหตุให้ผลคำนวณเกิดความผิดพลาด ซึ่งจะได้นำเสนอในรายละเอียดต่อไป

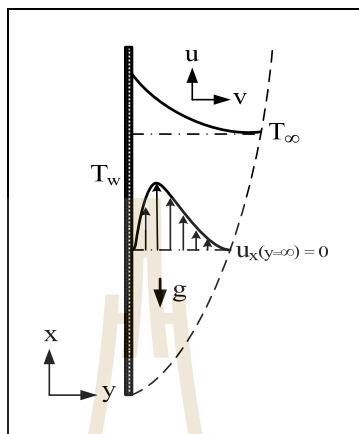
3.2.1 การพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง

การทดสอบโปรแกรม ANSYS CFX กับปัญหาการพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง เคยนำเสนอไว้แล้วในวิทยานิพนธ์ของ พรสวรรค์ ทองใบ (2546) ที่ได้ใช้โปรแกรม CFX-5.0 เนื่องจากโปรแกรมที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นเวอร์ชันที่ใหม่กว่า (CFX-12.0) ซึ่งจะแตกต่างจากเดิมพอสมควร ดังนั้นผู้วิจัยจึงได้ทำการทดสอบโปรแกรมกับปัญหานี้ซ้ำอีกครั้ง ซึ่งเป็นการเพิ่มทักษะการใช้โปรแกรมของผู้วิจัยก่อนการใช้งานโดยปริยาย

ในการกำหนดขอบเขตโดเมนของปัญหา การแบ่งเมช (Mesh) รวมถึงการกำหนดค่าเงื่อนไขขอบเขตต่าง ๆ (Boundary Conditions) จะเลือกจำลองเฉพาะการกำหนดค่าต่าง ๆ ที่ให้ผลลัพธ์ที่แม่นยำที่สุด (พรสวรรค์ ทองใบ, 2546) และจะกำหนดใช้ค่าที่เท่ากันด้วย ทั้งนี้เพื่อให้กระชับในการนำเสนอในส่วนนี้ รายละเอียดอื่น ๆ สามารถศึกษาเพิ่มเติมได้จากงานวิจัยดังกล่าว ซึ่งการทดสอบโปรแกรมในส่วนนี้จะเน้นจะเป็นการจำลองการไหลใน “ปล่องลมร้อน” ที่จะได้ชี้ให้เห็นถึงความผิดพลาดบางประการของโปรแกรมฯ ซึ่งจะได้นำเสนอในหัวข้อถัดไป

ลักษณะของปัญหาการพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้งที่ใช้พิจารณา นี้ จะกำหนดให้อุณหภูมิของแผ่นร้อนเท่ากันตลอดทั้งแผ่น (T_w) ที่มีค่าสูงกว่าอุณหภูมิของอากาศรอบนอก (T_∞) ผลจากความแตกต่างของอุณหภูมิทำให้อากาศใกล้แผ่นร้อนเกิดการไหลลอยตัวขึ้น (ผลจากแรงลอยตัว) ซึ่งการไหลนี้จะเกิดในชั้นผิวบาง (Boundary Layer) และปัญหานี้สามารถหาผลเฉลยแม่นยำได้ด้วยการวิธีความเสมือน (Similarity Method) (Kays and Crawford, 1993)

เหตุผลที่ใช้ปัญหานี้ทดสอบโปรแกรมฯ ก่อนที่จะนำไปใช้จำลองการไหลในระบบปล่องลมร้อน คือ กลไกการไหลในทั้งสองปัญหาเป็นแบบเดียวกัน (การพาความร้อนธรรมชาติ และเป็นการไหลในแนวตั้ง) และเหตุผลอีกประการ คือปัญหานี้สามารถหาผลเฉลยแม่นยำได้



รูปที่ 3.1 ชั้นขีดผิวบางของปัญหาการพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง

3.2.1.1 การจำลองปัญหาแผ่นร้อนด้วยโปรแกรม ANSYS CFX-12.0

โปรแกรม ANSYS CFX-12.0 เป็นโปรแกรมที่ใช้ในการแก้สมการควบคุม (Governing Equations) ของปัญหาการไหลที่อยู่ในรูปสมการอนุพันธ์ย่อย (Partial Differential Equation Form) ด้วยกรรมวิธีปริมาตรจำกัด (Finite Volume Method) ใน 3 มิติ สมการความต่อเนื่อง (อนุรักษ์มวล)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (3.1)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

$$\frac{\partial (\rho \vec{U})}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} \otimes \vec{U}) = -\vec{\nabla} \cdot P + \vec{\nabla} \cdot \tau + \vec{S}_M \quad (3.2)$$

$$\text{เมื่อ } \tau = \mu \left(\vec{\nabla} \cdot \vec{U} + (\vec{\nabla} \cdot \vec{U})^T - \frac{2}{3} \delta \vec{\nabla} \cdot \vec{U} \right)$$

สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial P}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} \cdot h_{tot}) = \vec{\nabla} \cdot (k \vec{U} \cdot T) - \vec{\nabla} \cdot (\vec{U} \cdot \tau) + \vec{U} \cdot \vec{S}_M + S_E \quad (3.3)$$

$$\text{เมื่อ } h_{tot} = h + \frac{1}{2} U^2$$

ปัญหาที่ใช้พิจารณานี้จะเป็นการไหลเนื่องจากแรงลอยตัว พจน์ของพลังงานลอยตัวจะเป็นดังสมการที่ (3.4) ซึ่งจะถูกแทนในพจน์ $\vec{S}_M$ ในสมการที่ (3.2) และ (3.3)

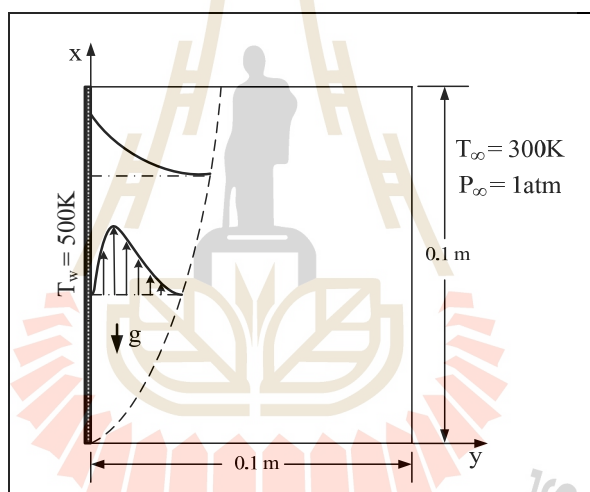
$$\vec{S}_M = (\rho - \rho_{ref}) \vec{g} \quad (3.4)$$

การจำลองปัญหาประเภทการไหลด้วยแรงลอยตัว ในตัวโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 จะมีแบบจำลองแรงลอยตัวให้เลือกใช้อยู่ 2 แบบจำลอง ได้แก่ Boussinesq Model และ Full Buoyancy Model ซึ่งแบบจำลองทั้งสองจะมีความต่างกัน คือ แบบจำลองแบบแรก (Boussinesq Model) จะเหมาะสำหรับปัญหาที่ค่าความหนาแน่นเปลี่ยนแปลงไม่มากนักจนสามารถประมาณได้ว่าความหนาแน่นไม่เปลี่ยนแปลง ซึ่งพจน์ของการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นในสมการที่ (3.4) จะถูกประมาณเป็น $(\rho - \rho_{ref}) \approx -\rho_{ref} \beta (T - T_{ref})$ เมื่อ β คือสัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงความร้อน (Volumetric Thermal Expansion Coefficient) ผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองนี้คือ ค่าความหนาแน่นทั้งโดเมนของปัญหาจะเท่ากันทั้งโดเมนและเท่ากันกับค่าอ้างอิงที่กำหนดใช้ (ρ_{ref}) ส่วนแบบจำลอง Full Buoyancy Model พจน์ของการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นในสมการที่ (3.4) จะพิจารณาตามความสัมพันธ์ของอุณหภูมิและความดันที่เปลี่ยนไป (เป็นไปตามสมการสถานะ (Equation of State) ของอากาศที่กำหนดให้เป็นแก๊สอุดมคติ) ซึ่งในการจำลองปัญหานี้ จะใช้แบบจำลองแรงลอยตัวเป็นแบบ Boussinesq Model เนื่องจากเป็นวิธีเดียวกันกับผลเฉลยแม่นยำตรง

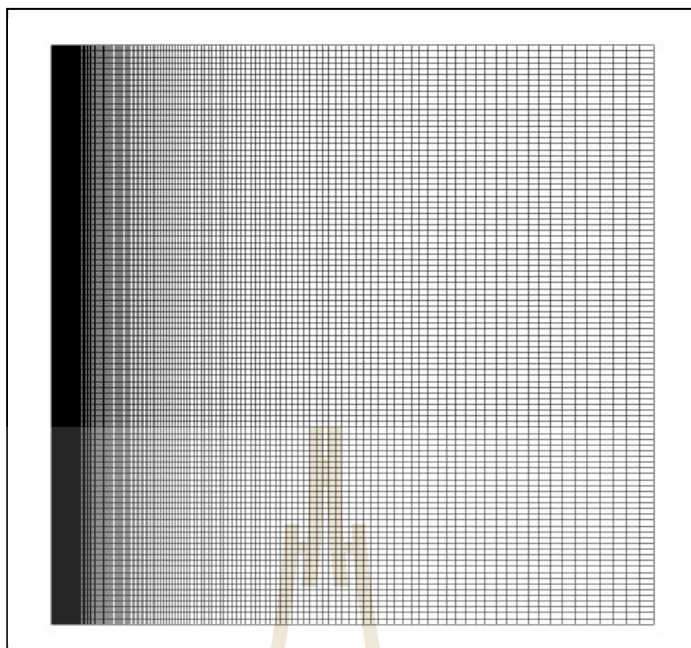
ขอบเขตโดเมนของปัญหาที่ใช้พิจารณา กำหนดใช้ความยาวของแผ่นร้อนเท่ากับ 0.1 m (ทิศแกน x) และความยาวในทิศตรงข้ามแผ่นร้อน (ทิศแกน y) เท่ากับ 0.1 m เช่นกัน (ดังรูปที่ 3.2) เนื่องจากโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 สามารถวิเคราะห์ได้เฉพาะปัญหาใน 3 มิติเท่านั้น แต่ปัญหาที่พิจารณานี้เป็นปัญหา 2 มิติ (x, y) ดังนั้นจะต้องกำหนดขอบเขตโดเมนที่ใช้พิจารณาให้เป็น 3 มิติ โดยการเพิ่มมิติความลึก (ทิศแกน z) และกำหนดใช้เท่ากับ 0.001 m ซึ่งระนาบ (Plane) ของความลึกที่เพิ่มขึ้นนี้จะถูกพิจารณาให้เป็น Symmetry Plane ซึ่งจะให้ผลลัพธ์

เท่ากันกับการจำลองแบบ 2 มิติทุกประการ ขนาดขอบเขตโดเมนที่ใช้พิจารณานี้จะเท่ากันกับ พรสวรรค์ ทองใบ (2546)

ขนาดของเมช (Mesh) ที่ใช้ในการคำนวณในครั้งนี้ถูกสร้างขึ้นจาก โปรแกรม “ANSYS Meshing” โดยสร้างเป็นเมชแบบสี่เหลี่ยมลูกบาศก์ (Hexahedral Mesh) ที่มีความหนาในทิศทาง z เท่ากับ 1 เมช และกำหนดให้จำนวนเมชทางแนวแกน x เท่ากับ 100 เมช กระจายตัวสม่ำเสมอ และกำหนดให้จำนวนเมชทางแนวแกน y เท่ากับ 200 เมช บริเวณใกล้แผ่นร้อนเมชจะมีความหนาแน่นเป็นพิเศษโดยใช้สัดส่วนเป็น 100 เท่าของเมชที่ระยะไกล ดังแสดงในรูปที่ 3.3 ขนาดต่าง ๆ ที่กำหนดจะละเอียดกว่าเมชที่ดีที่สุดของ พรสวรรค์ ทองใบ (2546) (ให้ผลลัพธ์แม่นยำที่สุด) กล่าวคือเมชที่ใช้จำนวนเมชทางแนวแกน x จะมากกว่าสองเท่า ส่วน แกน y จะเท่ากัน



รูปที่ 3.2 ขนาดของโดเมนของปัญหาแผ่นร้อน ที่ใช้ในการจำลองด้วย CFX-12.0 ($z = 0.001$ m)



รูปที่ 3.3 เมชของปัญหาแผ่นร้อน ที่ใช้คำนวณด้วย CFX-12.0 ขนาด 100×200 เมช
(20,000 เอเลเมนต์, 40,602 โหนด)

การกำหนดค่าเงื่อนไขขอบเขต ในตัวโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 จะมีชนิดของเงื่อนไขขอบเขตทั้งหมด 5 ประเภท ให้เลือกใช้ตามความเหมาะสม ดังนี้

Inlet: เป็นการกำหนดให้ของไหลไหลเข้าโดเมนได้เท่านั้น โดยของไหลภายนอกจะไหลเข้าโดเมนผ่านด้านที่กำหนด

Outlet: เป็นการกำหนดให้ของไหลไหลออกจากโดเมนได้เท่านั้น โดยของไหลภายในโดเมนจะไหลออกผ่านด้านที่กำหนด

Opening: เป็นการกำหนดที่ยอมให้ของไหลไหลเข้าหรือออกจากโดเมนก็ได้ โดยผ่านด้านที่กำหนด

Wall: เป็นการกำหนดให้ด้านนั้น ๆ มีคุณสมบัติเป็นผนัง โดยของไหลจะไม่สามารถไหลผ่านเข้าหรือออกจากด้านที่กำหนดได้

Symmetry Plane: เป็นการกำหนดให้ด้านนั้น ๆ ทำหน้าที่เปรียบเสมือนกระจกสะท้อนค่าคุณสมบัติต่าง ๆ และพฤติกรรมของการไหลภายในโดเมนที่คำนวณได้ ไปยังด้านตรงข้ามของด้านที่กำหนด ซึ่งเป็นค่าที่เท่ากัน เงื่อนไขขอบเขตชนิดนี้จะเหมาะสมสำหรับปัญหาที่มีความสมมาตร ใช้เพื่อให้ประหยัดเวลาในการคำนวณ

ภายในเงื่อนไขขอบเขตแต่ละชนิดจะมีทางเลือก (Options) ต่าง ๆ ให้เลือกใช้เพื่อแจกแจงรายละเอียดของเงื่อนไขขอบเขตชนิดนั้น ๆ ลงไปอีก สำหรับการกำหนดค่าเงื่อนไขขอบเขต ของปัญหาการพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง กำหนดดังนี้ (พิจารณารูปที่ 3.2 ประกอบ)

- **พื้นผิวของแผ่นร้อน:** กำหนดให้เป็น “Wall” แบบ No-Slip Wall > Fixed Temperature พร้อมกำหนดค่าอุณหภูมิเท่ากับ 500 K ความหมายคือ ของไหลที่ติดกับระนาบนี้จะไม่ลื่นไถล (No-Slip Condition) และมีความเร็วเท่ากับศูนย์ (ผนังหยุดนิ่ง) และอุณหภูมิคงที่สม่ำเสมอทั้งระนาบเท่ากับค่าที่กำหนด

- **ด้านตรงข้ามแผ่นร้อน:** กำหนดให้เป็น “Opening” พร้อมกำหนดค่าความดันรวม (Total Pressure) สัมพัทธ์เท่ากับศูนย์ ทิศทางการไหลตั้งฉากกับระนาบ และกำหนดค่า Opening Temperature เท่ากับ 300 K (เท่ากันกับอุณหภูมิของอากาศรอบนอกที่ระยะไกล; T_∞) ความหมายคือ ระนาบจะยอมให้ของไหล ไหลเข้าหรือออกจากระนาบก็ได้ ซึ่งถ้าของไหลไหลเข้าโปรแกรมจะเลือกให้ความดันเป็นแบบความดันรวม และอุณหภูมิที่ไหลเข้าจะเท่ากับค่า Opening Temperature ที่กำหนด และหากเป็นการไหลออกโปรแกรมจะเลือกความดันเป็นความดันสถิต และอุณหภูมิจะทำการประมาณ (Interpolate) จากเอเลเมนต์ก่อนหน้า ซึ่งในระหว่างที่ประมวลผลโปรแกรมจะพิจารณาเลือกให้อย่างอัตโนมัติ

- **พื้นผิวด้านล่างของโดเมน:** กำหนดให้เป็น “Inlet” พร้อมกำหนดค่าความดันรวมสัมพัทธ์เท่ากับศูนย์ ทิศทางการไหลตั้งฉากกับระนาบ และกำหนดค่าอุณหภูมิเท่ากับสิ่งแวดล้อมรอบนอก (300 K) ความหมายคือ ที่ระนาบนี้จะมีอากาศแวดล้อม (T_∞) ไหลเข้ามาในโดเมน เพื่อแทนที่อากาศร้อนที่ไหลลอยตัวออกไป ตามกฎอนุรักษ์มวล

- **พื้นผิวด้านบนของโดเมน:** กำหนดให้เป็น “Outlet” พร้อมกำหนดค่าความดันสถิตสัมพัทธ์เท่ากับศูนย์ และมีทิศทางการไหลตั้งฉากกับระนาบ ความหมายคือ ที่ระนาบนี้ค่าความดันจะเท่ากันกับความดันบรรยากาศที่ระดับความสูงเท่ากัน

- **พื้นผิวทั้งสองด้านที่ตั้งฉากกับแกน z:** กำหนดให้ระนาบทั้งสองเป็น “Symmetry Plane”

3.2.1.2 ผลลัพธ์จากการจำลองปัญหาแผ่นร้อนในแนวตั้ง

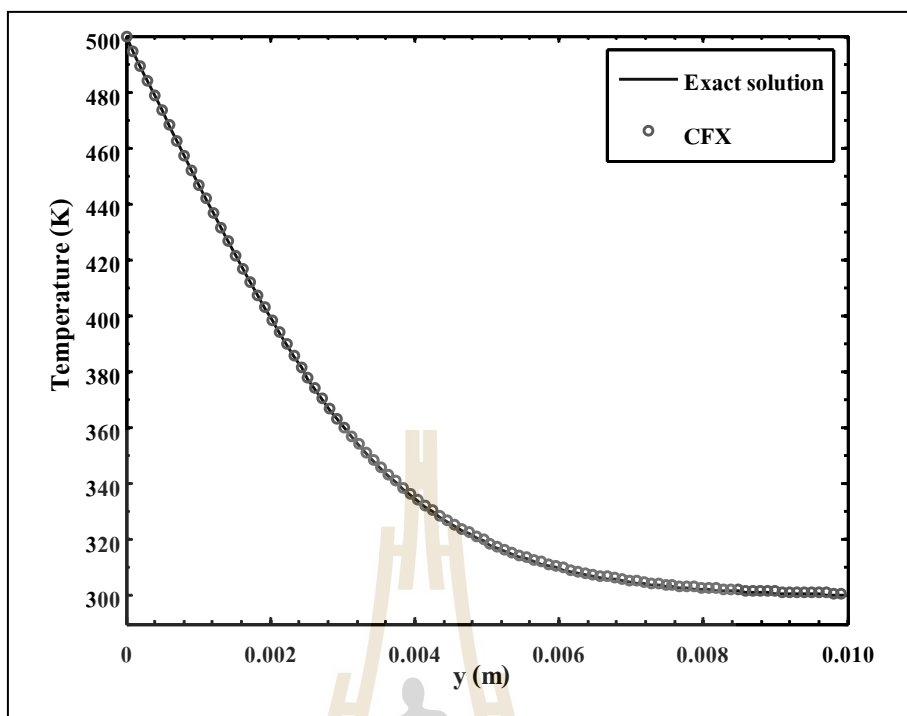
การจำลองปัญหาการพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง ด้วยโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 ค่าต่าง ๆ ที่กำหนดใช้เป็นดังที่กล่าวข้างต้น ผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลอง ได้ถูกแสดงผลเปรียบเทียบกับผลเฉลยแม่นยำตรง ดังที่แสดงในรูปที่ 3.4-3.6 ที่เป็นผลคำนวณค่าอุณหภูมิ ความเร็ว และอุณหภูมิ-ความเร็วไร้มิติ ตามลำดับ ซึ่งตัวแปรไร้มิติต่าง ๆ เป็นดังนี้

$$\text{อุณหภูมิไร้มิติ: } \theta(\eta) = \frac{T - T_\infty}{T_w - T_\infty}$$

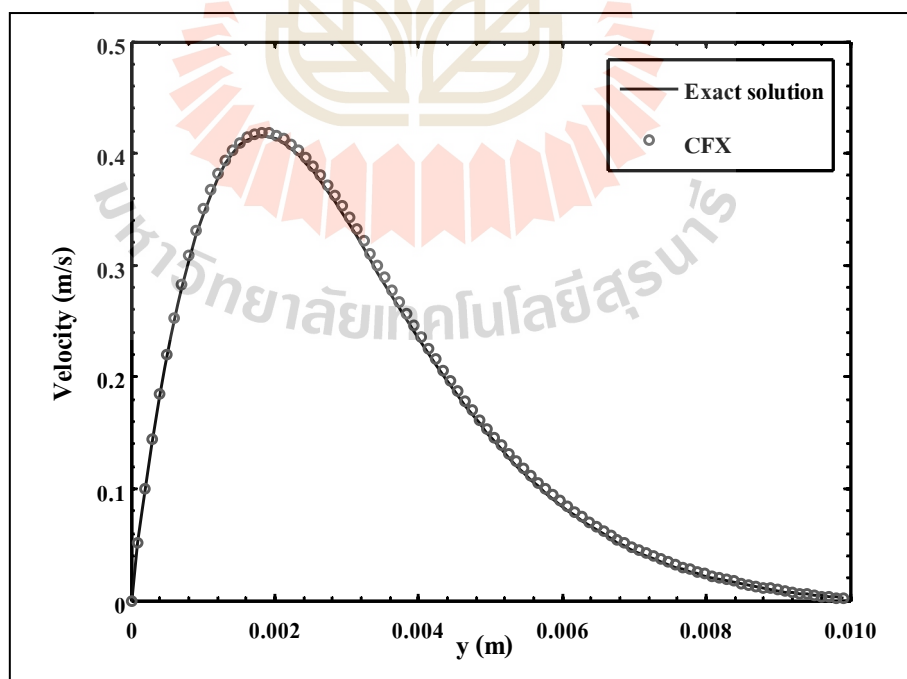
$$\text{ความเร็วไร้มิติทางแกน x: } F'(\eta) = \frac{u}{\sqrt{\beta g (T_w - T_\infty) x}}$$

$$\text{ความยาวไร้มิติ: } \eta = \frac{y}{x} Gr_x^{0.5}$$

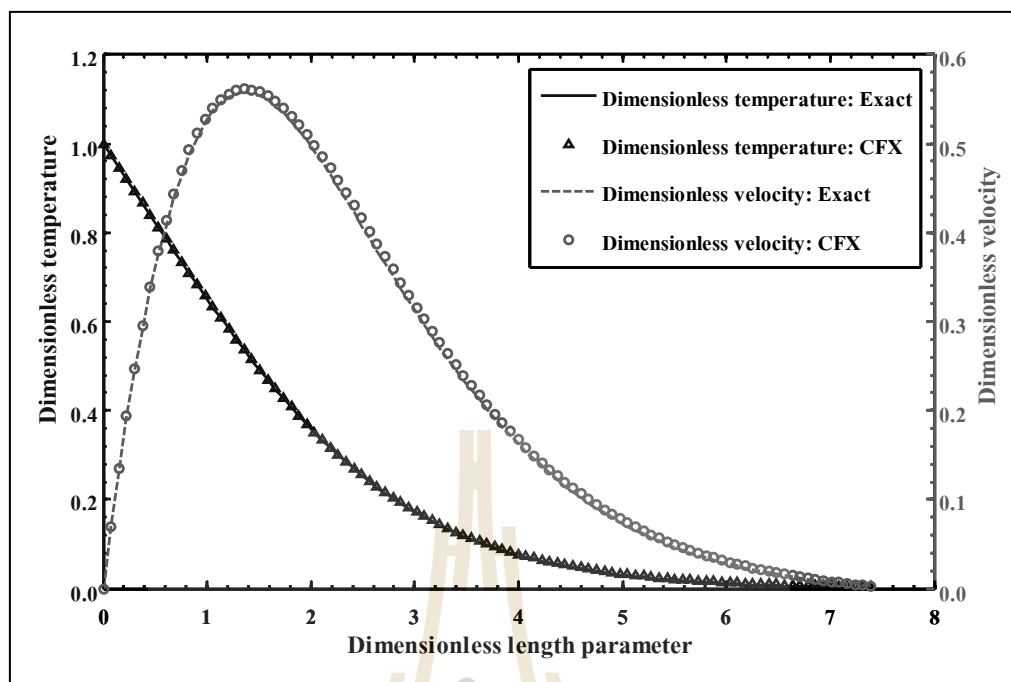
จะพบว่าผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรมฯ มีความสอดคล้องกันดีกับผลเฉลยแม่นยำ และมีค่าต่างกันสูงสุดประมาณ 0.204% และ 1.664% ของผลคำนวณค่าอุณหภูมิและความเร็ว ตามลำดับ และผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองในครั้งนี้ก็มีความสอดคล้องกับผลจำลองของพรสวรรค์ ทองใบ (2546) เช่นกัน ดังนั้นจึงสามารถสรุปได้ว่า ผลลัพธ์จากโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 มีความแม่นยำในระดับที่สามารถยอมรับได้ ซึ่งทำให้เกิดความมั่นใจก่อนที่จะนำโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 ไปใช้จำลองการไหลในระบบปล่องลมร้อนต่อไป



รูปที่ 3.4 ผลคำนวณค่าอุณหภูมิจาก CFX-12.0 เทียบต่อผลเฉลยแม่นยำตรง ($Pr = 0.711$, $x = 0.085$ m)



รูปที่ 3.5 ผลคำนวณค่าความเร็วจาก CFX-12.0 เทียบต่อผลเฉลยแม่นยำตรง ($Pr = 0.711$, $x = 0.085$ m)



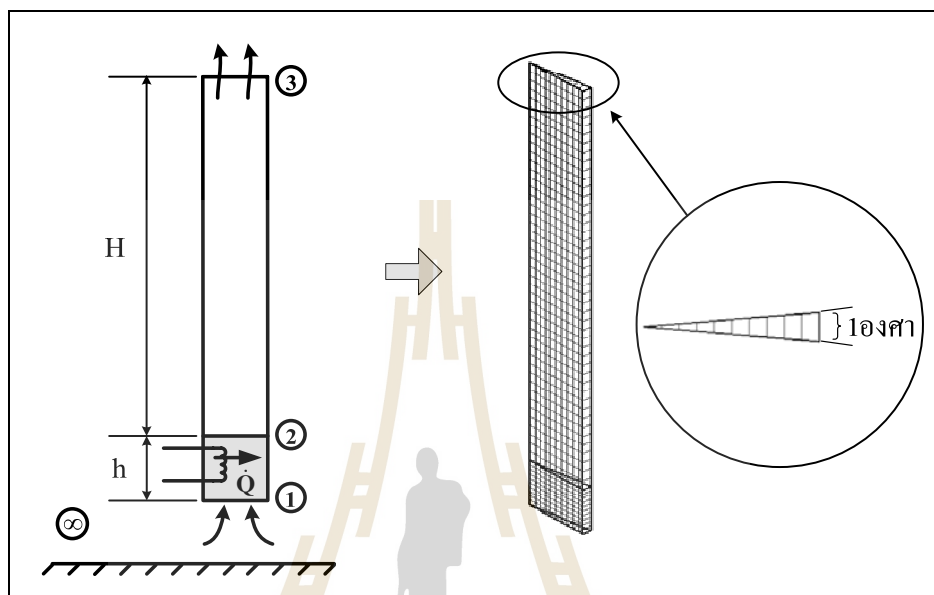
รูปที่ 3.6 ผลคำนวณความเร็วไร้มิติ และอุณหภูมิไร้มิติจาก CFX-12.0
เทียบกับผลเฉลยแม่นยำตรง ($Pr = 0.711$, $x = 0.085$ m)

3.2.2 ผลของพลังงานลอยตัวต่อความแม่นยำของการคำนวณการไหลผ่านปล่องลมร้อน

การจำลองการไหลในระบบปล่องลมร้อนเชิงตัวเลข (CFD) ด้วยโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 มีขึ้นเพื่อใช้ผลการคำนวณเชิงตัวเลข ช่วยยืนยันผลคำนวณจากการจำลองระบบปล่องลมร้อนในเชิงทฤษฎี หากผลการเปรียบเทียบเป็นที่น่าพอใจ จักได้นำสมการเชิงทฤษฎีไปใช้จำลองระบบให้ลึกซึ้งยิ่งขึ้นต่อไปได้อย่างมั่นใจ เหตุผลที่หยิบยกหัวข้อนี้มานำเสนอในการทดสอบโปรแกรมฯ เพราะผู้วิจัยพบข้อผิดพลาดบางประการของผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองด้วยโปรแกรมฯ ในการจำลองการไหลในระบบปล่องลมร้อน ทั้งนี้เพื่อจะได้ชี้ให้เห็นถึงรายละเอียดของข้อผิดพลาดและวิธีการแก้ไขให้ผลคำนวณมีความถูกต้องแม่นยำมากยิ่งขึ้น (ในหัวข้อที่ 3.4 จะใช้เปรียบเทียบกับผลคำนวณเชิงทฤษฎี รวมทั้งจะศึกษาถึงผลกระทบอื่น ๆ ต่อระบบ ซึ่งจะไม่สะดวกหากจะกล่าวถึงรายละเอียดข้อผิดพลาดในที่นี้)

ลักษณะของปล่องลมที่เลือกพิจารณาจะเป็นปล่องตรงที่มีพื้นที่หน้าตัดกลม ในแนวตั้งการจำลองเชิงตัวเลขด้วยโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 จะใช้พื้นที่การคำนวณ (Domain) เพียง 1° (จากทั้งหมด 360°) ทั้งนี้เพราะเป็นการสมมาตรรอบแกน (Axis Symmetry) ดังแสดงในรูปที่ 3.7 ขนาดของเมชในรูปที่ 3.7 ถูกขยายให้ใหญ่เกินความเป็นจริงเพื่อให้ง่ายแก่การมองเห็น

(ขนาดของเมชที่ใช้คำนวณจริง ถูกแสดงในตารางที่ 3.1 ในหัวข้อที่ 3.4) ขนาดค่าต่าง ๆ ที่ใช้ในการคำนวณจะใช้ค่าที่เท่ากันกับที่ใช้ในหัวข้อที่ 3.4 ซึ่งรายละเอียดและเหตุผลจะอธิบายในหัวข้อดังกล่าวต่อไป



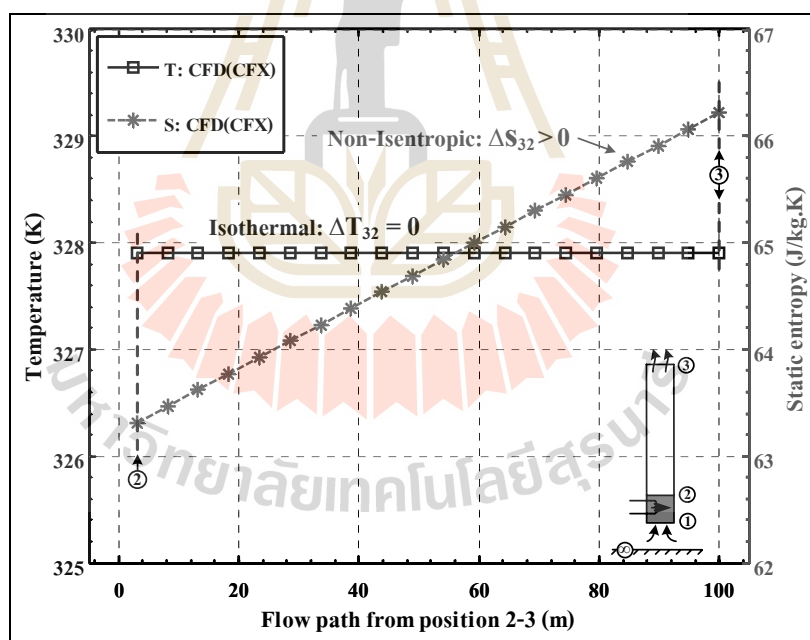
รูปที่ 3.7 ภาพจำลองปล่องลมหน้าตัดกลมตรง ด้วยโมเดลเมช 1 องศา Axis-Symmetry

ลักษณะของปัญหาปล่องลมร้อน คือ อากาศเย็นได้ปล่องลมได้รับพลังงานความร้อนทั้งจากโรงจักรไอน้ำดันกำลังปริมาณ $\dot{Q}$ จะส่งผลให้อุณหภูมิสูงขึ้นแล้วลอยตัวออกสู่ปลายปล่องลมด้วยวิธีการพาความร้อนธรรมชาติ ในการจำลองปัญหานี้จะไม่พิจารณาผลกระทบของแรงเสียดทานที่ผนังของปล่องลม (เหตุผลอธิบายในหัวข้อที่ 3.4) ซึ่งการจำลองการไหลของอากาศในปล่องลมในรูปที่ 3.7 จะเป็นดังนี้

อากาศที่ไหลในปล่องลมกำหนดให้เป็นแก๊สอุดมคติ แบบจำลองแรงลอยตัวเลือกใช้แบบ Full Buoyancy Model สำหรับการกำหนดค่าขอบเขต (Boundary Condition) ทางเข้าของปล่องลม กำหนดให้เป็น “Inlet” พร้อมกำหนดค่าความดันรวม (Total Pressure) และอุณหภูมิที่ด้านบนของปล่องลมให้เป็น “Outlet” พร้อมกำหนดค่าความดันสถิต (Static Pressure) ส่วนด้านข้างกำหนดให้เป็น “Symmetry Plane” สำหรับบริเวณผนังปล่องกำหนดให้เป็น “Wall” แบบ Adiabatic Free-Slip Wall ที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนที่ผนังและไม่คิดผลของแรงเสียดทาน ส่วนการจำลองบริเวณรับความร้อนที่นั่นได้สร้างเป็น “Sub-Domain” แล้วกำหนดให้เป็นแหล่งกำเนิดพลังงาน (Energy Source) พร้อมกำหนดค่า Energy Source ให้มีขนาดเท่ากับพลังงานความร้อน

ที่อากาศดูดซับออกจากเครื่องจักรไอน้ำ และสุดท้ายบริเวณหน้าสัมผัสของโดเมนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับปล่องลมกำหนดให้เป็น “Domain Interface” แบบ Conservative Interface Flux (ค่าต่าง ๆ ที่กำหนดจะอธิบายในหัวข้อที่ 3.4)

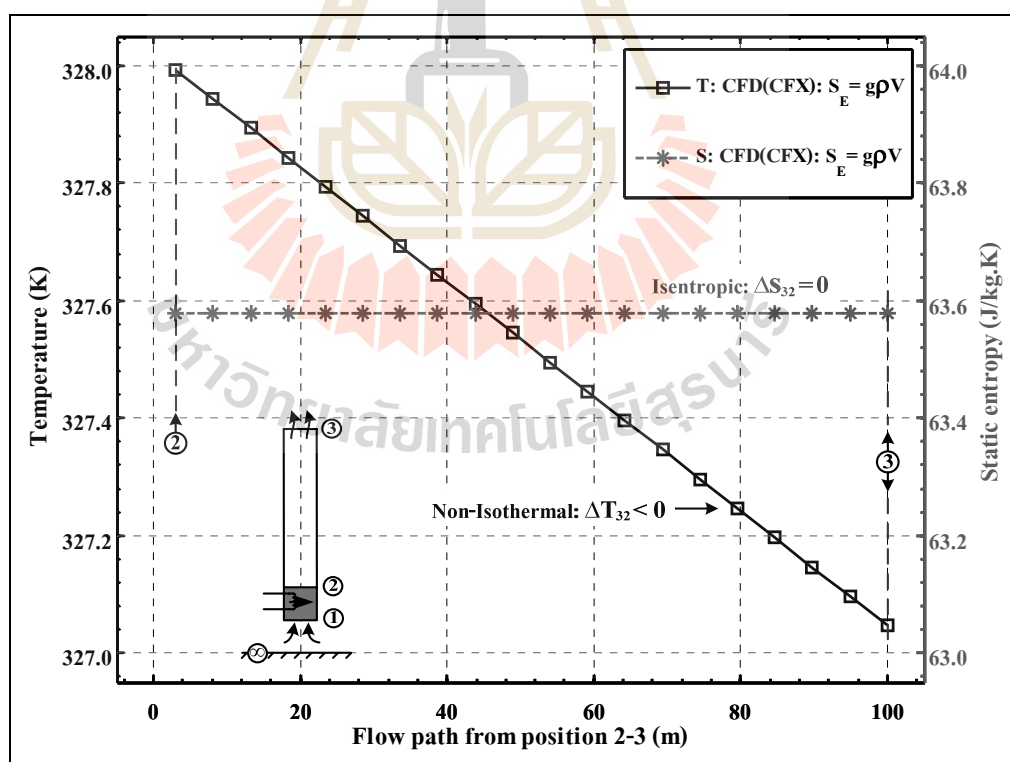
การจำลองระบบที่กล่าวมาข้างต้น น่าจะเพียงพอสำหรับการคำนวณด้วยโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 แต่ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณกลับพบว่ามีผลผิดพลาดในเชิงคุณภาพและเชิงปริมาณ กล่าวคือผลการทำนายการไหลในช่วงปล่องลม (ช่วง 2-3 ตามรูปที่ 3.7) ไม่เป็นการไหลแบบ Isentropic แต่เป็นการไหลแบบ Isothermal (อุณหภูมิคงที่) (ความผิดพลาดเชิงคุณภาพ) ดังผลลัพธ์ในรูปที่ 3.8 ซึ่งในการจำลอง CFD นั้น ได้กำหนดให้การไหลในช่วง 2-3 ไม่มีการส่งผ่านความร้อนกับสิ่งแวดล้อมและไม่เกิดการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน ดังนั้นจะทำให้การไหลในช่วง 2-3 เป็นการไหลแบบ Isentropic แต่ผลคำนวณจากโปรแกรมฯ กลับพบว่าไม่เป็น Isentropic และค่าความผิดพลาดนี้จะเพิ่มมากขึ้นเมื่อปล่องลมมีความสูงเพิ่มขึ้นและมีค่าน้อยมากในกรณีความสูงปล่องไม่มากนัก จนแทบจะสังเกตไม่ได้ในเชิงปริมาณ (ผลลัพธ์ในรูปที่ 3.10 – 3.13)



รูปที่ 3.8 ผลคำนวณค่าเอนโทรปีและอุณหภูมิ ช่วง 2-3 จาก CFX-12.0
(การจำลองแบบปกติ) (ปล่องสูง 100 m)

จากการสืบหาเหตุผลของความผิดพลาดนี้เป็นเวลานาน (ประมาณหนึ่งปี) พบว่าโปรแกรมฯ ไม่ได้พิจารณาพจน์พลังงานลอยตัว (Buoyant Energy) ดังนั้นท่านอาจารย์ที่ปรึกษาจึงได้แนะนำให้เพิ่มพจน์ดังกล่าว (gpv) เข้าไปเป็น Source Term ในสมการพลังงาน ซึ่งผู้วิจัยได้นำแนวคิดมาทำการเขียนโค้ดคำสั่งบน User CEL Functions ในโปรแกรม CFX พบว่าการกระทำดังกล่าว ทำให้ผลลัพธ์ที่ได้เป็นการไหลแบบ Isentropic และอุณหภูมิลดลงตลอดความสูงปล่องที่เพิ่มขึ้น ดังผลลัพธ์ที่แสดงในรูปที่ 3.9 ซึ่งจะพบว่าผลคำนวณมีความถูกต้องมากขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับผลคำนวณในการจำลองแบบปกติ (รูปที่ 3.8 และรูปที่ 3.12) ที่เป็นการไหลแบบอุณหภูมิคงที่ ถึงแม้ว่าความสูงของปล่องลมจะสูงเพิ่มขึ้นก็ตาม และไม่เป็นการไหลแบบ Isentropic ด้วย

หากพิจารณาจากสมการควบคุมของ ANSYS CFX-12.0 ในสมการที่ (3.3) จะดูเหมือนว่าพจน์ดังกล่าว (gpv) ได้ถูกพิจารณาในรูปของพจน์ $\vec{U} \cdot \vec{S}_M$ ซึ่ง $\vec{S}_M$ เป็นดังสมการที่ (3.4) แต่ผลคำนวณจากการจำลองข้างต้นกลับได้ผลลัพธ์ที่ไม่ถูกต้อง ซึ่งน่าจะสันนิษฐานได้ว่าโปรแกรมไม่ได้พิจารณาพจน์ดังกล่าวและน่าจะเป็นข้อผิดพลาดด้วย ซึ่งวิธีการแก้ไขข้อผิดพลาดดังกล่าวสามารถกระทำได้ตามวิธีการที่ได้กล่าวไว้แล้วในตอนต้น



รูปที่ 3.9 ผลคำนวณค่าเอนโทรปีและอุณหภูมิ ช่วง 2-3 จาก CFX-12.0
(เพิ่มพจน์ $S_E = gPV$) (ปล่องสูง 100 m)

เพื่อเป็นการพิสูจน์ว่า โปรแกรมฯ ไม่ได้พิจารณาพจน์พลังงานลอยตัว (gprv) เฉพาะในสมการพลังงาน เท่านั้น (แต่พจน์ดังกล่าวถูกพิจารณาในสมการโมเมนตัม) ผู้วิจัยได้ทำการสร้างสมการเชิงทฤษฎีจำลองการไหลของอากาศในช่วง 2-3 โดยที่ไม่ได้บังคับให้การไหลในช่วงนี้เป็นกระบวนการ Isentropic (การจำลองที่ใช้ในหัวข้อที่ 3.4) โดยจะพิจารณาทั้งสมการพลังงานและสมการโมเมนตัมร่วมกัน (ผู้วิจัยได้พิสูจน์แล้ว พบว่าผลลัพธ์ที่ได้ไม่มีความต่างกัน) ทั้งนี้เพื่อให้ง่ายในการที่จะเลือกพิจารณาหรือไม่พิจารณาพจน์ของพลังงานลอยตัวในสมการพลังงาน หรือสมการโมเมนตัม หรือทั้งคู่ เพื่อจะใช้เปรียบเทียบกับผลคำนวณจากโปรแกรมฯ ได้อย่างสะดวก

สมการเชิงทฤษฎีที่จำลองเพิ่มเติม คือ การไหลในช่วงปล่องลม (ช่วง 2-3) ส่วนสมการอื่น ๆ คงใช้เช่นเดียวกันกับในหัวข้อที่ 3.4 ซึ่งสมการที่จำลองขึ้น ได้แก่ สมการอนุรักษ์พลังงาน สมการอนุรักษ์โมเมนตัม สมการสถานะ สมการอนุรักษ์มวล และสมการความดันสถิตที่ปลายปล่อง ตามลำดับ ดังนี้

$$0 = c_p (T_3 - T_2) + \frac{1}{2} (V_3^2 - V_2^2) + g_E H \quad (3.5)$$

$$(P_2 - P_3) A_2 - \frac{\rho_2 + \rho_3}{2} g_M H A_2 = \rho_1 V_1 A_1 (V_3 - V_2) \quad (3.6)$$

$$\frac{P_2}{\rho_2 T_2} = \frac{P_3}{\rho_3 T_3} \quad (3.7)$$

$$A_2 \rho_2 V_2 = A_3 \rho_3 V_3 \quad (3.8)$$

$$P_3 = P_\infty - \rho_\infty g_M (H + h) \quad (3.9)$$

หมายเหตุ: นิยามสัญลักษณ์ของตัวแปร g

g_E คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก ที่ใช้คำนวณในสมการพลังงาน

g_M คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก ที่ใช้คำนวณในสมการโมเมนตัม

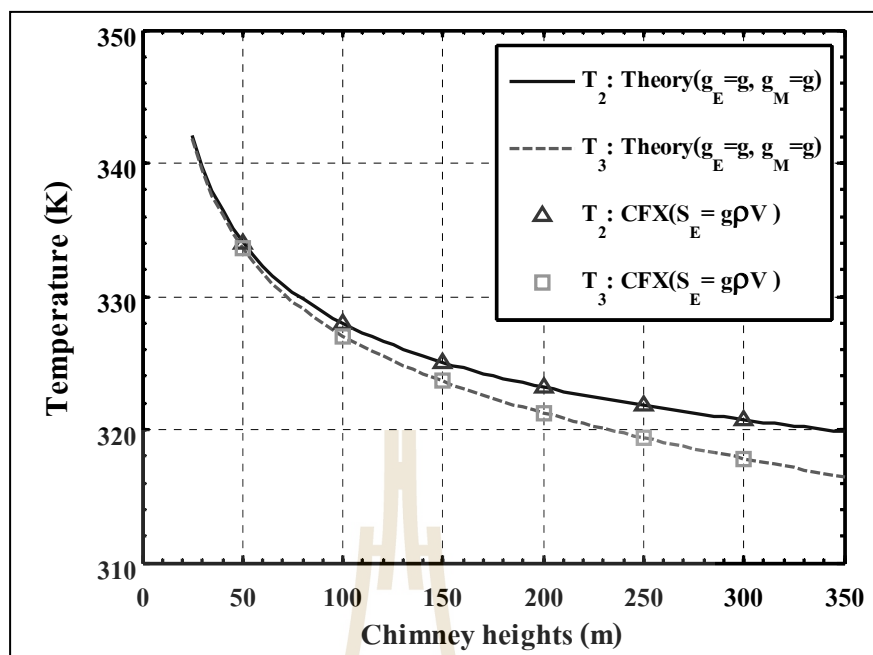
ถ้าหากจะพิจารณาพจน์พลังงานลอยตัวในสมการพลังงาน g_E จะเท่ากับ 9.81 m/s^2 และหากไม่พิจารณา g_E จะเท่ากับ 0 m/s^2 ซึ่งตัวแปร g_M ในสมการโมเมนตัมก็เช่นเดียวกัน

ผลลัพธ์และการอภิปรายผล

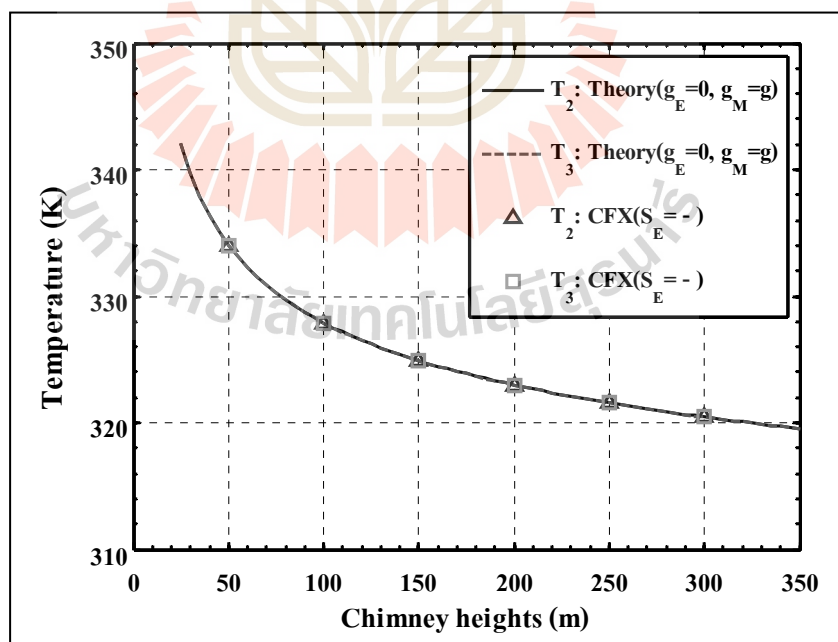
รูปที่ 3.10 – 3.13 เป็นตัวอย่างของผลคำนวณค่าตัวแปรพื้นฐานของอากาศ (ค่าอุณหภูมิ) โดยแสดงเปรียบเทียบกันระหว่างผลลัพธ์จากสมการเชิงทฤษฎีกับผลทำนายจากโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 ของปล่องลมขนาดความสูงต่าง ๆ จากกราฟจะพบข้อสังเกตที่น่าสนใจ ดังนี้ (ผลคำนวณตัวแปรพื้นฐานอื่น ๆ ได้แก่ ความดัน ความหนาแน่น และความเร็ว ผลลัพธ์ที่ได้มีแนวโน้มที่สอดคล้องกับผลคำนวณอุณหภูมิ จึงไม่ได้แสดงผลในที่นี้)

- 1) หากการจำลองทั้งสองวิธีเป็นแบบเดียวกัน ผลลัพธ์ที่ได้จะมีค่าที่เท่ากัน กล่าวคือ
 - 1.1) ถ้า สมการทฤษฎีพิจารณาพจน์ของพลังงานศักย์โน้มถ่วงในสมการพลังงาน ($g_E = g$) และ CFX จะต้องเพิ่มพจน์ g_{pv} ในสมการพลังงาน ด้วย (เขียนโค้ดคำสั่ง CEL เพิ่ม)
 - 1.2) ถ้า สมการทฤษฎีไม่ได้พิจารณาพจน์ของพลังงานศักย์โน้มถ่วงในสมการพลังงาน ($g_E = 0$) และ CFX จะต้องไม่เพิ่มพจน์ g_{pv} ในสมการพลังงาน ด้วย (CFX จำลองปกติ)
- 2) หากการจำลองทั้งสองวิธีไม่เป็นแบบเดียวกัน ผลลัพธ์ที่ได้จะไม่เท่ากัน กล่าวคือ
 - 2.1) ถ้า สมการทฤษฎีพิจารณาพจน์ของพลังงานศักย์โน้มถ่วงในสมการพลังงาน ($g_E = g$) และ CFX ที่ไม่ได้เพิ่มพจน์ g_{pv} ในสมการพลังงาน
 - 2.2) ถ้า สมการทฤษฎีไม่ได้พิจารณาพจน์ของพลังงานศักย์โน้มถ่วงในสมการพลังงาน ($g_E = 0$) และ CFX ที่เพิ่มพจน์ g_{pv} ในสมการพลังงาน

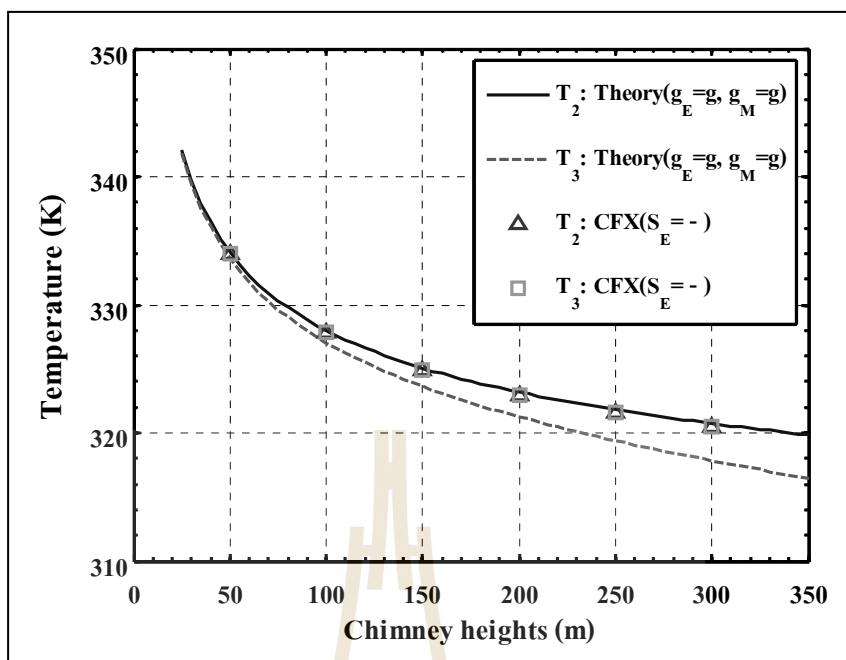
จากข้อสังเกตข้างต้นจะได้ข้อสรุปว่า การจำลองปัญหาแรงลอยตัวแบบปกติของโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 พจน์ของพลังงานลอยตัว $\vec{S}_M = (\rho - \rho_{ref}) \vec{g}$ จะไม่ถูกพิจารณาในสมการพลังงาน แต่จะถูกพิจารณาเฉพาะในสมการโมเมนตัม เท่านั้น จึงเป็นเหตุที่ทำให้ผลคำนวณเกิดความผิดพลาดทั้งในเชิงปริมาณและเชิงคุณภาพ วิธีการแก้ไขผู้ใช้โปรแกรมจะต้องเพิ่มพจน์ g_{pv} ในสมการพลังงานก่อน ด้วยการเขียนโค้ดคำสั่งบน User CEL Functions



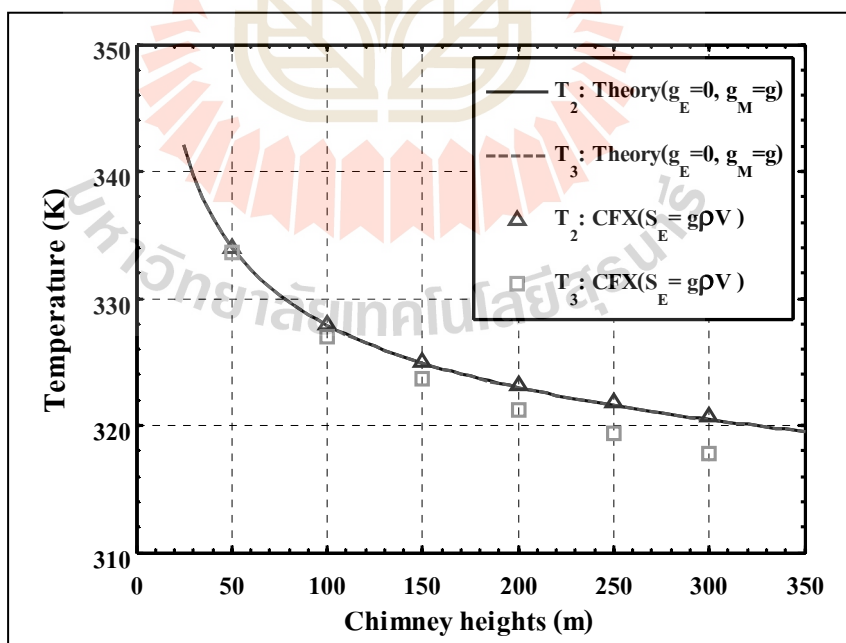
รูปที่ 3.10 ผลคำนวณค่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่ง 2 และ 3 ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFX-12.0 (ทั้งทฤษฎี และ CFX พิจารณาพลังงานลอยตัวทั้งคู่)



รูปที่ 3.11 ผลคำนวณค่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่ง 2 และ 3 ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFX-12.0 (ทั้งทฤษฎี และ CFX ไม่ได้พิจารณาพลังงานลอยตัวทั้งคู่)



รูปที่ 3.12 ผลคำนวณค่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่ง 2 และ 3 ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFX-12.0 (ทฤษฎีพิจารณา แต่ CFX ไม่ได้พิจารณาพลังงานลอยตัว)



รูปที่ 3.13 ผลคำนวณค่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่ง 2 และ 3 ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFX-12.0 (ทฤษฎีไม่ได้พิจารณา แต่ CFX พิจารณาพลังงานลอยตัว)

3.2.3 สรุปผลการทดสอบโปรแกรม ANSYS CFX-12.0

การทดสอบโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 จำลองปัญหาการไหลพาความร้อนธรรมชาติ ในครั้งนี้ ได้ทดสอบกับปัญหา 2 ปัญหา ได้แก่

ปัญหาแรก เป็นปัญหาการพาความร้อนธรรมชาติผ่านแผ่นร้อนในแนวตั้ง โดยแบบจำลองแรงลอยตัวที่ใช้เป็นแบบ Boussinesq Model ผลลัพธ์ที่ได้ได้เปรียบเทียบกับสมการแม่นยำของ Kays and Crawford (1993) ผลเปรียบเทียบพบว่าผลลัพธ์มีความสอดคล้องกันดี และค่าความแตกต่างอยู่ในระดับที่สามารถยอมรับได้

ปัญหาที่สอง เป็นปัญหาการไหลในระบบปล่องลมร้อน โดยแบบจำลองแรงลอยตัวที่ใช้เป็นแบบ Full Buoyancy Model ผลลัพธ์ที่ได้ได้เปรียบเทียบกับผลคำนวณจากสมการเชิงทฤษฎีที่จำลองขึ้นเอง ผลพบว่าการจำลองด้วย ANSYS CFX-12.0 ในกรณีปกติ ผลลัพธ์มีความผิดพลาดทั้งในเชิงปริมาณและเชิงคุณภาพ ที่เป็นเหตุมาจากโปรแกรมฯ ไม่ได้พิจารณาพจน์พลังงานลอยตัว “gpv” ในสมการพลังงาน แต่ถูกพิจารณาเฉพาะในสมการโมเมนตัม เท่านั้น วิธีการแก้ไขผู้ใช้โปรแกรมจะต้องเพิ่มพจน์ดังกล่าว (gpv) เข้าไปเป็น Source Term ในสมการพลังงาน ด้วยการเขียนโค้ดคำสั่งบน User CEL Functions ในโปรแกรม CFX ผลจากการกระทำดังกล่าว ทำให้ผลลัพธ์ที่ได้มีความถูกต้องทั้งในเชิงปริมาณและเชิงคุณภาพ และสอดคล้องกับผลทำนายเชิงทฤษฎีมากขึ้น

3.3 ผลกระทบของอุณหภูมิในเครื่องควบแน่นต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรกำลังไอน้ำ

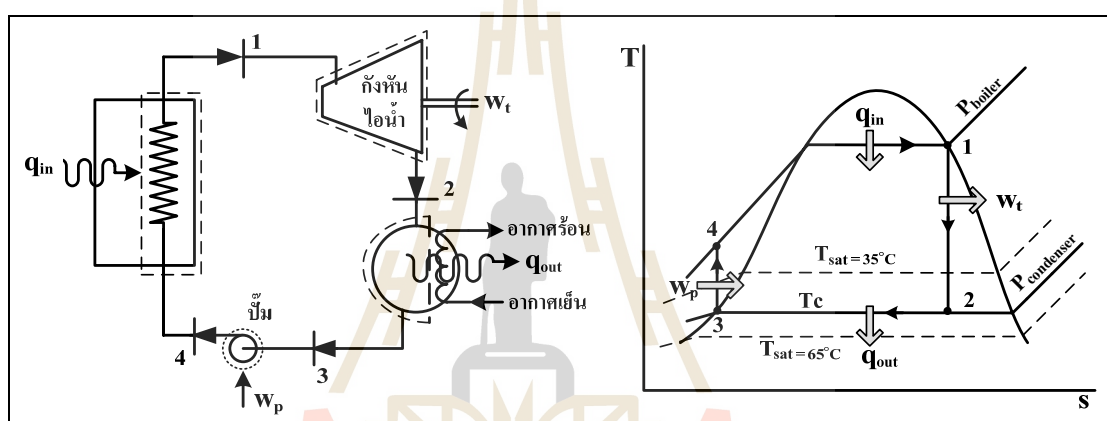
ปัจจัยที่มีผลกระทบต่อการเปลี่ยนแปลงค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง มี 2 ปัจจัย คือ กระบวนการย้อนกลับไม่ได้ และการเปลี่ยนแปลงสภาวะการทำงานของระบบ ในการศึกษานี้จะศึกษาปัจจัยผลกระทบทั้งสอง

สภาวะการทำงานที่เปลี่ยนไป ที่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพเชิงร้อนของวัฏจักรกำลังไอน้ำมี 2 ปัจจัยหลัก ได้แก่ การเปลี่ยนแปลงความดัน-อุณหภูมิของไอน้ำที่ตำแหน่งทางเข้ากังหันไอน้ำ และการเปลี่ยนแปลงความดันในเครื่องควบแน่น สำหรับการศึกษาในส่วนนี้จะศึกษาถึงผลกระทบในทั้งสองประเด็น คือ การเปลี่ยนแปลงความดันในเครื่องกำเนิดไอน้ำ (Boiler) รวมถึงอุณหภูมิไอร้อนยิ่งยวด (Superheated) ก่อนเข้ากังหันไอน้ำ และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวในเครื่องควบแน่น (อุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัว ณ ความดันในเครื่องควบแน่น) เหตุผลที่ทำการศึกษาในส่วนนี้ เนื่องจากระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อนที่ได้ศึกษาวิจัยนี้ ใช้อากาศเป็นตัวกลางในการรับความร้อนทั้งจากโรงจักรกำลังไอน้ำโดยตรง ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะต่ำกว่าน้ำมาก และอุณหภูมิจะสูงกว่าและแปรเปลี่ยนตลอดทั้งวัน ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องศึกษาผลกระทบดังกล่าวก่อน เพื่อพิจารณาถึงความเป็นไปได้ของการใช้ระบบปล่องลมร้อน และเพื่อให้ได้ข้อมูลที่จะใช้ในการศึกษาออกแบบระบบ ต่อไป

โรงจักรต้นกำลังที่ใช้พลังงานความร้อนได้พิภพ (ฟอสซิล) และปฏิกิริยานิวเคลียร์ เป็นเชื้อเพลิงให้ความร้อน ในปัจจุบันนี้สามารถสร้างไอน้ำร้อนยิ่งยวดความดันสูง 2400 - 3500 psia หรือประมาณ 165 – 240 bar และอุณหภูมิไอน้ำร้อนยิ่งยวดสูงถึง 1000°F หรือประมาณ 540°C (El-Wakil, 1984) ดังนั้นในการศึกษาผลกระทบเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องควบแน่นและการเปลี่ยนแปลงความดันในเครื่องกำเนิดไอน้ำในครั้งนี้ จะอ้างอิงกับค่าความดันและอุณหภูมิที่สามารถเป็นไปได้อย่างดี และการศึกษานี้จะใช้วัฏจักรแรงดันอุดมคติพื้นฐาน (ไม่มีการ Reheat และ Regeneration) ใน 2 แบบ คือ แบบวัฏจักรไอน้ำอิ่มตัว และแบบวัฏจักรไอร้อนยิ่งยวด ดังนี้

3.3.1 วัฏจักรแรงดันอุณหภูมิต่ำแบบไอ้มน้ํ

วัฏจักรแรงดันอุณหภูมิต่ำแบบไอ้มน้ํ เป็นวัฏจักรที่กำหนดให้ไอน้ํที่ทางเข้ากังหันไอน้ํมีสถานะเป็นไอ้มน้ํ ดังรูปที่ 3.14 ในการวิเคราะห์จะเลือกใช้ความดันในเครื่องกำเนิดไอน้ํ (P_b) เท่ากับ 5 10 15 20 และ 22 MPa ตามลำดับ เหตุเพราะเลือกศึกษาเฉพาะวัฏจักรชนิดต่ำกว่าวิกฤติ (Subcritical Type) (ความดันวิกฤติของน้ำประมาณ 22.09 MPa) สำหรับค่าอุณหภูมิไอน้ํที่ใช้น้ํที่วิเคราะห์อยู่ระหว่าง $35-65^{\circ}\text{C}$ ทั้งนี้ค่าอุณหภูมิไอน้ํที่ใช้น้ํที่วิเคราะห์ดังกล่าว พิจารณาจากความเป็นไปได้หากจะใช้อากาศในการระบายความร้อน ที่ค่าอุณหภูมิอากาศจะต้องต่ำกว่าอุณหภูมิไอน้ํในเครื่องควบแน่น (เหตุผลการถ่ายเทความร้อน)



รูปที่ 3.14 การจำลองโรงจักร ไอน้ํต้นกำลัง ด้วยวัฏจักรแรงดันอุณหภูมิต่ำแบบไอ้มน้ํ

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ของวัฏจักรแรงดันอุณหภูมิต่ำแบบไอ้มน้ํ สามารถทำได้ ดังนี้ (พิจารณากระบวนการต่าง ๆ บนแผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปี ในรูปที่ 3.14)

สถานะที่ 1: ไอน้ํที่อิ่มตัว (Saturated Vapor) ที่ความดันเท่ากับความดันในหม้อไอน้ํ (P_b)

$$h_1 = h_{g@P_b}$$

$$s_1 = s_{g@P_b}$$

สถานะที่ 2: ของเหลวผสม (Saturated Mixture) ที่อุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิไอน้ํที่ใช้น้ํในเครื่องควบแน่น (T_c) และการขยายตัวในกังหันไอน้ํเป็นกระบวนการ Isentropic

$$S_2 = S_1$$

$$x_2 = \frac{S_2 - S_{f@T_c}}{S_{fg@T_c}}$$

$$h_2 = h_{f@T_c} + x_2 \cdot h_{fg@T_c}$$

สถานะที่ 3: ของเหลวอิ่มตัว (Saturated Liquid) ที่อุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิอิ่มตัว
ในเครื่องควบแน่น (T_c)

$$P_3 = P_{sat@T_c}$$

$$h_3 = h_{f@T_c}$$

$$v_3 = v_{f@T_c}$$

สถานะที่ 4: ของเหลวเย็นตัว (Subcooled Liquid) ที่ความดันเท่ากับความดัน
ในหม้อไอน้ำ (P_b)

$$w_{pump} = v_3 (P_b - P_3)$$

$$h_4 = h_3 + w_{pump}$$

ปริมาณงานที่ได้จากการขยายตัวในกระบวนการ 1-2: $w_{turbine} = h_1 - h_2$

ปริมาณความร้อนที่ปล่อยออกจากวัฏจักรในกระบวนการ 2-3: $q_{out} = h_2 - h_3$

ปริมาณงานที่ใช้สูบของเหลวในกระบวนการ 3-4: $w_{pump} = v_3 (P_b - P_3)$

ปริมาณความร้อนที่ให้กับวัฏจักรในกระบวนการ 4-1: $q_{in} = h_1 - h_4$

ปริมาณงานสุทธิที่ได้จากวัฏจักร: $w_{net} = w_{turbine} - w_{pump}$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักร: $\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$

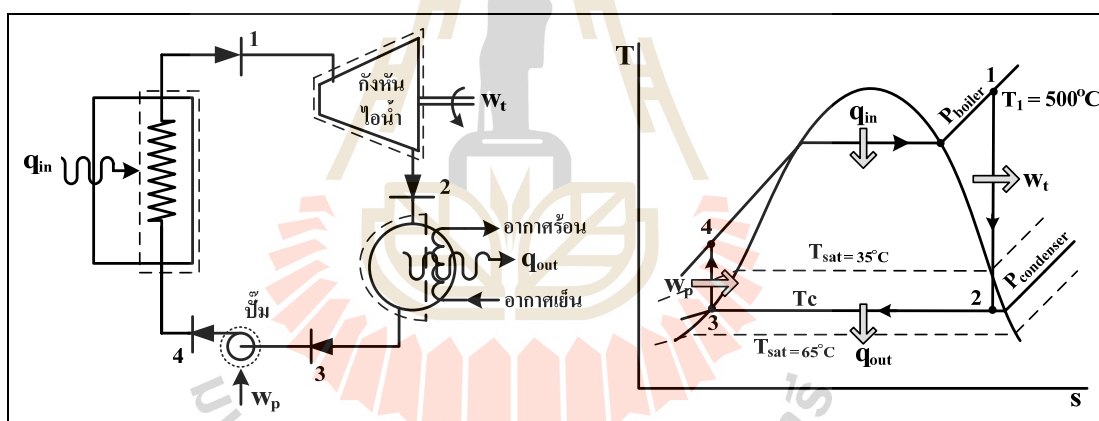
3.3.2 วัฏจักรแรงดันอุณหภูมิต่ำแบบไอร้อนยิ่งยวด

วัฏจักรแรงดันอุณหภูมิต่ำแบบไอร้อนยิ่งยวด เป็นวัฏจักรที่กำหนดให้ไอน้ำที่ทางเข้ากังหันไอน้ำมีสถานะเป็นไอร้อนยิ่งยวด กำหนดใช้อุณหภูมิเท่ากับ 500°C ดังรูปที่ 3.15 ในการวิเคราะห์ และเลือกใช้ความดันในเครื่องกำเนิดไอน้ำ (P_b) เท่ากับ 5 10 15 20 และ 25 MPa ตามลำดับ สำหรับค่าอุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวที่ใช้วิเคราะห์อยู่ระหว่าง $35\text{--}65^{\circ}\text{C}$ (เท่ากับกับวัฏจักรไอร้อนยิ่งยวด)

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ของวัฏจักรแรงดันอุณหภูมิต่ำแบบไอร้อนยิ่งยวด สามารถวิเคราะห์ได้เช่นเดียวกันกับวัฏจักรไอร้อนยิ่งยวดทุกประการ เพียงแต่ค่าคุณสมบัติไอน้ำที่สถานะที่ 1 จะพิจารณาจากค่าอุณหภูมิไอร้อนยิ่งยวด (T_1) และความดันในหม้อไอน้ำ (P_b) ดังนี้

$$h_1 = h_{@P_b \text{ and } T_1}$$

$$S_1 = S_{@P_b \text{ and } T_1}$$



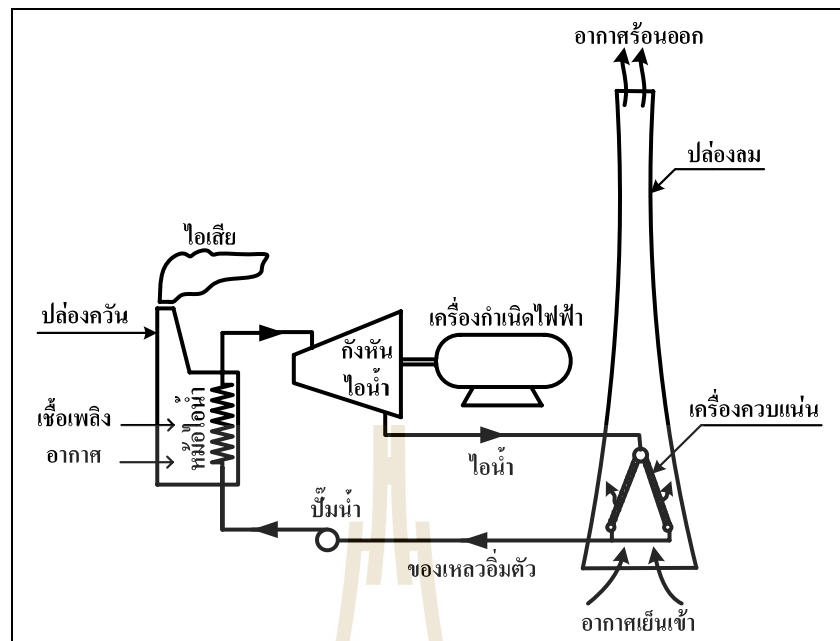
รูปที่ 3.15 การจำลองโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง ด้วยวัฏจักรแรงดันอุณหภูมิต่ำแบบไอร้อนยิ่งยวด

3.4 การจำลองการไหลของอากาศในระบบปล่องลมร้อน

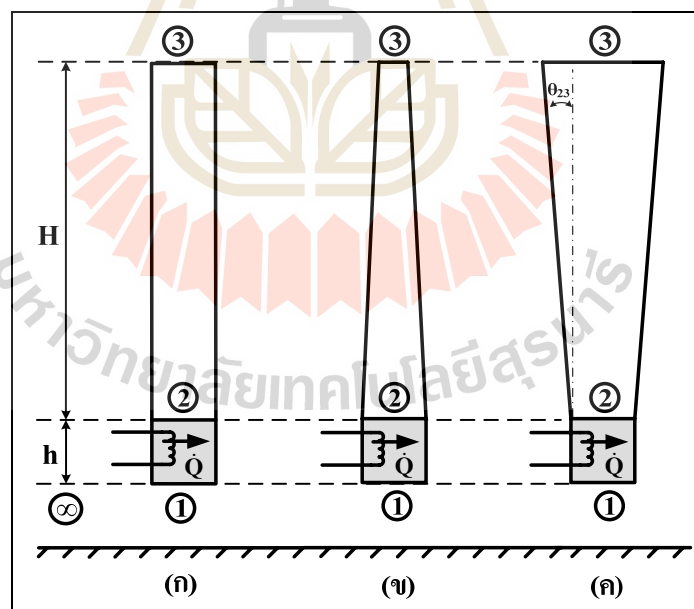
การศึกษาในส่วนนี้ เป็นการวิเคราะห์ระบบในเบื้องต้นเชิงทฤษฎี โดยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จากสมการควบคุมทางวิศวกรรมศาสตร์พื้นฐาน สำหรับใช้ทำนายพฤติกรรม การไหลของอากาศในระบบ และในขณะเดียวกัน ได้ทำการศึกษาระบบเชิงตัวเลข CFD คู่ขนานกันไป โดยใช้โปรแกรมวิเคราะห์การไหลสำเร็จรูปชื่อ “ANSYS CFX-12.0” เพื่อใช้ผลทำนายเชิงตัวเลขช่วยยืนยันสมการเชิงทฤษฎีที่จำลองขึ้น จุดประสงค์หลักของการศึกษานี้ คือ ต้องการสมการคณิตศาสตร์ที่มีผลทำนายเป็นที่น่าเชื่อถือ และต้องการหาลักษณะรูปร่างของปล่องลมที่ดีที่สุด เพื่อจะได้นำไปใช้ในการศึกษาระบบฯ ในขั้นถัดไป ดังนั้นในการศึกษานี้ จึงได้วิเคราะห์ถึงผลกระทบต่อระบบจากสาเหตุหลักใน 2 ปัจจัย ได้แก่ ปัจจัยผลกระทบเนื่องจากความสูงของปล่องลม และผลกระทบเนื่องจากลักษณะรูปทรงของปล่องลมแบบในต่าง ๆ (ปล่องหน้าตัดคงที่ ปล่องปลายลู่เข้า และปล่องปลายบาน)

ในงานวิจัยนี้ได้กำหนดกรณีศึกษาระบบทั้งความร้อนของโรงจักรขนาด 100 MW ที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% อุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่น 60°C (เหตุผลจากผลการศึกษาที่ 4.2) ดังนั้นโรงจักรต้องทิ้งความร้อนออกจากระบบเป็นปริมาณ 150 MW ข้อกำหนดอื่น คือ อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 35°C , ความดันอากาศแวดล้อม 1 บรรยากาศ, ความสูงปล่องลม 100 m (กรณีอ้างอิง), ความสูงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 3 m, ความเร็วลมออกแบบที่คอป่อง 10 m/s และอุณหภูมิแตกต่างสุดท้ายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ΔT_o) 5°C ดังแสดงในรูปที่ 3.18 (การศึกษานี้ได้กำหนดใช้ $\Delta T_o = 5^{\circ}\text{C}$ ซึ่งเป็นค่าที่สูงเกินไป ในการศึกษาถัดไปจะใช้ค่าที่ต่ำกว่านี้ และค่าที่กำหนดใช้นี้จะไม่มีผลต่อจุดประสงค์หลักของการศึกษานี้) จากเงื่อนไขข้อกำหนดดังกล่าวสามารถใช้สมการทฤษฎี (ที่จะได้อธิบายในภายหลัง) หาค่าขนาดหน้าตัดของปล่องลม (แบบปล่องตรง) ได้ค่า $A_1 = 618.9 \text{ m}^2$

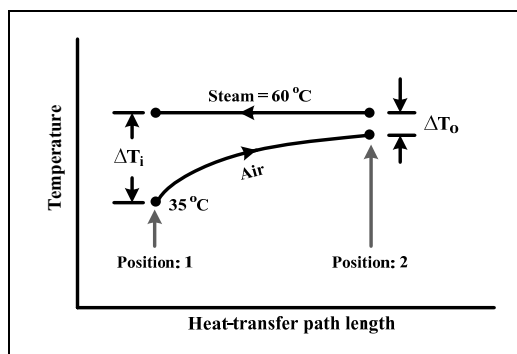
ในการศึกษานี้จะใช้ปล่องลมขนาดหน้าตัดคงที่ในรูปที่ 3.17k ที่มีค่าความสูงปล่องเท่ากับ 100 m เป็นกรณีอ้างอิงสำหรับใช้เปรียบเทียบกับผลกระทบของความสูงของปล่องลมที่เปลี่ยนไป และลักษณะทางรูปทรงของปล่องลมในแบบต่าง ๆ (ปล่องขนาดหน้าตัดคงที่ ปล่องปลายลู่เข้า และปล่องปลายบาน) ดังรูปที่ 3.17



รูปที่ 3.16 โครงภาพแสดงระบบระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำด้วยระบบปล่องลมร้อน



รูปที่ 3.17 ลักษณะปล่องลมระบายความร้อน: (ก) ปล่องขนาดหน้าตัดคงที่
(ข) ปล่องปลายลู่เข้า (ค) ปล่องปลายบานออก



รูปที่ 3.18 การกระจายตัวของอุณหภูมิไอน้ำ และอากาศ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.4.1 การจำลองการไหลในปล่องลมร้อน เจริญฤทธิ์

ในการศึกษาก่อนหน้านี้ของผู้วิจัย (วิฑูรย์ เหมสุวรรณ อาทิตย์ คุณศรีสุข และ ทวีช จิตรสมบูรณ์, 2554) ได้ทำการจำลองระบบเชิงทฤษฎีไว้แล้ว และเนื่องจากการศึกษานี้อยู่ในระหว่างการศึกษาค้นคว้า ดังนั้นจึงจะยังไม่พิจารณาผลกระทบเนื่องจากแรงต้านอากาศ และสมมุติให้ค่าพลังงานความร้อนที่อากาศดูดซับออกจากระบบเป็นค่าที่ทราบ รูปที่ 3.17 ได้ทำการแบ่งระบบออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (1-2) และส่วนของปล่องลม (2-3) ซึ่งในแต่ละตำแหน่งของระบบจะมีตัวแปรพื้นฐานของอากาศอยู่ 4 ตัวแปร ได้แก่ ความดัน (P) ความหนาแน่น (ρ) อุณหภูมิ (T) และความเร็ว (V) ทั้งระบบจะมีตัวแปรที่ยังไม่ทราบค่าทั้งหมด 12 ตัวแปร (3x4 ตัวแปร) ดังนั้นจะต้องจำลองสมการทั้งหมด 12 สมการ โดยใช้สมการควบคุมทางวิศวกรรมศาสตร์พื้นฐาน ได้แก่ สมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์พลังงาน สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการสถานะของแก๊สอุดมคติ ร่วมกับสมการที่ได้จากการใช้สมมุติฐานทางวิศวกรรมศาสตร์ ซึ่งสามารถทำได้ตามขั้นตอนดังต่อไปนี้

1) การไหลในปล่องลมจาก 2-3

กำหนดให้อากาศที่ไหลในปล่องลมเป็นแก๊สอุดมคติ และเป็นการไหลแบบ Isentropic ดังนั้นจะได้สมการพลังงาน ดังนี้

$$\frac{k}{k-1} \left(\frac{P_2}{\rho_2} \right) + \frac{V_2^2}{2} = \frac{k}{k-1} \left(\frac{P_3}{\rho_3} \right) + gH + \frac{V_3^2}{2} \quad (3.10)$$

เนื่องจากไม่มีการส่งผ่านความร้อนในปล่องและไม่เกิดการสูญเสียเนื่องจากความเสียด ดังนั้นสมการโมเมนตัมที่ได้รับการอินทิเกรตแล้ว จะได้ผลลัพธ์เท่ากับสมการพลังงาน จึงไม่เป็นสมการที่เป็นอิสระ ตัวห้อย 1, 2, 3, ∞ คือเลขบอกตำแหน่งในรูปที่ 3.17 จากสมการการเปลี่ยนแปลงความดันสถิต สามารถเขียน P_3 ในพจน์ของความดันนอกปล่องที่ระดับพื้นดิน P_∞ ได้เป็น

$$P_3 = P_\infty - \rho_\infty g(H + h) \quad (3.11)$$

และจากสมการ Isentropic สำหรับแก๊สอุดมคติ

$$P_2 \rho_2^{-k} = P_3 \rho_3^{-k} \quad (3.12)$$

2) การไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1-2

อากาศที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะได้รับพลังงานความร้อนทั้งปริมาณ $\dot{Q}$ จากโรงจักรฯ ดังนั้นจะได้สมการอนุรักษ์พลังงาน ดังนี้

$$\dot{Q} = \dot{m} \left\{ c_p (T_2 - T_1) + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) + gh \right\} \quad (3.13)$$

สมการสถานะ (Equation of State) ของแก๊สอุดมคติ

$$\frac{P_1}{\rho_1 T_1} = \frac{P_2}{\rho_2 T_2} \quad (3.14)$$

และสมการอนุรักษ์โมเมนตัม

$$(P_1 - P_2) A_1 - \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} gh A_1 - \frac{1}{2} K_{HX} \rho_1 V_1^2 A_1 = \dot{m} (V_2 - V_1) \quad (3.15)$$

พจน์ที่ 3 ด้านซ้ายมือของสมการที่ (3.15) เป็นพจน์ของแรงด้านการไหลของอากาศเนื่องจากการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งการศึกษาในขั้นตอนนี้จะยังไม่พิจารณาผลกระทบนี้ ดังนั้นจึงกำหนดให้ K_{HX} มีค่าเป็นศูนย์

สำหรับการไหลของอากาศจากด้านนอกปล่องเข้าสู่ฐานปล่องลม (การไหลจาก $\infty-1$ ในรูปที่ 3.17) อากาศนอกปล่องที่ระดับพื้นดินเร่งตัวจากความเร็วศูนย์เป็น V_1 ที่ตำแหน่งที่ 1 และสมมุติให้กระบวนการดังกล่าวเป็นกระบวนการอุณหภูมิคงที่ (Isothermal Process: $T_1 = T_\infty$) ด้วยสมมุติฐานดังกล่าวสามารถเขียน P_1 ในพจน์ของ P_∞ โดยใช้สมการอนุรักษ์พลังงานได้เป็น

$$P_1 = P_\infty - \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 - \frac{1}{2} K_i \rho_1 V_1^2 \quad (3.16)$$

พจน์ที่ 3 ด้านขวามือของสมการที่ (3.16) เป็นพจน์ของการสูญเสียเนื่องจากการไหลเสี้ยวตัวของอากาศผ่านขอบของปล่องลมที่ทางเข้า ซึ่งการศึกษาในเบื้องต้นนี้จะยังไม่พิจารณาผลกระทบนี้ ดังนั้น ค่า K_i จึงกำหนดให้เป็นศูนย์ เมื่อทราบค่าความดันและอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งที่ 1 แล้วสามารถคำนวณหาความหนาแน่นได้จากสมการสถานะของแก๊สอุดมคติ

$$P_1 = \rho_1 R T_1 \quad (3.17)$$

และจากสมการอนุรักษ์มวล สำหรับการไหลแบบเปลี่ยนแปลงความหนาแน่น

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 = \rho_3 A_3 V_3 \quad (3.18)$$

สมการที่ (3.18) สามารถเขียนแยกสำหรับการไหลในปล่องลมในแต่ละช่วง ได้เป็น

$$\rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 \quad (3.19)$$

$$\rho_2 A_2 V_2 = \rho_3 A_3 V_3 \quad (3.20)$$

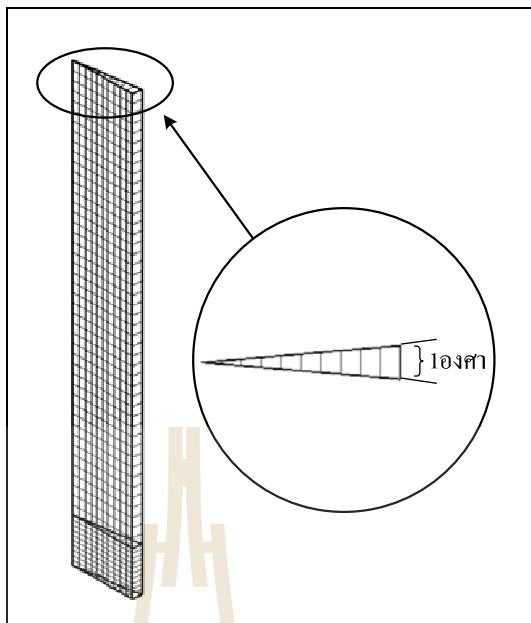
สมการที่ (3.10) – (3.17) (3.19) และ (3.20) เป็นสมการที่จำลองขึ้นจากสมการควบคุมทางวิศวกรรมศาสตร์พื้นฐาน ซึ่งมีทั้งหมด 10 สมการที่เป็นอิสระต่อกัน และอีก 1 สมการได้จากการใช้สมมติฐานทางวิศวกรรมศาสตร์ ($T_1 = T_\infty$) ส่วนตัวแปร T_3 จะพบว่าไม่ปรากฏในสมการควบคุมใด ๆ แต่สามารถคำนวณได้โดยใช้สมการสถานะของแก๊สอุดมคติ ($P_3 = \rho_3 RT_3$) หรือจะคำนวณในตอนท้ายหลังจากแก้ระบบสมการหาค่าตัวแปรต่าง ๆ เสร็จแล้วก็สามารถกระทำได้ ดังนั้นถ้ารวมเอาสมการสุดท้ายที่กล่าวมาข้างต้นด้วย ก็จะได้จำนวนสมการทั้งหมดของระบบครบ 12 สมการ ซึ่งเท่ากับจำนวนตัวแปรของระบบ (12 ตัวแปร)

ระบบสมการที่จำลองขึ้นมานี้มีปฏิสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ ไม่เป็นเชิงเส้น ดังนั้นการแก้ระบบสมการจะต้องใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลขในการประมาณค่าคำตอบ และในการศึกษานี้ได้เลือกใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลขของ “Newton-Raphson” ด้วยการเขียนโค้ดโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยคำนวณ รายละเอียดสามารถศึกษาได้จาก Stoecker (1989)

3.4.2 การจำลองการไหลปล่องลมร้อน เชิงตัวเลข CFD

เพื่อเป็นการยืนยันผลทำนายของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ผู้วิจัยได้ใช้โปรแกรมวิเคราะห์การไหล ANSYS CFX-12.0 แก่สมการอนุกรมมวล สมการอนุกรมโมเมนตัม และสมการอนุกรมพลังงาน (สมการที่ 3.1-3.3) ที่สภาวะคงตัว ด้วยกรรมวิธีปริมาตรจำกัด (Finite Volume Method) ใน 3 มิติ เพื่อทำนายพฤติกรรมการไหลของอากาศในปล่องลมอีกทางหนึ่ง

ขนาดของปล่องลมที่ใช้คำนวณเชิงตัวเลขในครั้งนี้จะแบ่งออกเป็น 2 กลุ่ม ได้แก่ ปล่องลมขนาดหน้าตัดคงที่ที่ความสูงค่าต่าง ๆ และ ปล่องรูปทรงต่าง ๆ ที่ความสูงปล่อง 100 m ดังแสดงในตารางที่ 3.1 และตารางที่ 3.2 ตามลำดับ เพื่อประหยัดเวลาการคำนวณผู้วิจัยได้เลือกใช้โดเมนการคำนวณเป็นแบบ Axis-Symmetry แล้วพิจารณาปล่องลมที่มีส่วนของเส้นรอบวง เพียง 1 องศา (แสดงในรูปที่ 3.19)

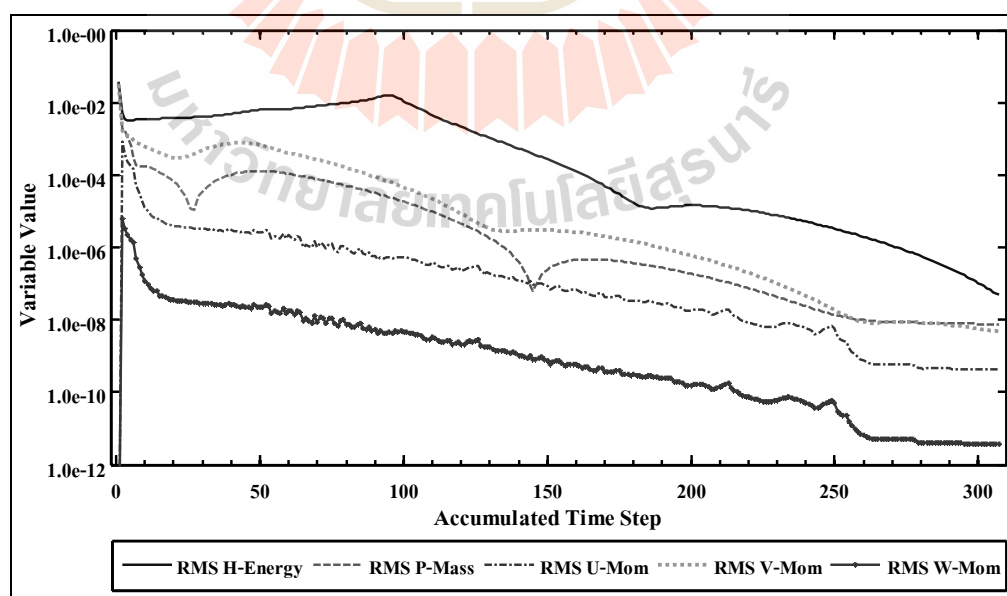


รูปที่ 3.19 เมชปล่องลมระบายความร้อน 1 องศา Axis-Symmetry

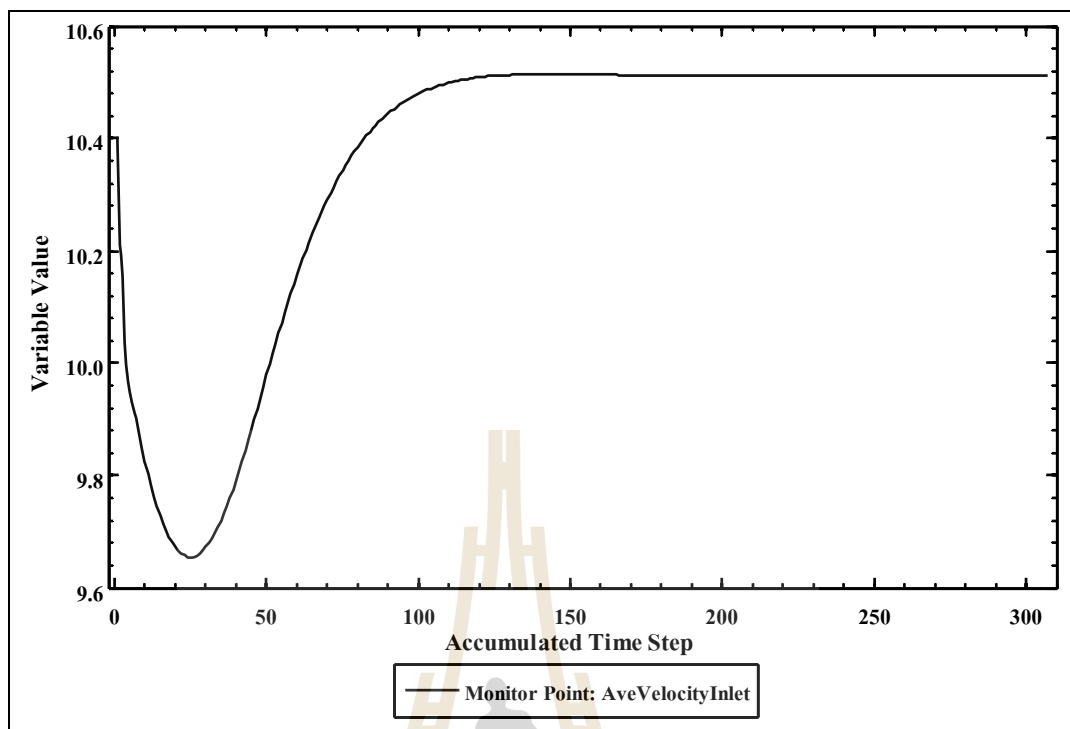
ขนาดของเมช (Mesh) ในรูปที่ 3.19 ถูกแสดงให้เห็นให้ใหญ่เกินความเป็นจริงเพื่อให้ง่ายแก่การมองเห็น และเพื่อต้องการแสดงให้เห็นถึงรายละเอียดของการแบ่งเมชตามแนวรัศมีให้มีความหนาเท่ากับ 1 เมชตลอดแนว ซึ่งการแบ่งเมชในลักษณะนี้ผู้วิจัยพบว่าช่วยให้การคำนวณมีเสถียรภาพ ส่วนโดเมนที่ใช้คำนวณจริงแสดงในตารางที่ 3.1 และตารางที่ 3.2 สำหรับการกำหนดค่าของ CFD แบบจำลองแรงลอยตัวที่เลือกใช้เป็นแบบ Full Buoyancy Model การกำหนดค่าขอบเขตต่าง ๆ (Boundary Condition) เป็นดังนี้ ที่ทางเข้าของปล่องลม กำหนดให้เป็น “Inlet” พร้อมกำหนดค่าความดันรวม (Total Pressure) และอุณหภูมิ ที่ด้านบนของปล่องลมกำหนดให้เป็น “Outlet” พร้อมกำหนดค่าความดันสถิต (Static Pressure) ที่ด้านข้างกำหนดให้เป็น “Symmetry Plane” ส่วนบริเวณผนังปล่องกำหนดให้เป็น “Wall” แบบ Adiabatic Free-Slip Wall ซึ่งเป็นการจำลองที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนที่ผนังและไม่คิดผลของแรงเสียดทาน ทั้งนี้เพื่อให้สอดคล้องกับการจำลองในเชิงทฤษฎี (ทั้งนี้ผู้วิจัยได้พิจารณาในกรณีปล่องสูง 100 m พบว่าแรงเสียดทานทำให้ค่าอัตราการไหลลดลงเพียง 0.036%) ส่วนการจำลองบริเวณเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นได้สร้างเป็น “Sub-Domain” แล้วกำหนดให้เป็นแหล่งกำเนิดพลังงาน (Energy Source) พร้อมกำหนดค่า Energy Source ให้มีขนาดเท่ากับพลังงานความร้อนที่อากาศดูดซับออกจากระบบเครื่องจักรไอน้ำ และสุดท้ายบริเวณหน้าสัมผัสของโดเมนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับปล่องลม กำหนดให้เป็น “Domain Interface” แบบ Conservative Interface Flux

จากการศึกษาที่ผ่านมา (การศึกษาที่ 3.2) ผู้วิจัยพบว่าผลการทำนายจากโปรแกรม CFX มีความผิดพลาดในเชิงปริมาณและเชิงคุณภาพ กล่าวคือผลการทำนายของการไหลในช่วงปล่องลมไม่เป็นการไหลแบบ Isentropic แต่เป็นการไหลแบบ Isothermal (อุณหภูมิคงที่) (ความผิดพลาดเชิงคุณภาพ) (ผลลัพธ์ในรูปที่ 3.8) และค่าความผิดพลาดนี้จะเพิ่มมากขึ้นเมื่อปล่องลมมีความสูงเพิ่มขึ้นและมีค่าน้อยมากในกรณีความสูงปล่องไม่มากนัก จนแทบจะสังเกตไม่ได้ในเชิงปริมาณ (ผลลัพธ์ในรูปที่ 3.10 – 3.13) ข้อผิดพลาดดังกล่าวสามารถแก้ไขได้โดยการเพิ่มพจน์พลังงานลอยตัว “gpv” เข้าไปเป็น Source Term ในสมการพลังงาน ด้วยการเขียนโค้ดคำสั่งบน User CEL Functions ในโปรแกรม CFX พบว่าการทำดังกล่าวทำให้ผลลัพธ์ที่ได้มีความสอดคล้องกับผลทำนายเชิงทฤษฎีมากขึ้นและเป็นการไหลแบบ Isentropic โดยที่อุณหภูมิลดลงตลอดความสูงปล่องที่เพิ่มขึ้น (ผลลัพธ์ในรูปที่ 3.9)

ความมั่นใจในความถูกต้องของผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรมฯ พิจารณาจากสองปัจจัย หนึ่งคือ ค่าเศษตกค้าง (Residual) ของสมการความต่อเนื่อง สมการโมเมนตัม และสมการพลังงาน ซึ่งตรวจสอบได้จากลักษณะของเส้นกราฟที่โปรแกรมแสดงผล ซึ่งต้องมีค่าต่ำเพียงพอต่อการยอมรับ (รูปที่ 3.20) และสองคือ อัตราการไหลเชิงมวลที่แต่ละหน้าตัดต้องมีค่าเท่ากันตามกฎอนุรักษ์มวล และนอกจากนี้ในระหว่างที่โปรแกรมกำลังประมวลผล ผู้วิจัยได้สั่งโปรแกรมแสดงผลคำนวณค่าความเร็วเฉลี่ยที่ทางเข้า เพื่อตรวจสอบความถูกต้องอีกทางหนึ่ง ดังแสดงในรูปที่ 3.21 (ทั้งนี้จะให้โปรแกรมแสดงผลค่าตัวแปรอื่น ๆ ก็สามารถกระทำได้เช่นเดียวกัน)



รูปที่ 3.20 ตัวอย่างค่าเศษตกค้างของสมการ กรณีปล่องตรง 100 m



รูปที่ 3.21 ตัวอย่างผลคำนวณค่าความเร็วเฉลี่ยที่ทางเข้า กรณีปล่องตรง 100 m

ตารางที่ 3.1 ขนาดโดเมนของปล่องลม 1 องศา Axis-Symmetry ที่ใช้ในการคำนวณเชิงตัวเลข CFD (แบบปล่องตรงขนาดความสูงต่างกัน)

Cases*	h (m)	h+H (m)	Note
Model 1	3	50	14,440 Elements 29,760 Nodes
Model 2**	3	100	18,240 Elements 37,510 Nodes
Model 3	3	150	22,040 Elements 45,260 Nodes
Model 4	3	200	25,840 Elements 53,010 Nodes
Model 5	3	250	29,640 Elements 60,760 Nodes
Model 6	3	300	33,440 Elements 68,510 Nodes

หมายเหตุ: *: $A_1 = 618.9 \text{ m}^2$ and $\dot{Q} = 150 \text{ MW}$ for all cases

** : Reference case

ตารางที่ 3.2 ขนาดโดเมนของปล่องลม 1 องศา Axis-Symmetry ที่ใช้ในการคำนวณเชิงตัวเลข CFD
(ปล่องลมรูปทรงต่างกัน ความสูง 100 m)

Cases *	AR_{21}	AR_{32}	h (m)	h+H (m)	Note
Model 1	1	1	3	100	Reference Case
Model 2	1	0.25	3	100	Chimney-Convergent
Model 3	1	0.5	3	100	Chimney-Convergent
Model 4	1	2	3	100	Chimney-Divergent
Model 5	1	3	3	100	Chimney-Divergent
Model 6	1	4	3	100	Chimney-Divergent
Model 7	1	5	3	100	Chimney-Divergent

หมายเหตุ: *: $A_1 = 618.9 \text{ m}^2$, $\dot{Q} = 150 \text{ MW}$ (18,240 Elements 37,510 Nodes) for all cases

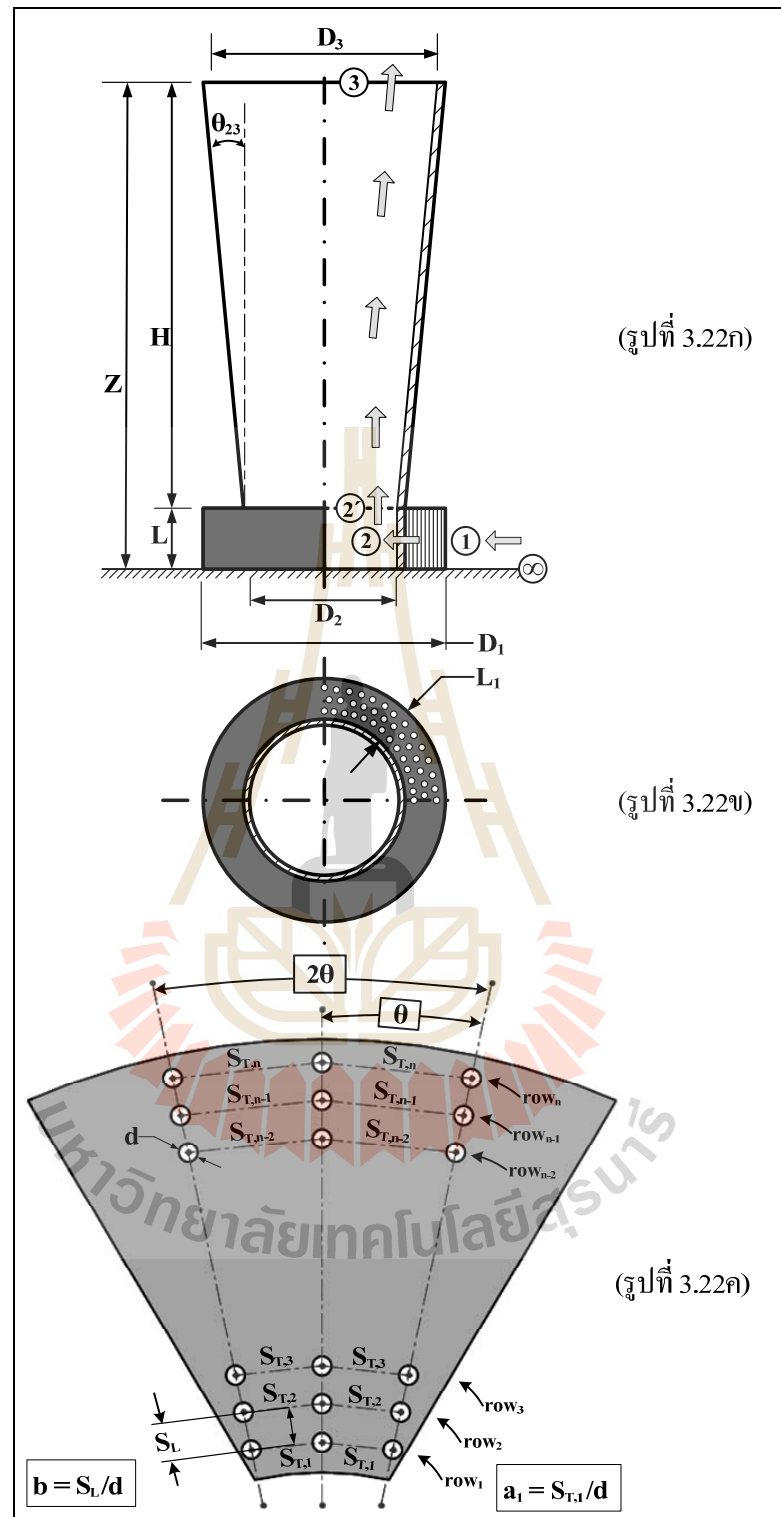


3.5 การจำลองการไหลและถ่ายเทความร้อนของระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน

การศึกษานี้ เป็นการวิเคราะห์ระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อนทั้งระบบ ที่พิจารณาความสัมพันธ์ร่วมกันระหว่างการไหลในปล่องลมและการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยชุดสมการเชิงทฤษฎีที่ใช้จำลองการไหลในช่วงปล่องลม ได้จากการศึกษาในหัวข้อก่อนหน้า (การศึกษาที่ 3.4) ที่ได้พิสูจน์แล้วว่าผลทำนายมีความแม่นยำเป็นที่น่าเชื่อถือ (ตรวจสอบกับผลคำนวณเชิงตัวเลข CFD ในผลการศึกษาที่ 4.3) ในส่วนของการจำลองสมการการไหลและการถ่ายเทความร้อนในช่วงการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น จะใช้สมการเชิงการทดลอง (Empirical Relation) ของ Martin (2002) โดยกำหนดให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ถูกติดตั้งไว้ที่ฐานปล่อง เป็นกลุ่มท่อไอน้ำแบบไม่มีครีบริบายความร้อน (No Finned) ที่วางตัวในแนวตั้งล้อมรอบฐานปล่องลม ดังรูปที่ 3.22ก อุณหภูมิที่ผิวท่อเท่ากับอุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวในเครื่องควบแน่น ($T_w = T_{\text{steam}}$) ลักษณะการจัดวางกลุ่มท่อเป็นแบบแถวตรงกัน (In-Line Arrangement) ดังรูปที่ 3.22ค

การศึกษาระบบในเชิงทฤษฎีนี้ ใช้การจำลองสมการความสัมพันธ์ต่าง ๆ ของระบบ เพื่อศึกษาพฤติกรรมของระบบ และอิทธิพลต่าง ๆ ที่ส่งผลต่อระบบ เช่น ค่ามิติการวางตัวของกลุ่มท่อ ขนาดและความยาวของท่อไอน้ำ ความเร็วลมออกแบบที่คอปล่องลม เป็นต้น ซึ่งพารามิเตอร์ต่าง ๆ เหล่านี้ จะส่งผลกระทบต่อขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและความสูงของปล่องลม และการศึกษานี้จะได้ทำการค้นหาค่าพารามิเตอร์ออกแบบต่าง ๆ ข้างต้นที่เหมาะสมที่สุด สำหรับใช้กำหนดขนาดโรงงานต้นแบบ จากนั้นจะทำการศึกษาถึงผลกระทบของสภาวะการทำงานที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบของโรงงานต้นแบบที่ได้จากการศึกษานี้ ต่อไป

จุดเด่นของการศึกษานี้ คือ วิธีการจำลองและแก้สมการการไหลผ่านกลุ่มท่อไอน้ำ ที่เป็นการคำนวณแบบทีละแถวต่อกัน ไปเรื่อย ๆ (Cell by Cell) ซึ่งจะมีความคล้ายคลึงกันกับกรรมวิธีปริมาตรจำกัด (Finite Volume Method) โดยจะประยุกต์ใช้สมการควบคุมพื้นฐานแบบปริพันธ์ร่วมกับสมการเชิงการทดลอง สำหรับพิจารณาการไหลเข้า-ออก กลุ่มท่อในแต่ละแถว ที่สามารถกระทำได้ ดังนี้



รูปที่ 3.22 ลักษณะการวางตัวของท่อไอน้ำในระบบระบายความร้อน
ด้วยปล่องลมร้อน: (ก) ภาพด้านหน้า (ข) ภาพด้านล่าง
(ค) ภาพขยายการวางตัวของกลุ่มท่อไอน้ำแบบ In-Line

นิยามสัญลักษณ์ของตัวแปรมิติต่าง ๆ ในรูปที่ 3.22 เป็นดังนี้

N_r คือ จำนวนแถวของท่อในทิศทางการไหล

N_{tb} คือ จำนวนท่อในหนึ่งแถวใด ๆ (จำนวนท่อในทิศตั้งฉากกับการไหล)

N_{tt} คือ จำนวนท่อทั้งหมด ($N_r N_{tb}$)

S_T คือ ระยะห่างของท่อในแนวตั้งฉากกับการไหล (Transverse Pitch of Tube)

S_L คือ ระยะห่างระหว่างแถวที่ n กับแถวที่ $n+1$ (Longitudinal Pitch of Tube)

d คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

a คือ สัดส่วนของระยะ S_T ต่อขนาดของท่อ (S_T/d) (Transverse Pitch Ratio)

b คือ สัดส่วนของระยะ S_L ต่อขนาดของท่อ (S_L/d) (Longitudinal Pitch Ratio)

L คือ ความยาวของท่อ

ค่าตัวห้อย 1, 2, 3, ..., n เป็นตัวเลขใช้เรียกชื่อแถวของท่อใด ๆ โดยเริ่มนับจากด้านในออกมาด้านนอก (2-1) ดังแสดงในรูปที่ 3.22ค

ความสัมพันธ์ระหว่างมิติการวางตัวของกลุ่มท่อ (Tube Bundles) กับขนาดของปล่องลมพิจารณาจากรูปที่ 3.22

จำนวนของท่อในหนึ่งแถวใด ๆ (N_{tb})

$$N_{tb} = \frac{180^\circ}{\sin^{-1}\left(\frac{a_1 d}{D_2}\right)} \quad (3.21)$$

ระยะห่างระหว่างท่อในแถวที่ 1 ($S_{T,1}$)

$$S_{T,1} = D_2 \sin\left(\frac{180^\circ}{N_{tb}}\right) \quad (3.22)$$

Transverse Pitch Ratio ของแถวที่ 1 (a_1)

$$a_1 = \frac{S_{T,1}}{d} \quad (3.23)$$

มุมมองการวางท่อในแนวรัศมี (θ)

$$\theta = \frac{360^\circ}{N_{tb}} \quad (3.24)$$

ระยะห่างระหว่างท่อในแถวที่ n ใด ๆ ($S_{T,n}$)

$$S_{T,n} = S_{T,n-1} + 2S_L \tan\left(\frac{180^\circ}{N_{tb}}\right) \quad (3.25)$$

Transverse Pitch Ratio ของแถวที่ n ใด ๆ (a_n)

$$a_n = \frac{S_{T,n}}{d} \quad (3.26)$$

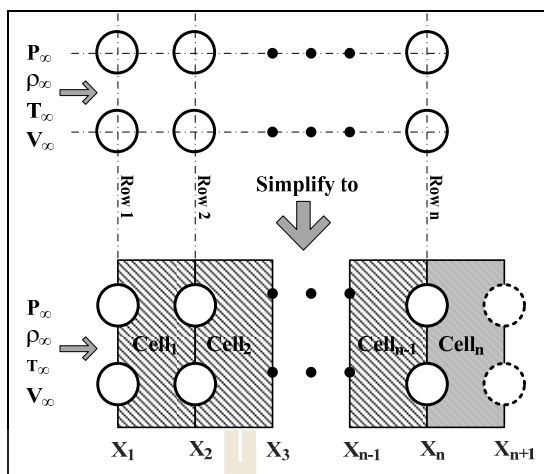
แนวทางในการออกแบบและเลือกขนาดมิติของ Tube Bundles สามารถทำได้ ดังนี้

- 1) กำหนดขนาดท่อ (d) และ Transverse Pitch Ratio ของแถวที่ 1 (a_1)
- 2) คำนวณหาจำนวนท่อในแถวใด ๆ (N_{tb}) จากสมการที่ (3.21) และ เลือกจำนวนท่อที่เป็นเลขลงตัว
- 3) จำนวนท่อ N_{tb} ที่ได้นำไปคำนวณหาค่าตัวแปรมิติอื่น ๆ ตามสมการที่ (3.22)–(3.26) และกำหนดให้ระยะห่างของท่อในแต่ละแถว (S_L) เท่ากันในทุกแถวซึ่งค่าตัวแปรมิติต่าง ๆ ที่ได้นี้ จะนำไปใช้ในการคำนวณการไหลและการถ่ายเทความร้อนต่อไป

3.5.1 การคำนวณการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อน แบบ Cell by Cell

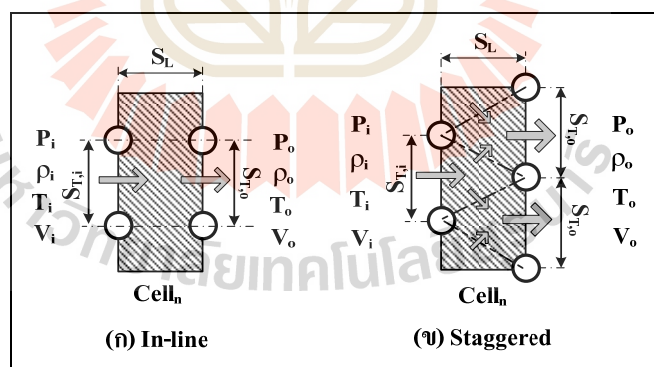
รูปที่ 3.22 แสดงลักษณะการจัดวางท่อไอน้ำที่มีอุณหภูมิผิวท่อเท่ากับ 60°C อากาศแวดล้อมที่มีอุณหภูมิ T_{∞} จะเข้ามารับความร้อนทั้งจากไอน้ำปริมาณ 150 MW (กรณีศึกษาโรงจักรขนาด 100 MW ประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% อุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่น 60°C) การไหลของอากาศจะเป็นการไหลแบบตั้งฉาก (Cross Flow) ผ่านกลุ่มท่อไอน้ำที่วางเรียงตัวกันแบบ In-Line โดยที่อากาศเย็นจะเริ่มรับความร้อนที่ตำแหน่งที่ 1 และสิ้นสุดกระบวนการรับความร้อนที่ตำแหน่งที่ 2 ซึ่งจะทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นเป็นอากาศร้อน จากนั้นอากาศร้อนจะไหลเดี่ยวตัวผ่านช่วงคอปลองลม (2') แล้วระบายออกสู่ปลายปล่องลมที่ตำแหน่งที่ 3 ดังรูปที่ 3.22

ความร้อนปริมาณมาก (150 MW) ที่อากาศจะต้องรับจากโรงจักรฯ เพื่อที่จะระบายออกสู่สิ่งแวดล้อมที่ปลายปล่องลมนั้น จะต้องใช้ท่อไอน้ำจำนวนมากเพื่อให้สามารถส่งผ่านความร้อนได้ตามปริมาณที่กำหนด ผสมกับขนาดหน้าตัดของการไหลที่ลดลงตามเส้นทางการไหลจาก 1-2 (รูปที่ 3.22ค) ซึ่งจะทำให้อากาศที่ไหลผ่านเป็นการไหลแบบเร่งตัว (ปกติอากาศที่ไหลผ่านกลุ่มท่อร้อน จะเป็นการไหลแบบเร่งตัวเนื่องจากค่าความหนาแน่นลดลง) จากเหตุผลข้างต้น จึงไม่เหมาะที่จะวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อนแบบใช้ค่าเฉลี่ยที่ทางเข้าและทางออก (การวิเคราะห์การไหลผ่านกลุ่มท่อ แบบทั่วไป) VDI Heat Atlas (2010) ให้ข้อแนะนำว่า “การคำนวณการสูญเสียความดัน (Pressure Drop) ของอากาศที่ไหลแบบตั้งฉาก ผ่านกลุ่มท่อที่มีจำนวนแถวของท่อ N_r มาก ๆ ($N_r \gg 10$) ให้ใช้การคำนวณเป็นแบบทีละแถว (Row by Row) โดยที่คุณสมบัติของอากาศ และความเร็วที่ใช้คำนวณ ให้ใช้ค่าเฉลี่ยในแถวนั้น ๆ ซึ่งการสูญเสียความดันรวมตลอดการไหลจะเท่ากับผลรวมของค่าสูญเสียความดันย่อยที่คำนวณได้ในแต่ละแถว” ดังนั้น การคำนวณการไหลและการถ่ายเทความร้อนในการศึกษานี้ จึงได้ใช้วิธีการคำนวณเป็นแบบทีละเซลล์ (Cell by Cell) ดังรูปที่ 3.23



รูปที่ 3.23 การจำลองการจัดวางกลุ่มท่อแบบปกติ ให้เป็นแบบ Cell ของกลุ่มท่อ เพื่อช่วยอธิบายวิธีการคำนวณแบบ Cell by Cell

จากรูปที่ 3.23 จะพบว่าถ้าวิเคราะห์แบบ Cell (1 Cell มีท่อ 1 แถว) จะต้องทำการเพิ่มจำนวนแถวอีก 1 แถว เพื่อให้ได้จำนวนท่อที่ใช้วิเคราะห์เท่ากับจำนวนท่อของ Tube Bundles เดิม การวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อน แบบ Cell by Cell สามารถกระทำได้ ดังนี้



รูปที่ 3.24 ภาพแสดงปริมาตรควบคุมของ Cell Tube Bundle: (ก) แบบ In-Line (ข) แบบ Staggered

จากรูปที่ 3.24 จะพบว่าตัวแปรอากาศที่ต้องการทราบค่าที่ด้านทางออกของ Cell ได้แก่ P_o , ρ_o , T_o และ V_o (ค่าตัวแปรที่ทางเข้าทราบค่า เนื่องจากเป็นเงื่อนไขขอบที่กำหนด) ดังนั้น จะต้องจำลองสมการทั้งหมด 4 สมการ ซึ่งสามารถจำลองได้จากสมการควบคุมพื้นฐาน สมการอนุรักษ์มวล อนุรักษ์พลังงาน อนุรักษ์โมเมนตัม และสมการสถานะ ที่เป็นดังสมการที่ (3.27)-(3.30)

สมการอนุรักษ์มวล

$$\dot{m} = \rho_i (LS_{T,i}) V_i = \rho_o (LS_{T,o}) V_o \quad (3.27)$$

สมการการส่งผ่านความร้อน (อนุรักษ์พลังงาน)

$$\dot{Q}_{cell} = \dot{m} c_{p,m} (T_o - T_i) = h_m A_{s,cell,t} \frac{(T_w - T_i) - (T_w - T_o)}{\ln \left\{ (T_w - T_i) / (T_w - T_o) \right\}} \quad (3.28)$$

พจน์สุดท้ายของสมการที่ (3.28) เป็นพจน์ของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบพาความร้อน โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (h_m) สามารถคำนวณได้จากสมการของ Martin (2002) ในสมการที่ (2.29) และ (2.17) ตามลำดับ ซึ่งค่า h_m จะเป็นฟังก์ชันของค่าเลขเรย์โนลด์ (Re) ค่าเลขพรันท์ (Pr) ค่ามิติการวางตัวของกลุ่มท่อ (a และ b) ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความดัน (Hagen Number: Hg) และรูปแบบการวางตัวของกลุ่มท่อ (In-Line หรือ Staggered) และค่าพลังงานความร้อนรวมที่อากาศได้รับจะเท่ากับผลรวมของความร้อนที่อากาศได้รับในแต่ละ Cell

สมการสมดุลความดัน (อนุรักษ์โมเมนตัม)

$$P_i - P_o = \Delta P_{drop,cell} = \frac{\mu_m^2 N r_{cell}}{\rho_m d^2} Hg \quad (3.29)$$

พจน์สุดท้ายของสมการที่ (3.29) เป็นสมการการสูญเสียความดันของการไหลผ่าน Tube Bundles ของ Gaddis and Gnielinski (1985) โดยที่ค่าเลข Hagen Number ($Hg = 2f Re^2$) สามารถคำนวณได้จากสมการของ Martin (2002) ในสมการที่ (2.24)

และสมการสถานะของแก๊สอุดมคติ (Equation of State)

$$\frac{P_i}{\rho_i T_i} = \frac{P_o}{\rho_o T_o} \quad (3.30)$$

ตัวห้อย $i, o, m, cell, s, t, w$ หมายถึง ทางเข้า, ทางออก, ค่าเฉลี่ย, เซลล์, พื้นที่ผิว, ท่อ และผนังท่อไอน้ำ ตามลำดับ ใช้สำหรับการวิเคราะห์ค่าตัวแปรอากาศที่ไหลเข้า-ออก Cell Tube

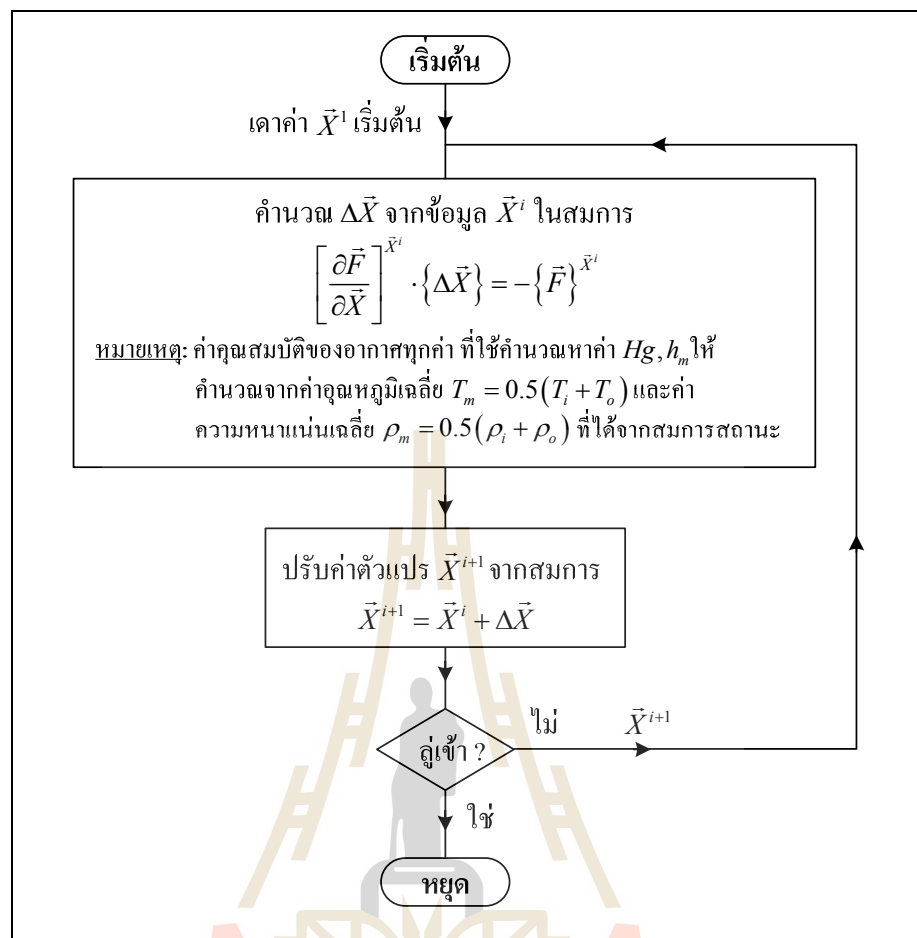
สมการที่ (3.27) – (3.30) เป็นสมการหลักสำหรับใช้วิเคราะห์การไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อนของอากาศที่ไหลผ่าน Cell Tube Bundles ที่มีจำนวนสมการเท่ากับจำนวนตัวแปรที่ยังไม่ทราบค่า (4 สมการ, 4 ตัวแปร) และการแก้ระบบสมการในการศึกษานี้จะใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลขของ Newton-Raphson (Stoecker, 1989) ดังนั้นสมการที่ (3.27) – (3.30) จะเขียนใหม่ในรูปแบบของสมการ Newton-Raphson เป็นดังสมการที่ (3.31) – (3.34) และลำดับขั้นตอนการแก้ระบบสมการ เป็นดังรูปที่ 3.25

$$f_1 = \rho_i (LS_{T,i}) V_i - \rho_o (LS_{T,o}) V_o \quad (3.31)$$

$$f_2 = T_w - T_o - (T_w - T_i) \exp \left[\frac{-h_m A_{s,cell,t}}{\dot{m} c_{p,m}} \right] \quad (3.32)$$

$$f_3 = P_i - P_o - \frac{\mu_m^2 N r_{cell}}{\rho_m d^2} Hg \quad (3.33)$$

$$f_4 = \frac{P_i}{\rho_i T_i} - \frac{P_o}{\rho_o T_o} \quad (3.34)$$



รูปที่ 3.25 ลำดับขั้นตอนการคำนวณการไหล และการส่งผ่านความร้อน
แบบ Cell by Cell ด้วยกรรมวิธีเชิงตัวเลขของ Newton-Raphson

เมื่อ $\vec{X} = \begin{Bmatrix} P_o \\ \rho_o \\ T_o \\ V_o \end{Bmatrix}$ และ $\vec{F} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{Bmatrix}$ โดยที่ค่า Hg และ h_m คำนวณได้จากสมการของ Martin (2002)

การวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อนทั้งระบบ หากพิจารณาจากรูปที่ 3.22ก จะพบว่าตัวแปรอากาศพื้นฐาน (ความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ และความเร็ว) ที่ต้องการทราบค่าในระบบมีอยู่ 4 ตำแหน่งหลัก ได้แก่ ตำแหน่งที่ 1 2 2' และ 3 (ตำแหน่ง ∞ เป็นเงื่อนไขแวดล้อมที่ทราบค่า) ดังนั้นการวิเคราะห์ระบบจะสามารถกระทำได้ โดยการแบ่งวิเคราะห์ออกเป็น ส่วน ๆ ดังนี้

1) การไหลจาก $\infty-1$ กำหนดให้เป็นกระบวนการอุณหภูมิคงที่ (Isothermal Process)

อากาศแวดล้อมนอกปล่องลมที่ไหลตัวเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กำหนดให้การไหลในช่วงนี้เป็นการไหลแบบอุณหภูมิคงที่ ดังนั้นจะได้

$$T_1 = T_\infty \quad (3.35)$$

อากาศนอกปล่องที่ระดับพื้นดินเร่งตัวจากความเร็วศูนย์ เป็น V_1 ดังนั้นจะได้สมการพลังงาน หรือ สมการสมดุลความดันรวม เป็นดังสมการที่ (3.36)

$$P_\infty = P_1 + \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 + \rho_\infty g \frac{L}{2} \quad (3.36)$$

และสมการสถานะ (Equation of State) ของแก๊สอุดมคติ ณ ตำแหน่งที่ 1

$$P_1 = \rho_1 R T_1 \quad (3.37)$$

2) การไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจาก 1-2

การคำนวณการไหลและการแลกเปลี่ยนความร้อนในช่วงการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1-2 นั้น สามารถคำนวณได้ด้วยวิธีการคำนวณแบบ Cell by Cell ที่ได้นำเสนอไว้แล้วในรูปที่ 3.25 ที่จะต้องใช้สมการเชิงการทดลอง Collection Equation ของ Martin (2002) ร่วมกัน ผลลัพธ์ที่ได้จากวิธีคำนวณ Cell by Cell จะได้ค่าตัวแปรอากาศ (P_o , p_o , T_o และ V_o) ที่ตำแหน่งต่าง ๆ หลังออกจาก Cell Tube Bundles รวมถึงค่าที่ทางออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย (ตำแหน่งที่ 2)

3) การไหลเลี้ยวตัวผ่านช่วงคอกทางเข้าปล่องลม 2-2'

อากาศร้อนที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ตำแหน่งที่ 2) จะไหลเลี้ยวตัวเข้าสู่คอกทางเข้าปล่องลม (2') ซึ่งการไหลในช่วงนี้อากาศจะไม่มีารรับพลังงานความร้อนเพิ่มเติม ดังนั้นการไหลในช่วงนี้จะได้สมการพลังงานเป็นดังสมการที่ (3.38)

$$0 = c_p (T_{2'} - T_2) + \frac{1}{2} (V_{2'}^2 - V_2^2) + g \frac{L}{2} \quad (3.38)$$

สมการการสูญเสียความดันสถิตที่ทางเข้าปล่องลม ของ Kröger and Detlev (2004)

$$P_{t2} - P_{2'} = \frac{1}{2} K_i \rho_2 V_{2'}^2 \quad (3.39)$$

เมื่อ $P_{t2} = P_2 + \frac{1}{2} \rho_2 V_2^2$

พจน์ด้านขวามือของสมการที่ (3.39) เป็นพจน์ของการสูญเสียความดันเนื่องจากการไหลเฉียดตัวของอากาศเข้าสู่คอปลอง (ตำแหน่งที่ 2') และ K_i เป็นค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันที่คอปลอง ซึ่งมีค่าเท่ากับ 3 สำหรับกรณีของปล่อง $\frac{D_2}{L} < 3$ (Kröger and Detlev G., 2004) สมการสถานะ (Equation of State) ของแก๊สอุดมคติ

$$\frac{P_2}{\rho_2 T_2} = \frac{P_{2'}}{\rho_{2'} T_{2'}} \quad (3.40)$$

และสมการอนุรักษ์มวล

$$\rho_2 A_2 V_2 = \rho_{2'} A_{2'} V_{2'} \quad (3.41)$$

4) การไหลในปล่องลม 2'–3 กำหนดให้เป็นกระบวนการ: *Isentropic process*

กำหนดให้อากาศที่ไหลในช่วงปล่องลมเป็นการไหลแบบ Isentropic ดังนั้นจะได้สมการพลังงานเป็นดังสมการที่ (3.42)

$$\frac{k}{k-1} \left(\frac{P_{2'}}{\rho_{2'}} \right) + \frac{V_{2'}^2}{2} = \frac{k}{k-1} \left(\frac{P_3}{\rho_3} \right) + gH + \frac{V_3^2}{2} \quad (3.42)$$

เนื่องจากไม่มีการส่งผ่านความร้อนในปล่องและไม่คิดการสูญเสียเนื่องจากความเสียด ดังนั้นสมการ โมเมนตัมที่ได้รับการอินทิเกรตแล้ว จะได้ผลลัพธ์เท่ากับสมการพลังงาน จึงไม่เป็นสมการที่เป็นอิสระ

สมการ Isentropic สำหรับแก๊สอุดมคติ

$$P_2 \rho_2^{-k} = P_3 \rho_3^{-k} \quad (3.43)$$

สมการความดันสถิตที่ปลายปล่องลม

$$P_3 = P_\infty - \rho_\infty g(L + H) \quad (3.44)$$

สมการสถานะ ณ ตำแหน่งที่ 3

$$P_3 = \rho_3 R T_3 \quad (3.45)$$

และสมการอนุรักษ์มวล

$$\rho_2 A_2 V_2 = \rho_3 A_3 V_3 \quad (3.46)$$

การจำลองสมการแก้ปัญหาในช่วงการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (การไหลจาก 1-2) ที่ใช้วิธีการคำนวณแบบ Cell by Cell ที่ได้นำเสนอข้างต้น จะสังเกตว่าวิธีการที่นำเสนอจะมีความคล้ายคลึงกับวิธีการแก้ปัญหการไหลด้วยกรรมวิธีปริมาตรจำกัด (Finite Volume Method) ที่พิจารณาการไหลเข้า-ออกปริมาตรควบคุมเล็ก ๆ (หรือ Cell ของ Tube Bundles) ที่สนใจเช่นเดียวกัน เพียงแต่กรรมวิธีปริมาตรจำกัด จะใช้แก้สมการควบคุมแบบอนุพันธ์ แต่วิธีที่นำเสนอจะใช้แก้สมการควบคุมแบบปริพันธ์โดยตรง ในส่วนของชุดสมการที่ใช้วิเคราะห์การไหลในช่วง $\infty-1$ และการไหลในช่วงปล่องลม (การไหลจาก 2' – 3) นั้น เป็นสมการชุดเดียวกันกับที่ใช้วิเคราะห์ในการศึกษาที่ 3.4 ที่ได้พิสูจน์แล้วว่าผลลัพธ์มีความแม่นยำเป็นที่น่าเชื่อถือ (ผลลัพธ์การศึกษาที่ 4.3)

กำหนดเงื่อนไขออกแบบ และความสัมพันธ์ต่อระบบฯ (พิจารณารูปที่ 3.22 ประกอบ)

- 1) กำหนดค่าความเร็วลมออกแบบที่ช่องทางเข้าปล่องลม ($V_{2',design}$)
- 2) กำหนดค่าพลังงานความร้อนที่อากาศรับมาจากโรงจักรไอน้ำ ($\dot{Q} = 150 MW$)
- 3) กำหนดค่าความแตกต่างอุณหภูมิสุดท้าย ที่ตำแหน่งที่ 2 ($TTD_2 = 3.5^\circ C$)
- 4) กำหนดค่ามิติ-ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้คำนวณ

ได้แก่ a_1 b d และ L

ผลจากข้อที่ 1-3: จะได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของปล่องลมที่ตำแหน่ง 2' ($D_{2'}$) ที่

$$\text{สามารถประเมินได้จาก } \dot{Q} = (\rho_{2'} A_{2'} V_{2'}) c_p (T_w - TTD_2 - T_1)$$

ผลจากข้อที่ 1: จะได้ความเร็วหลังออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็น

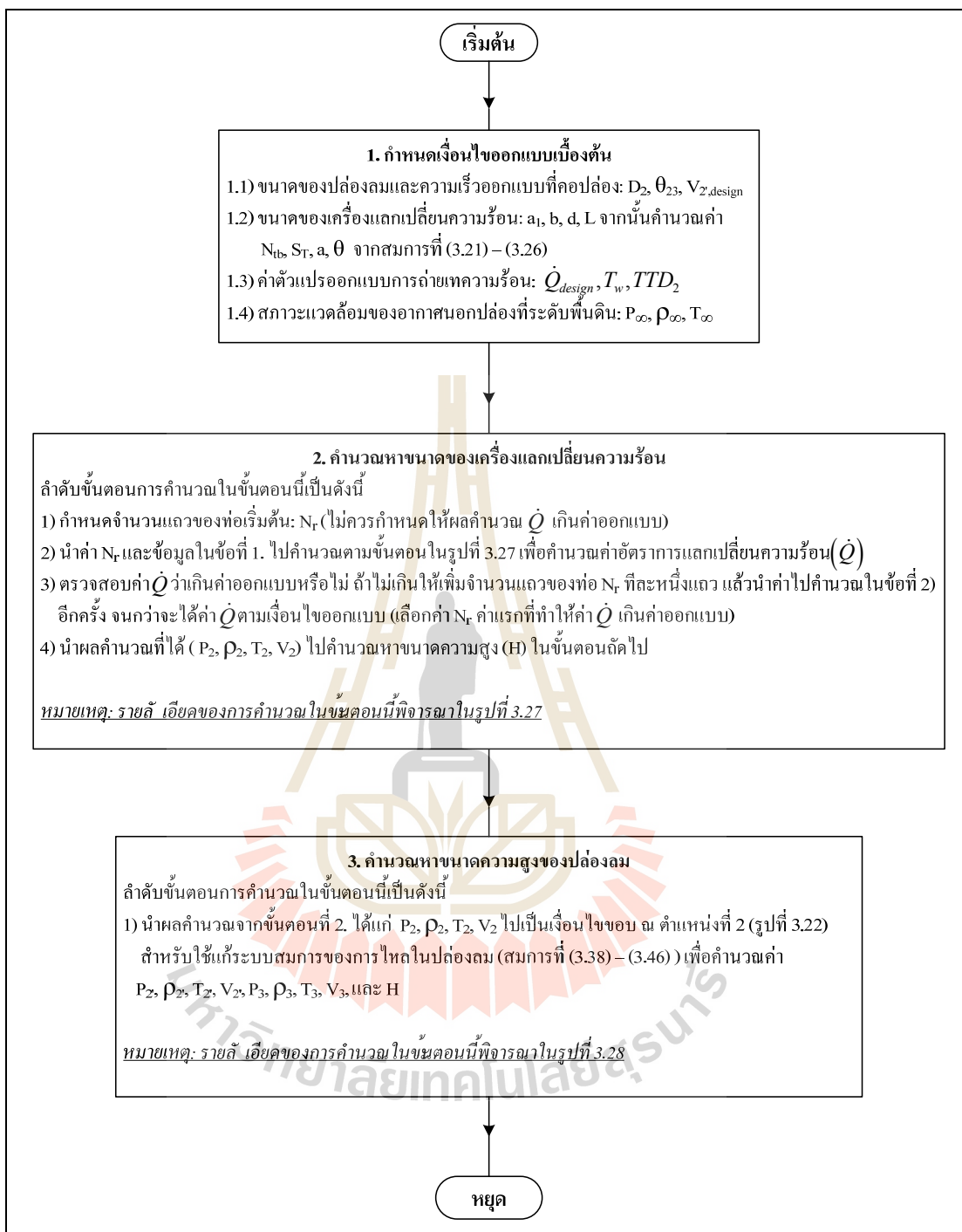
$$V_2 \approx V_{2'} \frac{D_2}{4L} \text{ และจะได้ความเร็วลมก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนเป็น}$$

$$V_1 = V_2 \frac{a_1}{a_n} \frac{\rho_{r,1}}{\rho_{r,n}} \quad (a_1 \text{ และ } a_n \text{ เป็นค่าที่ทราบจากข้อกำหนดที่ 4 และ}$$

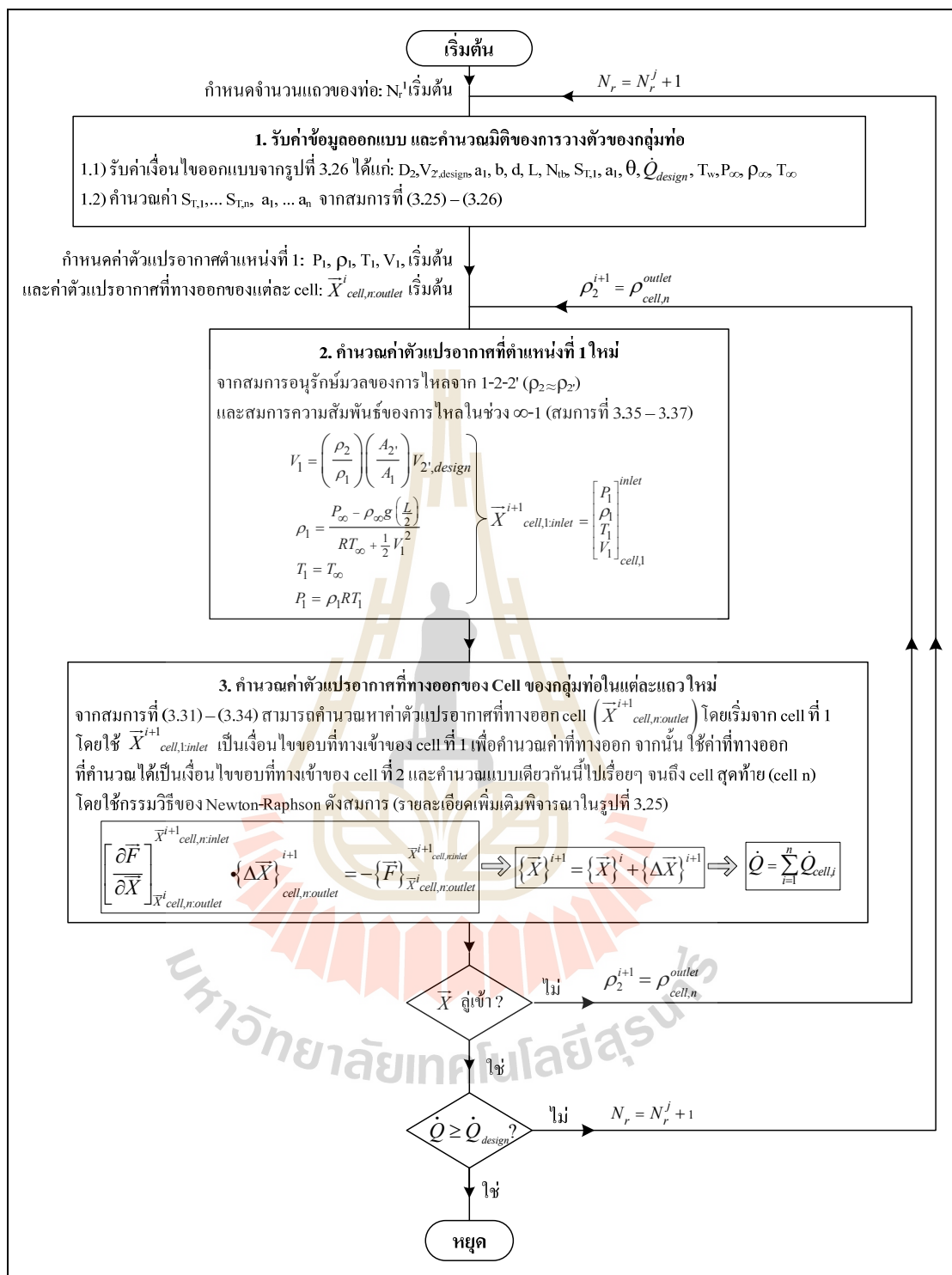
สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3.25)-(3.26) ส่วน $\rho_{r,1}$ และ $\rho_{r,n}$

ยังไม่ทราบค่า ซึ่งจะต้องทำการคำนวณแบบ Iteration จนกว่าระบบสมการทั้งหมดจะเป็นจริง)

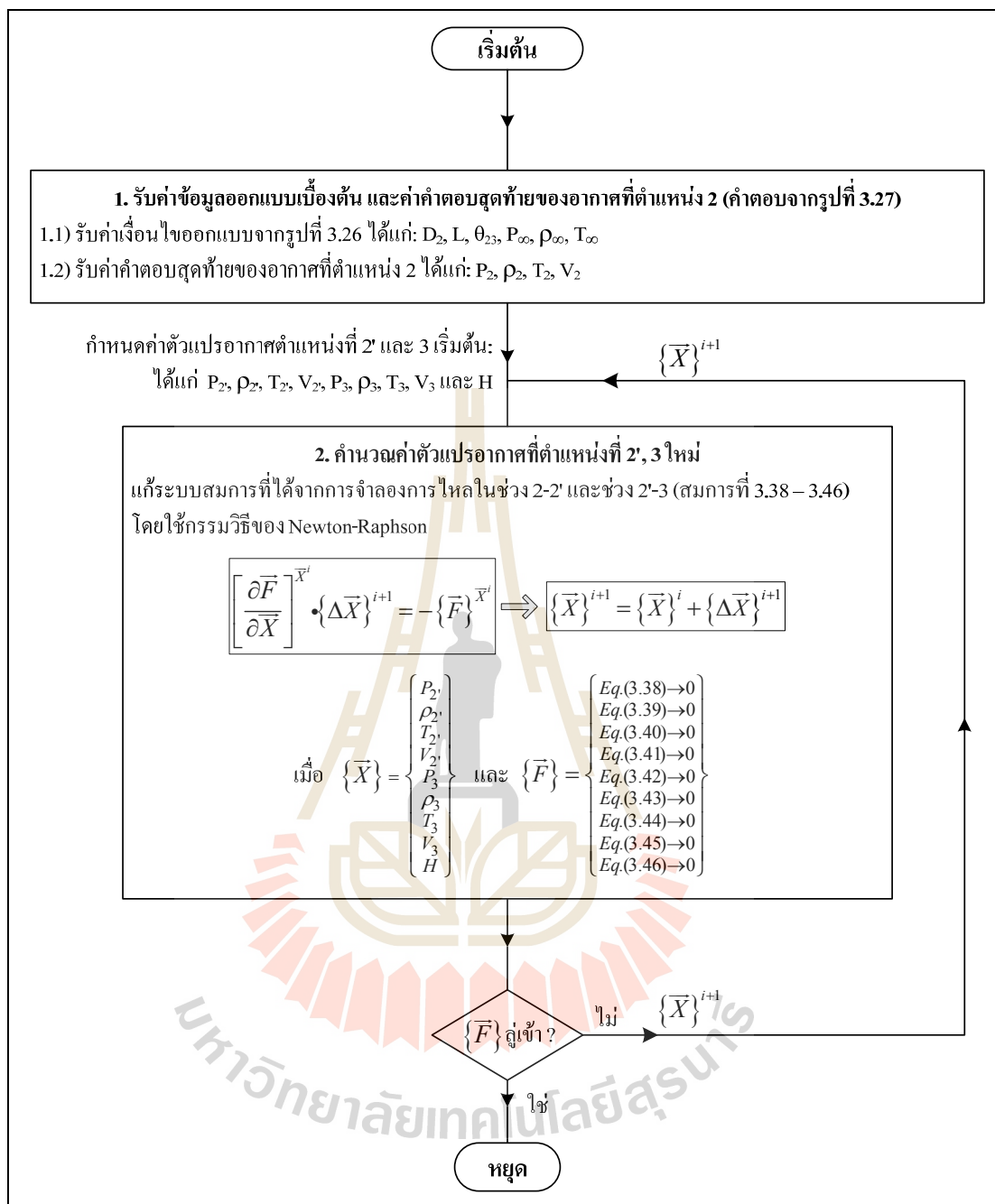
จากเงื่อนไขข้อกำหนดที่ใช้ในการออกแบบระบบ และสมการทั้งหมดที่ได้กล่าวมาข้างต้น สามารถคำนวณหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและขนาดของปล่องลมได้ตามขั้นตอนในรูปที่ 3.26 - 3.28 ซึ่งในการศึกษานี้ผู้วิจัยได้ใช้วิธีการเขียนโค้ดโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยคำนวณ โดยใช้โปรแกรม MATLAB 7.11.0



รูปที่ 3.26 ลำดับขั้นตอนการออกแบบโดยรวม เพื่อหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และขนาดของปล่องลมระบายความร้อน

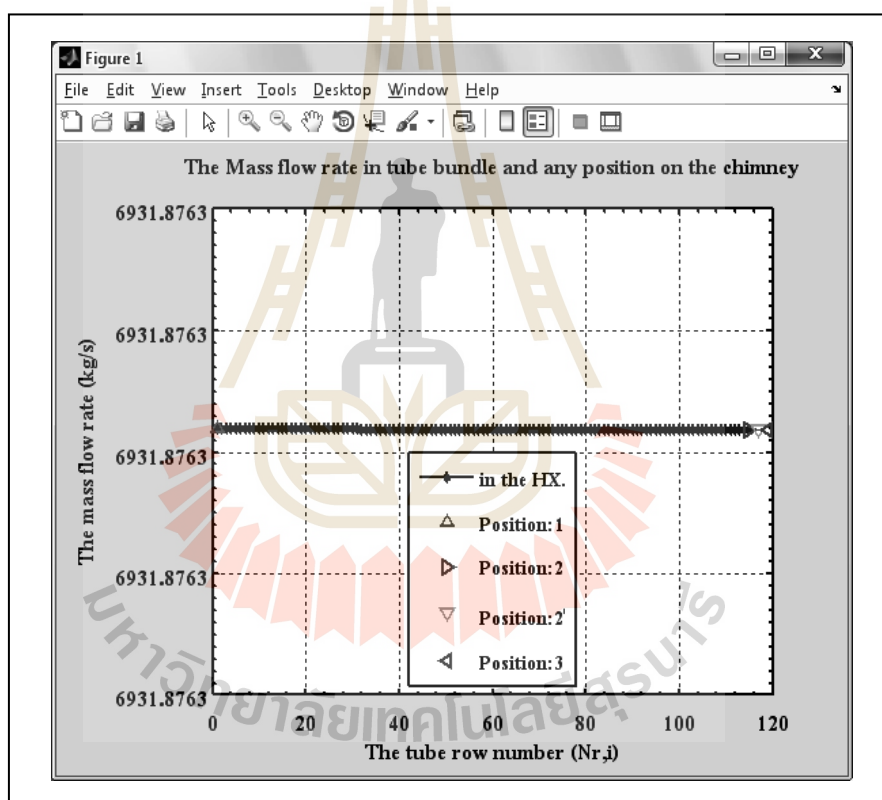


รูปที่ 3.27 ลำดับขั้นตอนการคำนวณออกแบบหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 3.28 ลำดับขั้นตอนการคำนวณออกแบบหาขนาดของปล่องลม (ความสูง)
 โดยใช้คำตอบสุดท้ายที่ตำแหน่งที่ 2 เป็นเงื่อนไขที่ขอบ

ความมั่นใจในความถูกต้องของผลลัพธ์ที่ได้จากโค้ดโปรแกรมที่สร้างขึ้น (โค้ด m-file ของโปรแกรม MATLAB 7.11.0) พิจารณาจากค่าเศษตกค้าง (Residual) ของสมการต่าง ๆ (ทุกสมการดังที่ได้นำเสนอไว้ในตอนต้น) จะต้องมียกค่าต่ำเพียงพอต่อการยอมรับ โดยได้กำหนดให้สิ้นสุดการคำนวณเมื่อค่าเศษตกค้าง $< 10^{-10}$ และเมื่อโปรแกรมประมวลผลเสร็จสิ้นแล้ว ผู้วิจัยได้เขียนโค้ดคำสั่งให้โปรแกรมแสดงผลการพล็อตค่าอัตราการไหลเชิงมวล (Mass Flow Rate) ในแต่ละแถวของท่อไอน้ำ (Nr) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และ ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในปล่องลม ที่จะต้องมีค่าที่เท่ากันหากผลคำนวณถูกต้อง ซึ่งเป็นไปตามกฎอนุรักษ์มวล ทั้งนี้เพื่อใช้ตรวจสอบความถูกต้องอีกทางหนึ่ง ดังตัวอย่างของผลคำนวณในรูปที่ 3.29



รูปที่ 3.29 ตัวอย่างผลคำนวณค่าอัตราการไหลเชิงมวล ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และ ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในปล่องลม (ชุดพารามิเตอร์ $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm, $L = 15$ m, $V_{2', \text{ design}} = 27.78$ m/s และ $\theta_{23} = 0^\circ$)

3.5.2 การวิเคราะห์ผลกระทบต่อระบบ เนื่องจากสภาวะการทำงานที่เปลี่ยนไปจาก

จุดออกแบบของโรงงานต้นแบบ 100 MW

การศึกษานี้ จะเป็นการศึกษาถึงผลกระทบของโรงงานต้นแบบ (ผลลัพธ์ในการศึกษาที่ 4.4.2) เนื่องจากสภาวะการทำงานของระบบเปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ ซึ่งจะใช้สมการชุดเดียวกันกับที่ใช้ในหัวข้อที่ 3.5.1 เพียงแต่รูปแบบของวิธีการแก้ระบบสมการจะแตกต่างกัน เนื่องจาก ในการออกแบบระบบฯ (การศึกษาที่ 3.5.1) ตัวแปร V_2 จะเป็นตัวแปรที่ทราบค่า (เงื่อนไขออกแบบ) จึงทำให้สามารถแก้ระบบสมการคำนวณการไหลช่วง 1-2 ได้โดยตรง และชุดคำตอบสุดท้ายที่ได้ที่ตำแหน่ง 2 (รูปที่ 3.22ก) จะถูกใช้เป็นเงื่อนไขที่ขอบ (ตัวแปรที่ทราบค่า) สำหรับคำนวณช่วง 2-2'-3 เพื่อคำนวณหาขนาดของปล่องลม (ความสูง) ซึ่งการคำนวณดังกล่าวจะเป็นแบบแยกส่วน ที่ตัวแปรในช่วงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะไม่มีปฏิสัมพันธ์กับตัวแปรในปล่องลม (การแก้สมการ) แต่ในการศึกษานี้จะไม่สามารถกระทำเช่นนั้นได้ เนื่องจากตัวแปรทุกตำแหน่งเป็นตัวแปรที่ยังไม่ทราบค่า แต่ค่าที่ทราบคือขนาดต่าง ๆ ของระบบ (ขนาดโรงงานต้นแบบ 1-3 ในผลการศึกษาที่ 4.4.2) ดังนั้นการแก้ระบบสมการจะต้องเป็นแบบต่อเนื่องกัน ที่ตัวแปรทุกตำแหน่งในระบบจะมีปฏิสัมพันธ์ต่อกัน

ในการศึกษาที่ 3.5.1 ได้แบ่งระบบในรูปที่ 3.22 ออกเป็น 4 ส่วนหลัก ๆ ได้แก่ การไหลจาก $\infty - 1$ การไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน: 1-2 การไหลเลี้ยวตัวเข้าสู่ปากทางเข้าปล่องลม: 2 - 2' และการไหลในปล่องลม: 2' - 3 โดยสมการที่ใช้วิเคราะห์ระบบในแต่ละส่วน เป็นดังสมการที่ (3.35 – 3.37) (3.27 – 3.30) (3.38 – 3.41) และ (3.42 – 3.46) ตามลำดับ ซึ่งจะสังเกตว่าสมการที่จำลองขึ้นข้างต้น มีจำนวนที่เท่ากับกับจำนวนตัวแปรอากาศที่ต้องการทราบค่า (ความดัน P ความหนาแน่น ρ อุณหภูมิ T และ ความเร็ว V) ในแต่ละตำแหน่งหลักของระบบ (ตำแหน่งที่ 1 2 2' และ 3) คือ 16 สมการ และ 16 ตัวแปร ซึ่งในทางทฤษฎีระบบสมการนี้ น่าจะสามารถหาชุดคำตอบได้ แต่สำหรับการไหลในช่วงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนยังมีตัวแปรที่ยังไม่ทราบค่าอีกจำนวนมาก (4 ตัวแปร x จำนวน Cell) ดังนั้นแนวทางหนึ่งที่ผู้วิจัยจะใช้แก้ปัญหาในครั้งนี้จะเป็นแบบ “กรรมวิธีของ Newton-Raphson แบบ 2 ขั้ว” (ชื่อเรียกในแบบของผู้วิจัยเอง) คือ ขั้วที่ 1 จะเป็นการแก้ระบบสมการในช่วงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ช่วง 1-2) โดยมีค่าตัวแปรอากาศที่ตำแหน่งที่ 1 (ค่ากำหนดเริ่มต้น) เป็นเงื่อนไขขอบที่ทางเข้าของ Cell ที่ 1 แล้วใช้จำนวนใน Cell ถัดไป จนกว่าค่าตัวแปรในทุก Cell จะลู่เข้า ซึ่งจะได้คำตอบที่ตำแหน่งที่ 2 ด้วย (การลู่เข้าในที่นี้จะเป็นผลจากค่ากำหนดเริ่มต้นที่ตำแหน่งที่ 1 เท่านั้น ซึ่งยังไม่ใช่คำตอบสุดท้ายที่ต้องการของทั้งระบบ) จากนั้นจะส่งค่าตัวแปรที่ตำแหน่งที่ 2 ไปใช้จำนวนในขั้วที่ 2 ต่อไป การคำนวณในขั้วที่ 2 จะใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลขของ Newton-Raphson แก้ระบบสมการช่วง 2-2' 2'-3 และ 3-1

ที่มีจำนวน 12 สมการ 12 ตัวแปร (ตัวแปรอากาศที่ตำแหน่งที่ 2' 3 และ 1 ซึ่งจะกำหนดให้ค่าตัวแปรที่ตำแหน่งที่ 2 เป็นค่าคงที่) ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณ ค่าที่ตำแหน่งที่ 1 จะถูกส่งไปคำนวณในขั้วที่ 1 อีกครั้ง และคำนวณวนซ้ำจนกว่าค่าตัวแปรทั้งระบบจะลู่เข้า ดังแสดงในรูปที่ 3.30 และเพื่อให้เข้าใจได้ง่ายขึ้น ผู้วิจัยจะเขียนระบบสมการในขั้วที่ 2 ใหม่อีกครั้ง ในรูปของฟังก์ชัน f โดยที่ตัวแปรอัตราการไหลเชิงมวลจะแทนด้วยพจน์ $\rho_1 A_1 V_1$ ซึ่งชุดสมการดังกล่าวจะเป็นดังสมการที่ (3.47) - (3.3.58)

ความสัมพันธ์ของตัวแปรอากาศตำแหน่ง 2 กับ 2'

$$f_1 = c_p (T_{2'} - T_2) + \frac{1}{2} (V_{2'}^2 - V_2^2) + g \frac{L}{2} \quad (3.47)$$

$$f_2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho_2 V_2^2 - P_{2'} - \frac{1}{2} K_i \rho_2 V_{2'}^2 \quad (3.48)$$

$$f_3 = \frac{P_2}{\rho_2 T_2} - \frac{P_{2'}}{\rho_{2'} T_{2'}} \quad (3.49)$$

$$f_4 = \rho_1 A_1 V_1 - \rho_{2'} A_{2'} V_{2'} \quad (3.50)$$

ความสัมพันธ์ของตัวแปรอากาศตำแหน่ง 2' กับ 3

$$f_5 = \frac{k}{k-1} \left(\frac{P_{2'}}{\rho_{2'}} \right) + \frac{V_{2'}^2}{2} - \frac{k}{k-1} \left(\frac{P_3}{\rho_3} \right) - \frac{V_3^2}{2} - gH \quad (3.51)$$

$$f_6 = P_{2'} \rho_{2'}^{-k} - P_3 \rho_3^{-k} \quad (3.52)$$

$$f_7 = P_3 - \rho_3 R T_3 \quad (3.53)$$

$$f_8 = \rho_1 A_1 V_1 - \rho_3 A_3 V_3 \quad (3.54)$$

ความสัมพันธ์ของตัวแปรอากาศตำแหน่ง 3 กับ 1

$$f_9 = P_\infty - P_3 - \rho_\infty g (L + H) \quad (3.55)$$

$$f_{10} = \frac{P_3}{\rho_3 T_3} - \frac{P_1}{\rho_1 T_1} \quad (3.56)$$

$$f_{11} = P_\infty - P_1 - \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 - \rho_\infty g \frac{L}{2} \quad (3.57)$$

$$f_{12} = T_\infty - T_1 \quad (3.58)$$

รูปแบบของการแก้ระบบสมการในข้อที่ 2 ด้วยกรรมวิธีของ Newton-Raphson สามารถเขียนเป็นสมการได้ ดังนี้

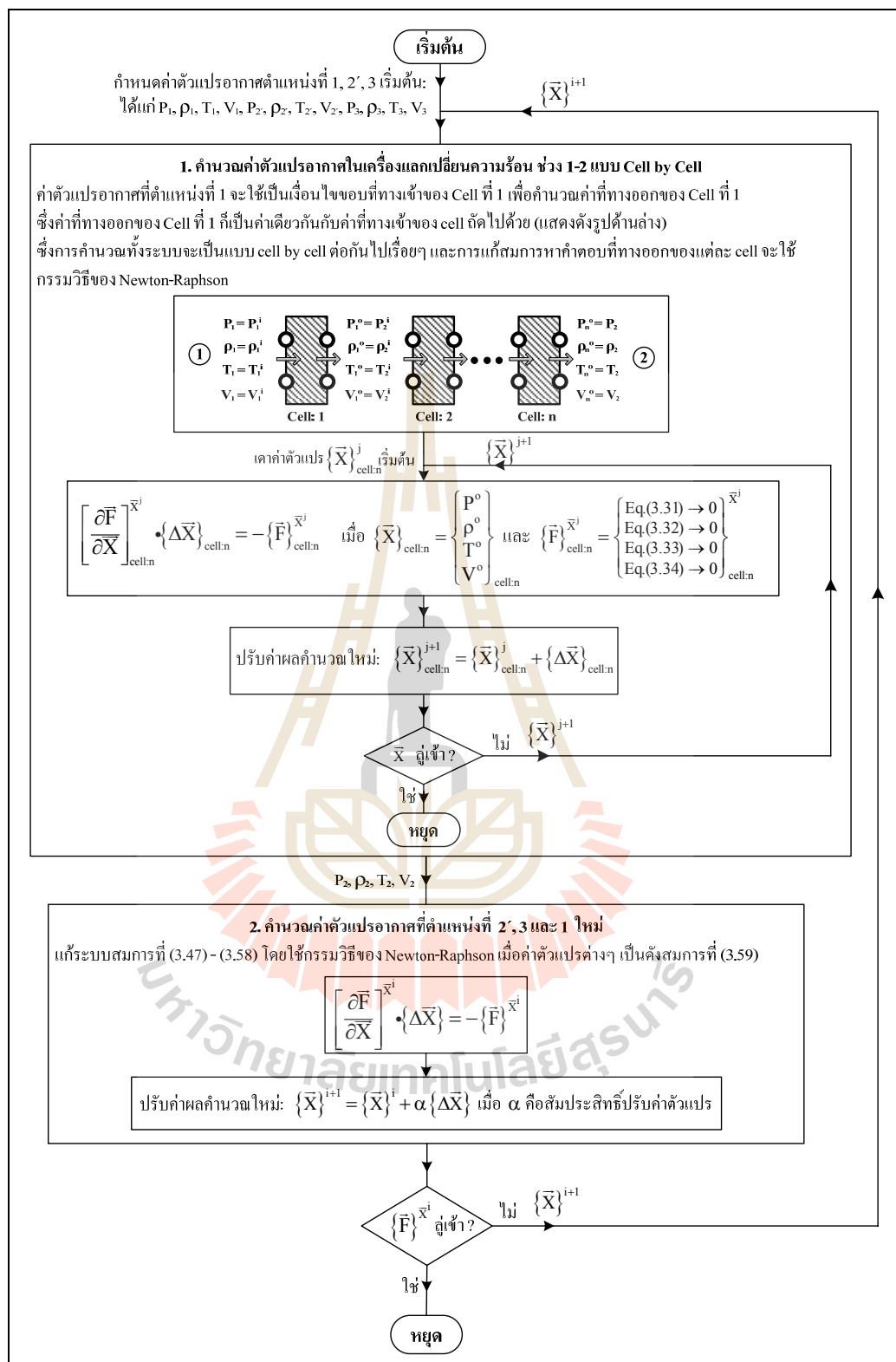
$$\left[\frac{\partial \vec{F}}{\partial \vec{X}} \right]^{\vec{X}^i} \cdot \{\Delta \vec{X}\} = -\{\vec{F}\}^{\vec{X}^i} \quad (3.59)$$

$$\text{เมื่อ } \vec{X} = \begin{Bmatrix} P_{2'} \\ \rho_{2'} \\ T_{2'} \\ V_{2'} \\ P_3 \\ \rho_3 \\ T_3 \\ V_3 \\ P_1 \\ \rho_1 \\ T_1 \\ V_1 \end{Bmatrix} \text{ และ } \vec{F} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \\ f_6 \\ f_7 \\ f_8 \\ f_9 \\ f_{10} \\ f_{11} \\ f_{12} \end{Bmatrix}$$

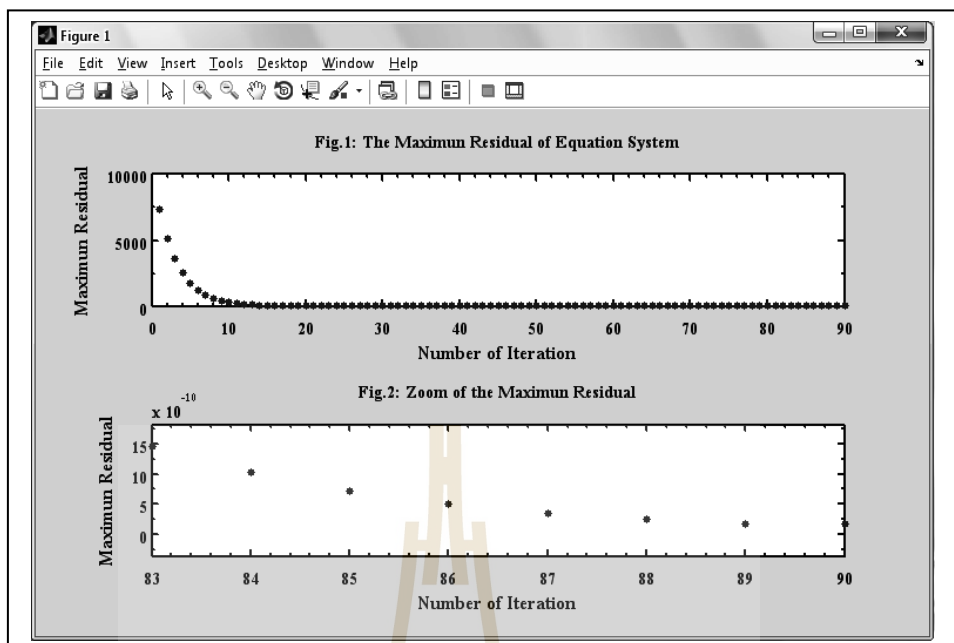
ซึ่งค่ารากของสมการที่ (3.59) คือ $\{\vec{X}\}^{i+1} = \{\vec{X}\}^i + \{\Delta \vec{X}\}$

การคำนวณระบบสมการทั้งหมด สามารถกระทำได้ตามขั้นตอนในรูปที่ 3.30 ซึ่งในการศึกษานี้ผู้วิจัยได้ใช้วิธีการเขียนโค้ดโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยคำนวณ โดยใช้โปรแกรม MATLAB 7.11.0 ความมั่นใจในความถูกต้องของผลคำนวณที่ได้จากโค้ดโปรแกรมที่สร้างขึ้นสามารถพิจารณาได้จากค่าเศษตกค้าง (Residual) ของสมการต่าง ๆ ที่จะต้องมีค่าต่ำเพียงพอต่อการยอมรับ (ต่ำกว่า 10^{-10}) ทั้งนี้ผู้วิจัยได้เขียนโค้ดคำสั่งให้โปรแกรมแสดงผลค่าเศษตกค้างสูงสุด (Maximum Residual) ในแต่ละรอบของการคำนวณ (ตัวอย่างในรูปที่ 3.31) เพื่อใช้ตรวจสอบความถูกต้องและพิจารณาเสถียรภาพของการคำนวณ และในขณะเดียวกันผลคำนวณในแต่ละรอบยังถูกแสดงในหน้าจอแสดงผลด้วย และเมื่อโปรแกรมประมวลผลเสร็จแล้ว ผู้วิจัยยังได้พล็อตกราฟแสดงผลคำนวณค่าอัตราการใช้พลังงาน (m) ในทุกตำแหน่งที่ได้คำนวณผลอีกครั้ง เพื่อเป็นการตรวจสอบความถูกต้องอีกทางหนึ่ง (ตัวอย่างแสดงผลคำนวณของโค้ดโปรแกรมฯ ในรูปที่ 3.32)

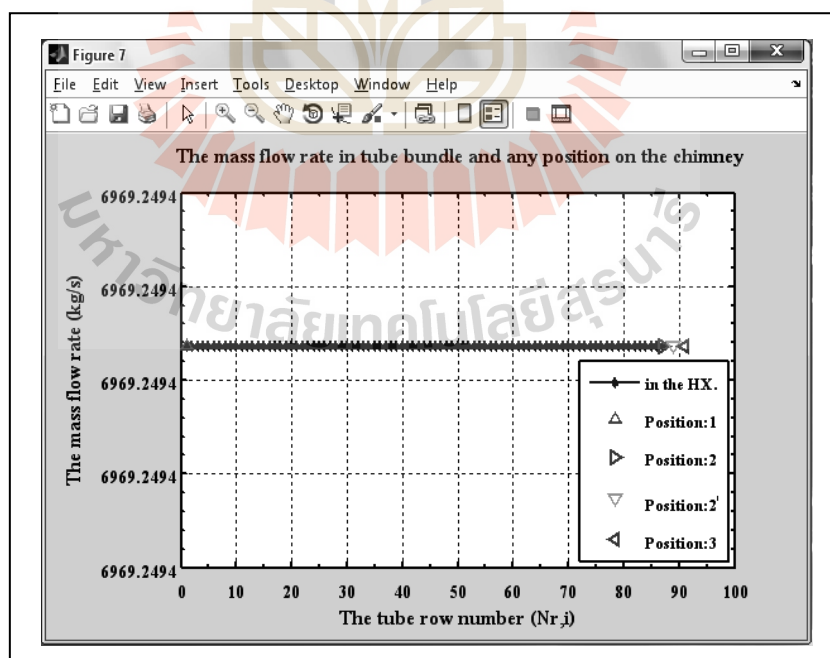




รูปที่ 3.30 ลำดับขั้นตอนการหาคำตอบของระบบระบายร้อนด้วยปล่องลมร้อน
ด้วยกรรมวิธีของ Newton-Raphson แบบ 2 ขั้ว



รูปที่ 3.31 กราฟตัวอย่าง แสดงผลค่า Maximum Residual ในแต่ละรอบการคำนวณ
ในระหว่างโปรแกรมประมวลผล (โรงงานต้นแบบที่ 1, $T_{\infty} = 35^{\circ}\text{C}$)



รูปที่ 3.32 กราฟตัวอย่างแสดงผลค่า Mass Flow Rate ในแต่ละตำแหน่งที่ได้คำนวณผล
หลังจากโปรแกรมประมวลผลเสร็จ (โรงงานต้นแบบที่ 1, $T_{\infty} = 35^{\circ}\text{C}$)

บทที่ 4

ผลลัพธ์และการอภิปรายผล

4.1 กล่าวนำ

การศึกษาวิจัระบบระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำค้ำกำลังด้วยระบบปล่องลมร้อนนี้ เริ่มต้นจากการศึกษาถึงความเป็นไปได้หากใช้อากาศมาระบายความร้อนออกจากโรงจักรไอน้ำโดยตรง จากนั้นได้ทำการจำลองสมการในเชิงทฤษฎีเพื่อศึกษาพฤติกรรมการไหลของอากาศในปล่องลม และในขณะเดียวกันได้ทำการจำลองการไหลในเชิงตัวเลข (CFD) คู่ขนานกันไป เพื่อให้ผลคำนวณเชิงตัวเลขช่วยยืนยันสมการเชิงทฤษฎีที่สร้างขึ้น เมื่อผลเปรียบเทียบเป็นที่น่าสนใจ จึงได้ศึกษาหาลักษณะของปล่องลมระบายความร้อนที่ดีที่สุด ผลที่ได้จากการศึกษาการไหลในปล่องลม (สมการเชิงทฤษฎี และลักษณะของปล่องลมที่ดีที่สุด) ได้นำมาใช้ในการวิเคราะห์ระบบร่วมกับปฏิสัมพันธ์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากวรรณกรรม เพื่อหาขนาดต่าง ๆ ของระบบ (ทั้งหมด) ที่ดีที่สุด ภายใต้เงื่อนไขออกแบบที่กำหนด และสุดท้ายผลกระทบต่อการระบายความร้อนเนื่องจากสภาวะการทำงานของระบบเปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ

ในบทนี้จะเป็นผลลัพธ์และการอภิปรายผล ที่ได้ทำการศึกษาไว้ในบทที่ 3 ประกอบด้วยหัวข้อต่าง ๆ ดังนี้

- 1) ผลกระทบของอุณหภูมิในเครื่องควบแน่นต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรกำลังไอน้ำ
- 2) ผลลัพธ์การจำลองการไหลในปล่องลมร้อน
 - ผลกระทบของความสูงของปล่องลม
 - ผลกระทบของรูปทรงของปล่องลม
- 3) ผลลัพธ์การวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อน ของระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน
 - การค้นหาชุดพารามิเตอร์ออกแบบระบบ เพื่อกำหนดขนาดโรงงานต้นแบบ
 - ผลกระทบของสภาวะการทำงานที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ ของโรงงานต้นแบบ

4.2 ผลกระทบของอุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่นต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรกำลังไอน้ำ

กรณีที่ได้ทำการศึกษาวิจัย เพื่อวิเคราะห์ถึงผลกระทบเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของไอน้ำอิ่มตัวในเครื่องควบแน่น มี 2 กรณี คือ กรณีที่ใช้วัฏจักรแรงดันอุดมคติแบบไอน้ำอิ่มตัว และวัฏจักรแรงดันอุดมคติแบบไอร้อนยิ่งยวด โดยค่ากำหนดใช้ในกรณีแรก ความดันไอน้ำในเครื่องกำเนิดไอน้ำ (P_b) เท่ากับ 5 10 15 20 22 MPa และ 5 10 15 20 25 MPa, อุณหภูมิไอร้อนยิ่งยวดก่อนเข้ากังหันไอน้ำ (T_1) เท่ากับ 500°C ในกรณีหลัง สำหรับช่วงอุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวในเครื่องควบแน่น $35\text{--}65^\circ\text{C}$ ในทั้งสองกรณี

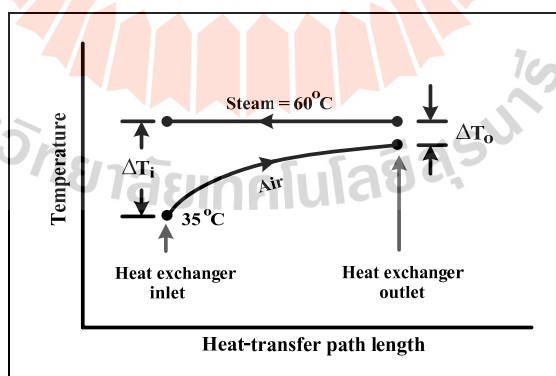
รูปที่ 4.2 เป็นกราฟแสดงผลการคำนวณค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงดันอุดมคติแบบไอน้ำอิ่มตัวชนิดต่ำกว่าวิกฤติ (Subcritical Type) (ความดันวิกฤติของน้ำประมาณ 22.09 MPa) ที่ถูกแสดงให้เป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวในเครื่องควบแน่น จากกราฟ ณ เส้นความดันในเครื่องกำเนิดไอน้ำคงที่ค่าต่าง ๆ เมื่ออุณหภูมิในเครื่องควบแน่นเพิ่มสูงขึ้น (ความดันในเครื่องควบแน่นสูงขึ้น) จะส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลง และเป็นการลดลงแบบเชิงเส้น เหตุเพราะการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิในเครื่องควบแน่น จะส่งผลให้ระบบผลิตงานสุทธิได้ลดลง (ระบบทั้งความร้อนที่ความดันสูง) ขณะที่พลังงานความร้อนที่ใช้สร้างไอน้ำเกือบจะเท่าเดิม (ลดลงจากเดิมเล็กน้อย) และเป็นที่น่าสังเกตว่าระบบที่ทั้งความร้อนที่อุณหภูมิเท่ากัน (ความดันในเครื่องควบแน่นเท่ากัน) เมื่อเพิ่มความดันในเครื่องกำเนิดไอน้ำจาก 5 เป็น 10 MPa จะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนได้มาก และจะเพิ่มขึ้นอีกเพียงเล็กน้อยหากเพิ่มความดันขึ้นอีกจาก 10 เป็น 15 MPa แต่เมื่อเพิ่มความดันขึ้นเป็น 20 MPa ประสิทธิภาพกลับลดลง และจะลดลงอย่างมากที่ความดัน 22 MPa เหตุที่เป็นเช่นนี้ เพราะการเพิ่มความดันในเครื่องกำเนิดไอน้ำจะต้องใช้พลังงานในการอัดของไหลเพิ่มมากขึ้น และระบบเริ่มผลิตงาน ณ ตำแหน่งไอน้ำอิ่มตัว (Saturated Vapor) ซึ่งเร็วเกินไป (งานที่ได้จากการขยายตัวของกระบวนการย้อนกลับได้เท่ากับ $w_{rev} = \int_1^2 v dP$ ในกระบวนการขยายตัวแบบ Isentropic จากสภาวะที่ 1-2 ภายใต้เส้นโค้งของเหลว-ไอน้ำอิ่มตัว (Saturated Liquid-Vapor Line) บนกราฟ T-s ตามรูปที่ 3.14 ของไหลจะมีค่าปริมาตรจำเพาะ (v) เปลี่ยนทั้งกระบวนการที่ลดลงเมื่อ P_b เพิ่มสูงขึ้น ซึ่งจะทำให้ผลิตงานได้ลดลง ถึงแม้ dP จะเพิ่มสูงขึ้นก็ตาม) จึงเป็นเหตุให้งานสุทธิที่ได้ลดลง และส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลงเช่นกัน

รูปที่ 4.3 เป็นกราฟแสดงผลการคำนวณค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงดันอุดมคติแบบไอร้อนยิ่งยวด แนวโน้มของผลคำนวณเป็นไปในทิศทางเดียวกันกับวัฏจักรไอน้ำอิ่มตัว แต่ข้อแตกต่าง คือ การเพิ่มความดันในเครื่องกำเนิดไอน้ำ จาก 5 MPa ไปจนถึง 25 MPa ประสิทธิภาพจะเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ เนื่องจากการเพิ่มอุณหภูมิของไอน้ำก่อนเข้ากังหันไอน้ำ จากไอน้ำ

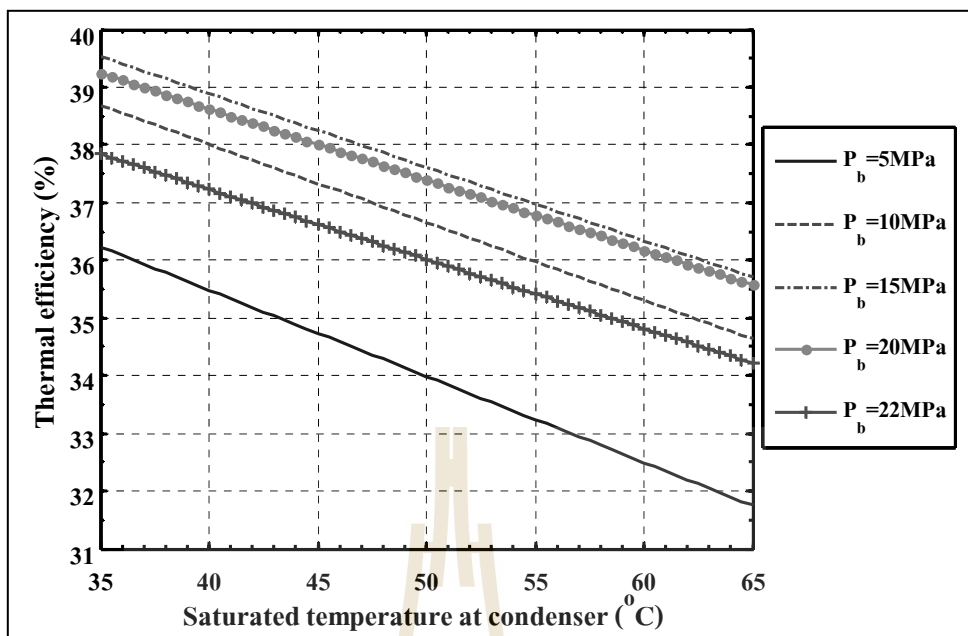
อิมตัวเป็นไอร้อนยิ่งยวด (Superheated Steam) ที่อุณหภูมิเท่ากับ 500°C สามารถผลิตงานสุทธิได้เพิ่มขึ้น จึงทำให้ประสิทธิภาพสูงกว่า ถึงแม้จะใช้พลังงานในการอัดของไหลเพิ่มขึ้นก็ตาม (dP เพิ่มขึ้น) (การขยายตัวในย่านไอร้อนยิ่งยวดจะผลิตงาน ($w_{rev} = \int_1^2 v dP$) ได้มากกว่า เนื่องจากทั้งกระบวนการของไหลมีค่าปริมาตรจำเพาะ (v) ที่สูงกว่าการขยายตัวบนวัฏจักรแบบไออิมตัว จึงทำให้ผลิตงานได้มากกว่า) หากเปรียบเทียบกันระหว่างวัฏจักรไอร้อนยิ่งยวดกับวัฏจักรไออิมตัว จะพบว่าวัฏจักรไอร้อนยิ่งยวดจะมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงกว่าวัฏจักรไออิมตัว

หากพิจารณาเลือกโรงจักรต้นกำลังขนาด 100 MW ที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรเท่ากับ 40% และกำหนดให้โรงจักรทิ้งความร้อนที่อุณหภูมิเท่ากับ 60°C (อุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่น) เป็นกรณีศึกษา “การระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำต้นกำลังด้วยระบบปล่องลมร้อน” ซึ่งค่าต่าง ๆ ที่กำหนดใช้ข้างต้น พิจารณาจากความเป็นไปได้ในทางปฏิบัติ ผนวกกับผลคำนวณในรูปที่ 4.3 กล่าวคือ อุณหภูมิไอน้ำที่กำหนดใช้ (60°C) มีค่าสูงกว่าอุณหภูมิของอากาศแวดล้อมพอสมควร (เหตุผลการถ่ายเทความร้อน) และที่อุณหภูมิดังกล่าวก็สามารถสร้างโรงจักรให้มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากับ 40% ได้ (รูปที่ 4.3)

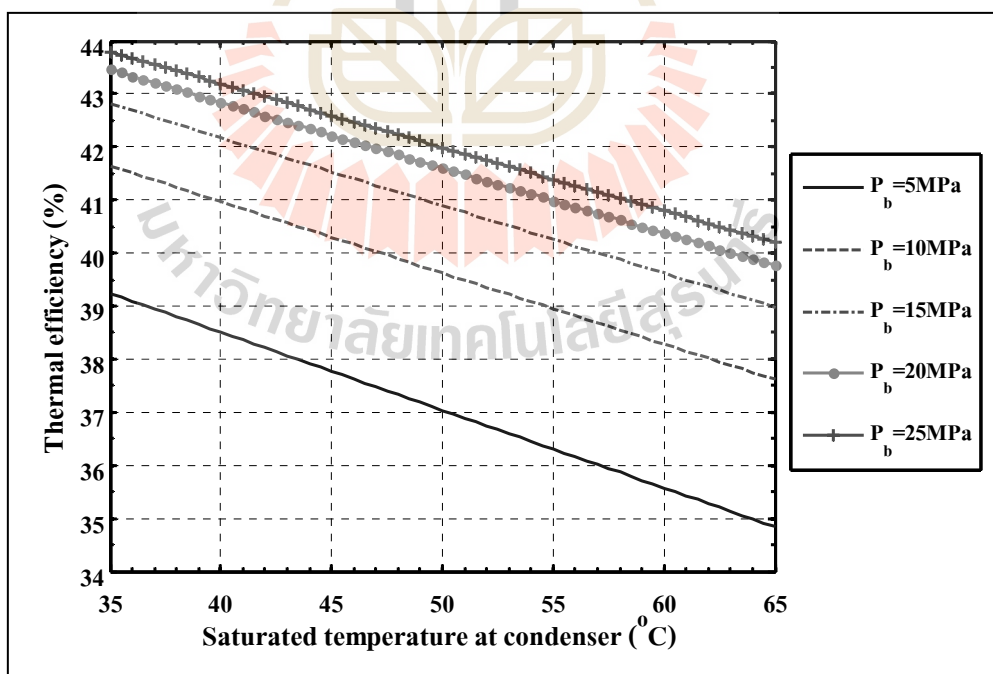
โดยสรุปจากการศึกษาในเรื่องนี้ จะได้ขนาดและค่ากำหนดใช้ต่าง ๆ สำหรับใช้เป็นกรณีศึกษาในงานวิจัยนี้ ดังนี้ ขนาดของโรงจักร 100 MW ประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% อุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่น 60°C และข้อกำหนดใช้เพิ่มเติม อุณหภูมิอากาศแวดล้อมก่อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 35°C ดังรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 การกระจายตัวของอุณหภูมิไอน้ำ และอากาศ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของโรงจักรไอน้ำต้นกำลังขนาด 100 MW, ประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% (กรณีศึกษา)



รูปที่ 4.2 ผลกระทบของอุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวในเครื่องควบแน่น ต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงดันคินอุมคติแบบไออิมตัว



รูปที่ 4.3 ผลกระทบของอุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวในเครื่องควบแน่น ต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรแรงดันคินอุมคติแบบไอร้อนยิ่งยวด ($T_1 = 500^{\circ}\text{C}$)

4.3 ผลลัพธ์การจำลองการไหลในปล่องลมร้อน

ในส่วนนี้จะแสดงผลจากการศึกษาในหัวข้อที่ 3.4 ที่ได้ทำการจำลองสมการทางคณิตศาสตร์ สำหรับทำนายพฤติกรรมการไหลของอากาศในปล่องลมในรูปที่ 3.17 เพื่อศึกษาถึงผลกระทบต่อระบบใน 2 ปีจ้ย ได้แก่ ความสูงของปล่องลมที่เปลี่ยนไป และลักษณะรูปทรงของปล่องลมที่ต่างกัน (ปล่องตรง ปล่องปลายคู่เข้า และปล่องปลายบานออก) นอกจากนี้ยังได้ทำการจำลองการไหลเชิงตัวเลข CFD ด้วยโปรแกรมวิเคราะห์การไหลสำเร็จรูป ANSYS CFX-12.0 และใช้ผลคำนวณเชิงตัวเลขเปรียบเทียบกับผลลัพธ์เชิงทฤษฎี เพื่อให้มั่นใจในผลลัพธ์เชิงทฤษฎี จากนั้นจึงได้นำผลลัพธ์ที่ได้ (ขนาดรูปทรงของปล่องลมที่ดีที่สุด) และสมการเชิงทฤษฎีไปใช้ในการศึกษาระบบในขั้นถัดไป

4.3.1 ผลลัพธ์ปล่องตรงขนาดความสูงต่างกัน

4.3.1.1 การเปรียบเทียบผลคำนวณเชิงทฤษฎีกับ CFD

กรณีที่ได้ทำการศึกษาวิจัยเป็นไปตามตารางที่ 3.1 ซึ่งเป็นแบบปล่องตรง ($AR_{32} = 1$) ที่ความสูงรวมของปล่องลมค่าต่าง ๆ จาก 50-300 m รูปที่ 4.4-4.7 แสดงการกระจายตัวของตัวแปรปฐมภูมิ (Primary Variables) ของอากาศ ได้แก่ ความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ และความเร็ว ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในปล่องลม ที่ถูกแสดงให้เป็นฟังก์ชันของความสูงของปล่องลมค่าต่าง ๆ โดยเปรียบเทียบกันระหว่างผลคำนวณเชิงทฤษฎีกับผลทำนายเชิงตัวเลข CFD (กรณีที่ผู้วิจัยได้เพิ่มพจน์พลังงานลอยตัว “ $g\rho v$ ” เข้าไปเป็น Source Term ในสมการพลังงาน ใน CFX) ภาพโดยรวมทั้งสองวิธีมีความสอดคล้องกันดีมากทั้งในเชิงปริมาณและคุณภาพ

รูปที่ 4.4 แสดงผลการคำนวณค่าความดันอากาศ เห็นได้ว่าที่ตำแหน่งทางเข้า (Position 1) ทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Position 2) ความดันจะลดลงตามลำดับ มีลักษณะเป็นการลดแบบเชิงเส้น สำหรับความดันที่ปลายปล่องลมไม่ได้แสดงไว้ เนื่องจากเป็นค่ากำหนดขอบซึ่งเท่ากับความดันบรรยากาศนอกปล่องที่ระดับความสูงเดียวกัน ผลการคำนวณเชิงทฤษฎีกับการคำนวณเชิงตัวเลข CFD มีค่าต่างกันสูงสุดประมาณ 0.001%

รูปที่ 4.5 แสดงผลการคำนวณค่าความหนาแน่นของอากาศ ที่ตำแหน่ง 1 2 และ 3 พบว่าความหนาแน่นที่ตำแหน่งต่าง ๆ ดังกล่าวจะลดลงตามลำดับ และผลคำนวณทั้งสองวิธีสนับสนุนกันดีมาก มีค่าต่างกันสูงสุดประมาณ 0.0048%

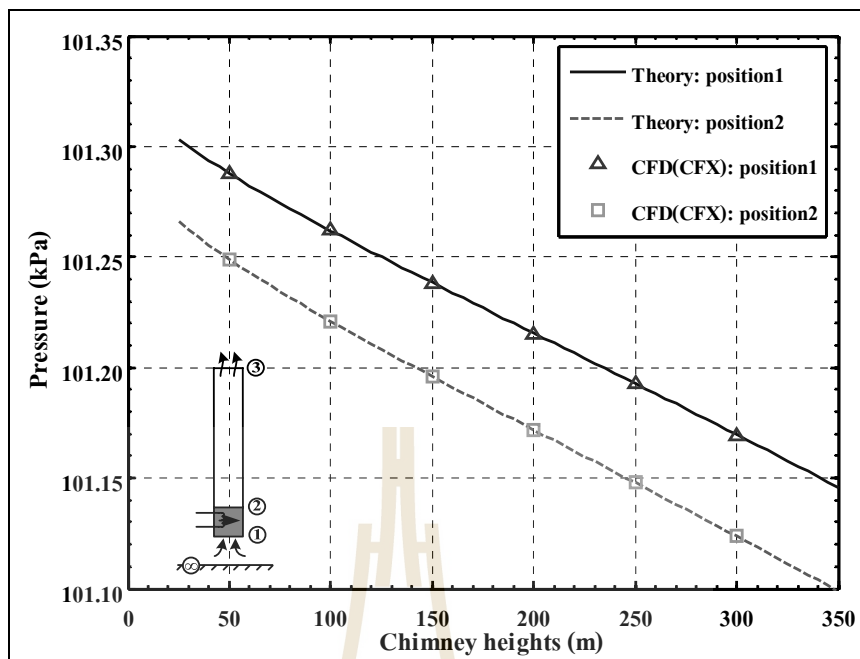
รูปที่ 4.6 แสดงผลการคำนวณค่าอุณหภูมิของอากาศ เห็นได้ว่าค่าอุณหภูมิจะลดลงตามลำดับ ซึ่งเป็นไปตามสมการสถานะและกระบวนการขยายตัวแบบ Isentropic และการทำปฏิกิริยาให้สูงขึ้นช่วยให้อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ลดลงได้ ซึ่งเป็นผลดีต่อการระบายความร้อนผลการคำนวณทั้งสองวิธีสนับสนุนกันดีมาก มีค่าต่างสูงสุดประมาณ 0.0045%

รูปที่ 4.7 แสดงผลการคำนวณค่าความเร็วของอากาศ พบว่าความเร็วจะเพิ่มสูงขึ้นตามลำดับ และการทำปฏิกิริยาให้สูงขึ้น จะส่งผลให้ค่าความเร็วที่ตำแหน่งต่าง ๆ เพิ่มขึ้นจากเดิม ซึ่งผลการคำนวณเชิงทฤษฎีกับ CFD ผลที่ได้มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน และการคำนวณเชิงทฤษฎีต่ำกว่า CFD สูงสุดประมาณ 0.055%

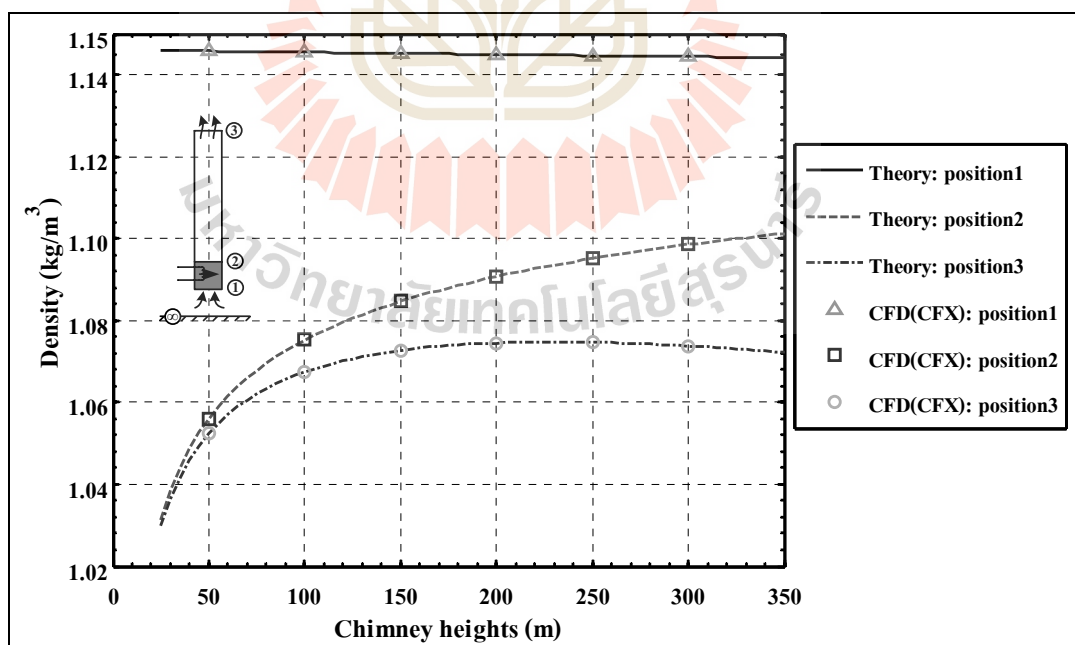
4.3.1.2 ผลกระทบของความสูงปล่องลมต่อการระบายความร้อน

รูปที่ 4.8-4.9 แสดงผลกระทบของความสูงปล่องลมต่อการระบายความร้อน จะพบว่าในกรณีความสูงปล่องต่ำกว่าขนาดออกแบบ (100 m) จะทำให้อัตราการไหลลดลงจากเดิม และอุณหภูมิที่ตำแหน่งที่ 2 จะสูงกว่าอุณหภูมิของไอน้ำ (60°C) ซึ่งเป็นไปไม่ได้ในทางปฏิบัติ แต่ในทางปฏิบัติจริงกรณีนี้จะทำให้อุณหภูมิของไอน้ำสูงขึ้น ส่งผลให้โรงจักรผลิตงานได้ลดลง และประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลง (ผลการศึกษาที่ 4.2)

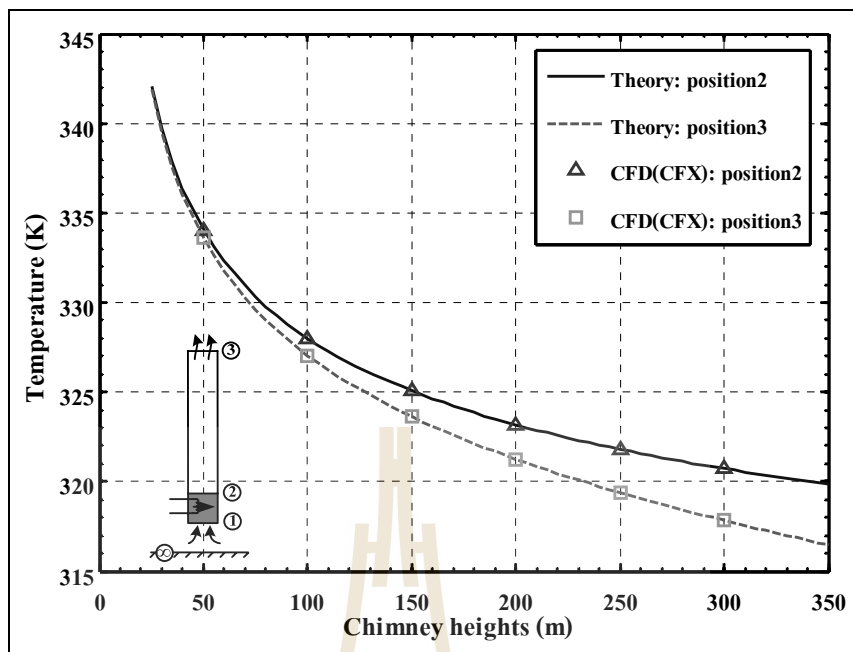
สำหรับกรณีความสูงปล่องสูงกว่าขนาดออกแบบ ($h+H > 100\text{ m}$) จะตรงกันข้าม กล่าวคือ อัตราการไหลจะเพิ่มขึ้น อุณหภูมิที่ตำแหน่ง 2 จะลดลง และส่วนต่างนี้มีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเมื่อปล่องมีความสูงเพิ่มขึ้น เช่น ที่ความสูงปล่องเท่ากับ 300 m จะทำให้อัตราการไหลเพิ่มขึ้นประมาณ 1.52 เท่า และอุณหภูมิต่ำกว่าจุดออกแบบ ($\Delta T_0 = 5^{\circ}\text{C}$) ประมาณ 7°C นั่นก็หมายความว่าระบบยังมีศักยภาพเหลือพอที่จะรับความร้อนทั้งจากโรงจักรได้อีก หรือสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักรได้อีกด้วยการลดอุณหภูมิไอน้ำลงมา ผลดีอีกประการคือทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลงเนื่องจากอากาศที่ความเร็วสูงกว่าทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า



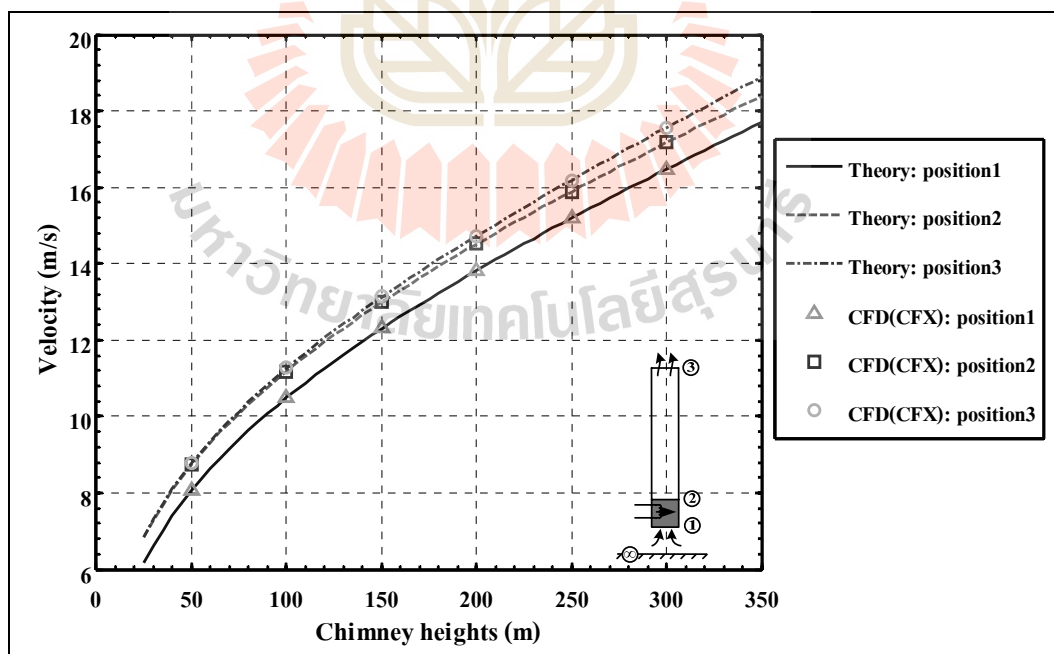
รูปที่ 4.4 ผลคำนวณค่าความดัน ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องตรง เปลี่ยนแปลงขนาดความสูง)



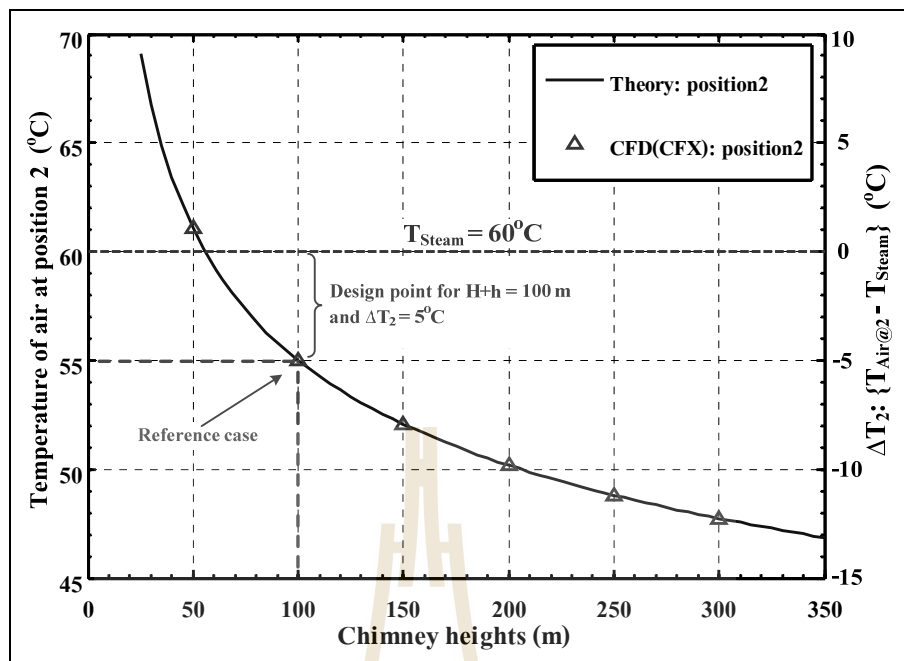
รูปที่ 4.5 ผลคำนวณค่าความหนาแน่น ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องตรง เปลี่ยนแปลงขนาดความสูง)



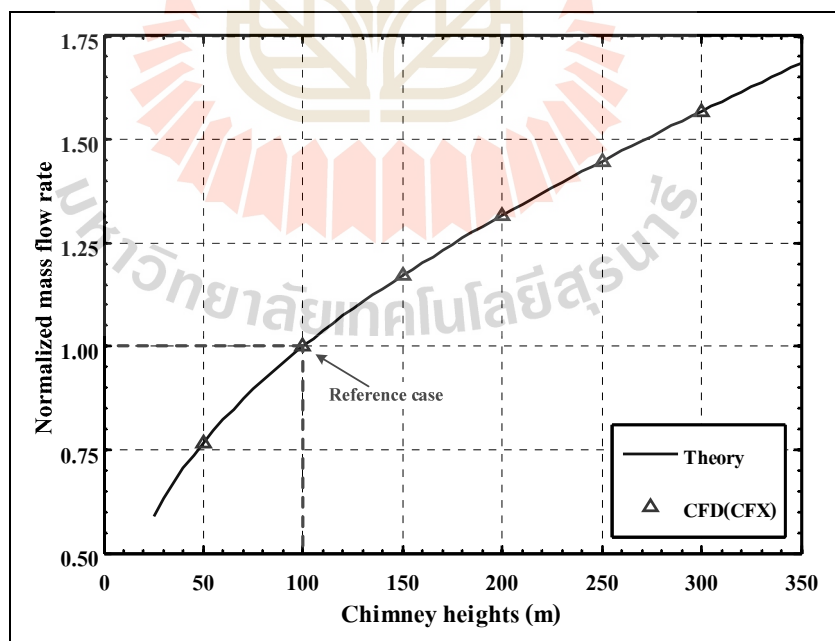
รูปที่ 4.6 ผลคำนวณค่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องตรง เปลี่ยนแปลงขนาดความสูง)



รูปที่ 4.7 ผลคำนวณค่าความเร็ว ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องตรง เปลี่ยนแปลงขนาดความสูง)



รูปที่ 4.8 ผลกระทบของความสูงปล่องลม ต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งที่ 2
(เทียบต่อกรณี $h+H=100$ m)



รูปที่ 4.9 ผลกระทบของความสูงปล่องลม ต่อค่าสัดส่วนอัตราการไหลเชิงมวล
(เทียบต่อกรณี $h+H=100$ m)

4.3.2 ผลลัพธ์ปล่องลมสัดส่วนขนาดหน้าตัดต่างกัน

4.3.2.1 การเปรียบเทียบผลคำนวณเชิงทฤษฎีกับ CFD

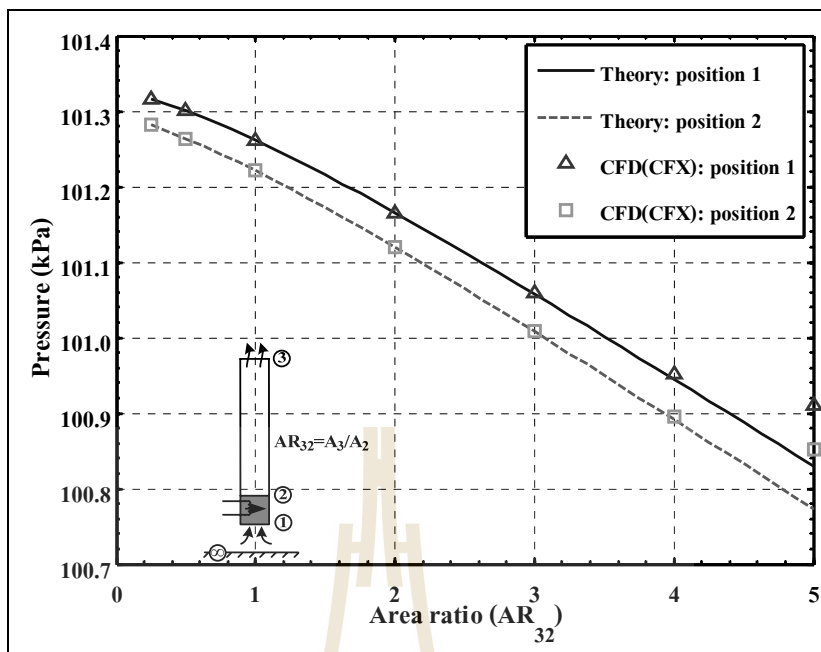
กรณีที่ได้ทำการศึกษาวิจัยเป็นไปตามตารางที่ 3.2 ซึ่งมีทั้งกรณีปล่องตรง ปล่องปลายคู่เข้า และปล่องปลายบานออก รูปที่ 4.10-4.13 แสดงการกระจายตัวของตัวแปรปฐมภูมิ (Primary Variables) ของอากาศ ได้แก่ ความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ และความเร็ว ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ที่ถูกแสดงให้เป็นฟังก์ชันของค่าสัดส่วนขนาดหน้าตัดปล่องลมค่าต่าง ๆ โดยเปรียบเทียบกันระหว่างผลคำนวณเชิงทฤษฎีกับผลทำนายเชิงตัวเลข CFD ภาพโดยรวมทั้งสองวิธีมีความสอดคล้องกันดีมากทั้งในเชิงปริมาณและคุณภาพ

ข้อสังเกตของผลลัพธ์ที่ค่า $AR_{32} = 4$ และ 5 ผลลัพธ์เชิงทฤษฎีกับ CFD มีแนวโน้มต่างกันเพิ่มมากขึ้น เหตุเพราะเกิดผลกระทบแบบสองมิติ กล่าวคือปล่องลมบานตัวมากเกินไปจนทำให้เกิดการไหลแยก (Separated Flow) ซึ่งเป็นอิทธิพลของแรงดันชั้นด้าน (Adverse Pressure Gradient) ดังแสดงในรูปที่ 4.16 ที่ได้แสดงการพล็อตของ سرعتความเร็วของการไหลแยก แต่ในการศึกษาเชิงทฤษฎีนั้นเป็นการจำลองในหนึ่งมิติ จึงไม่สามารถทำนายการไหลแยกได้

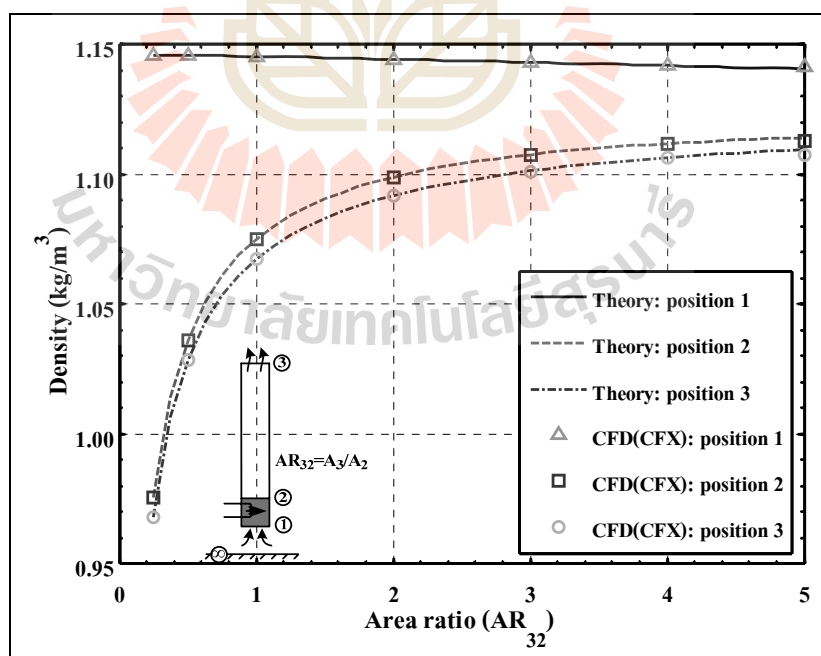
4.3.2.2 ผลกระทบของสัดส่วนขนาดหน้าตัดปล่องลมต่อการระบายความร้อน

รูปที่ 4.14-4.15 แสดงผลกระทบของขนาดหน้าตัดปล่องลมต่อการระบายความร้อน จะพบว่าในกรณีปล่องปลายคู่เข้า ($AR_{32} < 1$) จะทำให้อัตราการไหลลดลงจากกรณีปล่องตรงเดิม ($AR_{32} = 1$) และอุณหภูมิที่ตำแหน่งที่ 2 จะสูงกว่าอุณหภูมิของไอน้ำ (60°C) ซึ่งเป็นไปไม่ได้ในทางปฏิบัติ แต่ในทางปฏิบัติจริงกรณีนี้จะทำให้อุณหภูมิของไอน้ำสูงขึ้น ส่งผลประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลง (ผลการศึกษาที่ 4.2) สำหรับกรณีปล่องปลายบาน ($AR_{32} > 1$) จะตรงกันข้าม กล่าวคือ อัตราการไหลจะเพิ่มมากขึ้น และอุณหภูมิที่ตำแหน่ง 2 ลดลง ส่วนต่างนี้จะเพิ่มขึ้นเมื่อปล่องบานมากขึ้น เช่น ที่ค่า $AR_{32} = 4, 5$ จะทำให้อัตราการไหลเพิ่มขึ้นถึงประมาณ 2.5 เท่า และอุณหภูมิต่ำกว่าจุดออกแบบ ($\Delta T_0 = 5^{\circ}\text{C}$) ถึงประมาณ 12°C นั่นก็หมายความว่าระบบยังมีศักยภาพเหลือพอที่จะรับความร้อนทั้งจากโรงจักรได้อีก หรือสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของโรงจักรได้อีกด้วยการลดอุณหภูมิไอน้ำลงมา ผลดีอีกประการคือทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลง เนื่องจากอากาศที่ความเร็วสูงกว่าทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า

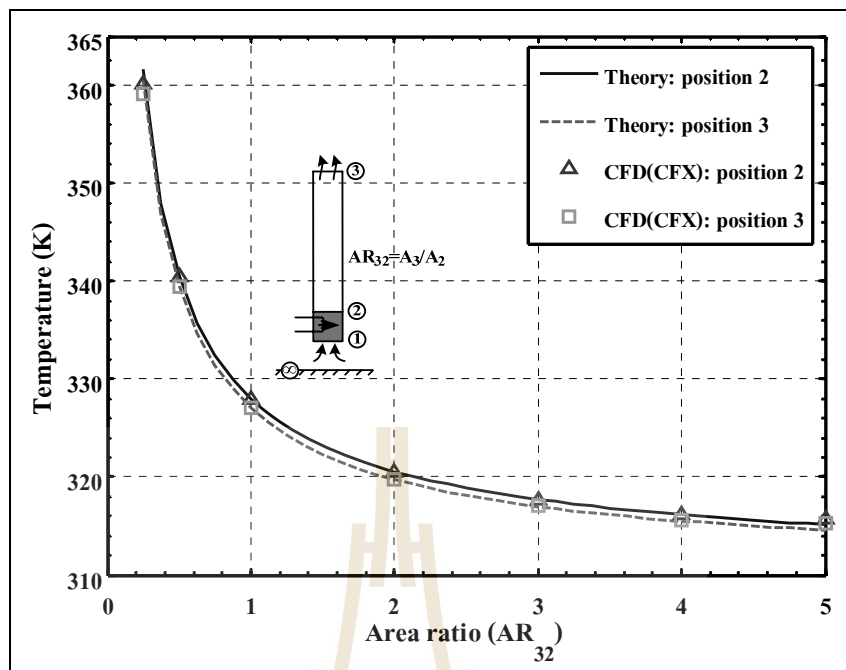
จากรูปที่ 4.15 จะสังเกตว่าผลคำนวณอัตราการไหลจาก CFD เมื่อปล่องบานเพิ่มมากขึ้น (AR_{32} เพิ่มขึ้น) อัตราการไหลมีแนวโน้มที่จะลดลง (ผลจากการไหลแยก) ดังนั้น การบานตัวออกของปล่องลมน่าจะทำได้ถึงแค่ค่าหนึ่งที่สร้างการไหลได้ดีที่สุด ถ้าบานมากขึ้นจะทำให้อัตราการไหลลดลง และเพื่อศึกษาค่าการบานตัวดังกล่าว จะต้องใช้การศึกษาเชิงตัวเลขเท่านั้น เนื่องจากสมการทฤษฎีไม่สามารถทำนายการไหลแยกได้ ซึ่งจะได้ทำการศึกษาหาค่าดังกล่าว ต่อไป



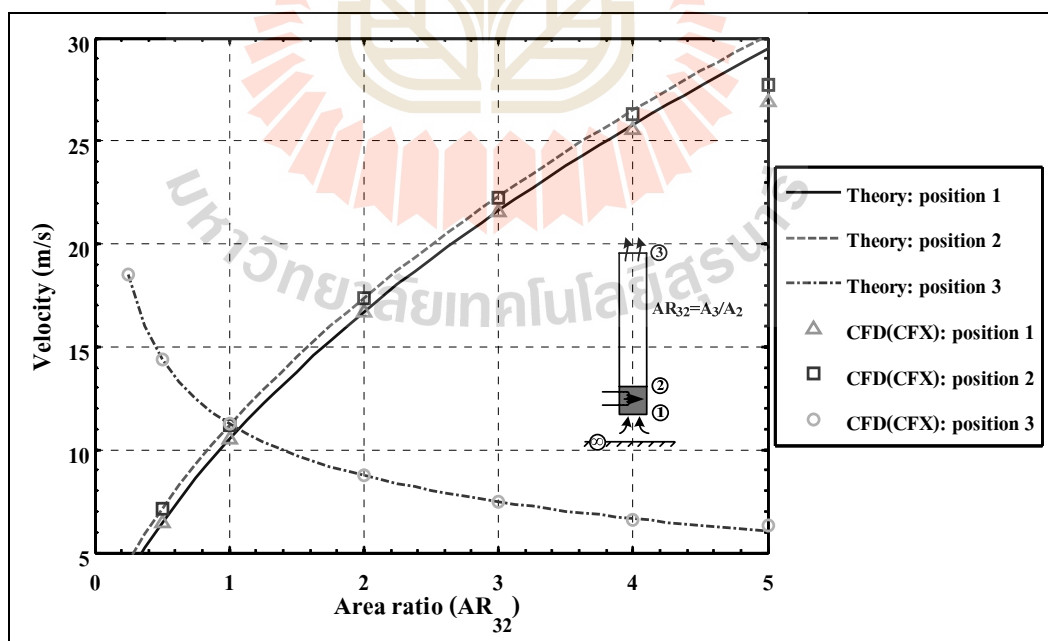
รูปที่ 4.10 ผลคำนวณค่าความดัน ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องสูง 100 m ลักษณะรูปทรงต่างกัน)



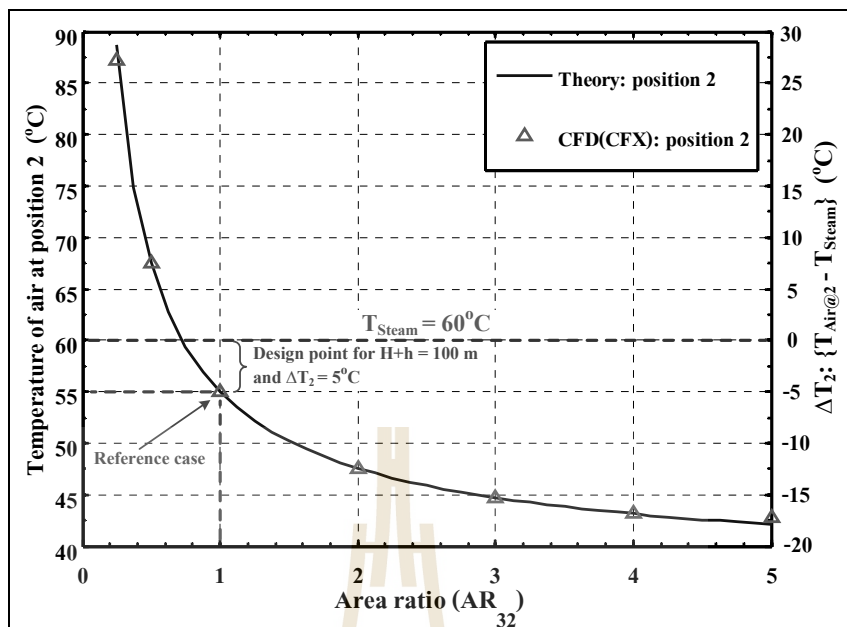
รูปที่ 4.11 ผลคำนวณค่าความหนาแน่น ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องสูง 100 m ลักษณะรูปทรงต่างกัน)



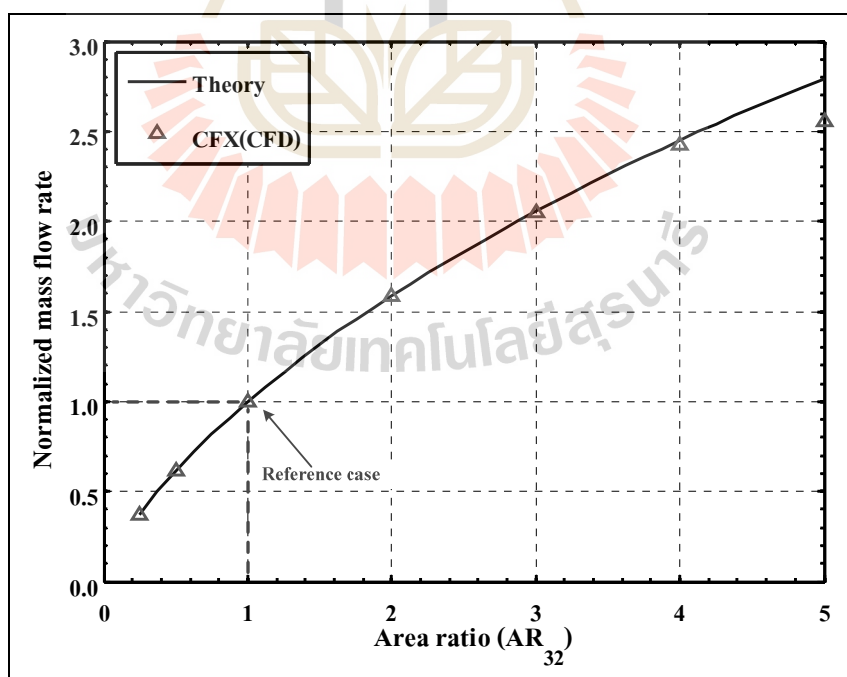
รูปที่ 4.12 ผลคำนวณค่าอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องสูง 100 m ลักษณะรูปทรงต่างกัน)



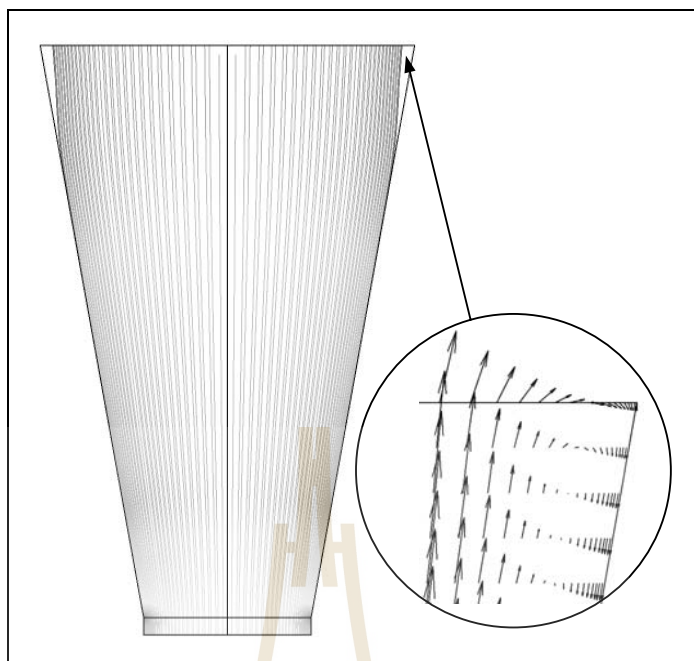
รูปที่ 4.13 ผลคำนวณค่าความเร็ว ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในทางทฤษฎี เทียบกับผลลัพธ์จาก CFD (กรณีปล่องสูง 100 m ลักษณะรูปทรงต่างกัน)



รูปที่ 4.14 ผลกระทบของสัดส่วนขนาดหน้าตัดปล่อง ต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งที่ 2
(เทียบต่อกรณีปล่องตรง: $AR_{32} = 1$ และ $h+H = 100$ m)



รูปที่ 4.15 ผลกระทบของสัดส่วนขนาดหน้าตัดปล่อง ต่อค่าสัดส่วนอัตราการไหลเชิงมวล
(เทียบต่อกรณีปล่องตรง: $AR_{32} = 1$ และ $h+H = 100$ m)

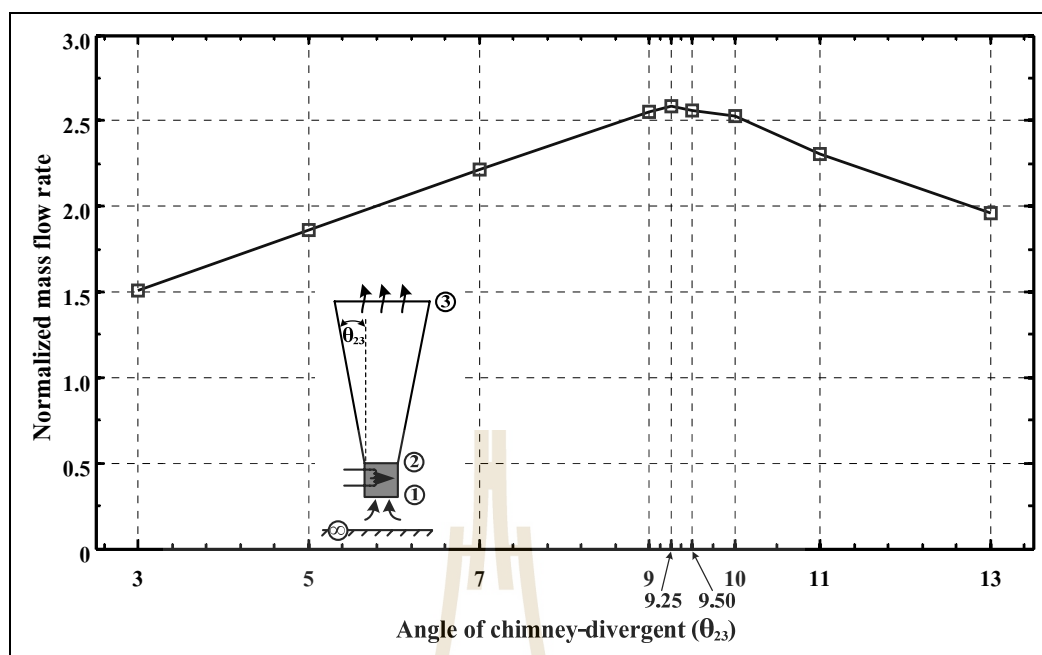


รูปที่ 4.16 การไหลแยกในปล่องลม กรณี $AR_{32} = 5$

4.3.2.3 มุมองศาการบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด

จากผลการศึกษาผลกระทบทางรูปทรงของปล่องลมข้างต้น พบว่าปล่องลมแบบปล่องปลายบานออกสามารถสร้างการไหลและทิ้งความร้อนได้มาก ผลคำนวณในรูปที่ 4.15 อัตราการไหลมีแนวโน้มที่จะลดลงเมื่อปล่องบานมากขึ้น ($AR_{32} > 5$) การหามุมองศาการบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด (รูปที่ 3.17) ในการศึกษาครั้งนี้ได้เลือกใช้กรรมวิธี Search Methods แบบ Exhaustive Search และแบบ Dichotomous Search หรือ Half of Interval Search (Stoecker, 1989) ซึ่งจะใช้ทั้ง 2 วิธีร่วมกัน ทั้งนี้เพื่อประหยัดเวลาในการศึกษา (ใช้ผลคำนวณเชิงตัวเลข CFD ซึ่งในแต่ละโมเดลใช้เวลาคำนวณค่อนข้างมาก)

ในการคำนวณเชิงตัวเลข CFD ได้กำหนดช่วงมุมองศาการบานตัวของปล่องลมสำหรับใช้คำนวณจาก $3^\circ < \theta_{23} < 13^\circ$ หรือ $1.8 < AR_{32} < 6.7$ ทั้งนี้เพื่อให้ครอบคลุมค่ามุมที่คาดว่าจะจะเป็นจุดที่ดีที่สุด สำหรับการค้นหาจุดที่ดีที่สุด เริ่มแรกได้ใช้กรรมวิธีแบบ Exhaustive Search โดยแบ่งช่วงคำนวณตัวแปร θ_{23} ออกเป็น 5 ช่วงเท่า ๆ กัน (แต่ละช่วงห่างกัน 2°) ทั้งนี้เพื่อให้ช่วงที่สนใจแคบลง จากนั้นการค้นหามุมบานตัวที่ดีที่สุด ได้ใช้กรรมวิธีแบบ Dichotomous Search และได้พบจุดที่ดีที่สุด คือ ที่ $\theta_{23} = 9.25^\circ$ ($AR_{32} = 4.5$) ซึ่งเป็นจุดที่สามารถสร้างการไหลได้ดีที่สุด ดังแสดงในรูปที่ 4.17



รูปที่ 4.17 ผลกระทบของมุมบานตัวของปล่องลม ต่อค่าสัดส่วนอัตราการไหลเชิงมวล
(เทียบต่อกรณีปล่องตรง: $\theta_{23} = 0^\circ$ และ $h+H=100$ m)

4.3.3 สรุปผลการจำลองการไหลในปล่องลมร้อน

การศึกษานี้ได้ทำการสร้างสมการทางคณิตศาสตร์ในเชิงทฤษฎี เพื่อใช้ทำนายพฤติกรรมของการไหลของอากาศในปล่องลมร้อน โดยสร้างจากสมการควบคุมทางวิศวกรรมศาสตร์พื้นฐาน (สมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์พลังงาน สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการสถานะของแก๊สอุดมคติ) ร่วมกับสมการที่ได้จากการใช้สมมุติฐานต่าง ๆ ทางวิศวกรรมศาสตร์ และได้ใช้ผลคำนวณเชิงตัวเลข CFD จากโปรแกรมวิเคราะห์การไหลสำเร็จรูป ANSYS CFX-12.0 เปรียบเทียบกับผลทำนายของสมการเชิงทฤษฎี โดยได้ศึกษาถึงผลกระทบต่อระบบใน 2 ปัจจัย ได้แก่ ความสูงของปล่องลมที่เปลี่ยนไป และลักษณะรูปทรงของปล่องลมที่ต่างกัน (ปล่องตรง ปล่องปลายลู่เข้า และปล่องปลายบาน) ผลคำนวณเชิงตัวเลขมีความสอดคล้องกันดีมากกับผลทำนายเชิงทฤษฎี ยกเว้นกรณีที่มีการไหลแยกในกรณีปล่องปลายบาน จากการศึกษาพบว่า การทำปล่องลมให้สูงขึ้น และการทำปลายปล่องลมให้บานออก สามารถเพิ่มอัตราการไหลและทั้งความร้อนได้มาก ปล่องลมแบบปลายลู่เข้าทำให้อัตราการไหลลดลง จึงไม่เหมาะสำหรับใช้เป็นระบบระบายความร้อน และที่ค่ามุมบาน $\theta_{23} = 9.25^\circ$ ($AR_{32} = 4.5$) จะเป็นจุดที่ดีที่สุด เนื่องจากสร้างอัตราการไหลได้มากที่สุด หากปล่องลมบานมากเกินไป จะเกิดการไหลแยก ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนจะลดลง

4.4 ผลลัพธ์การจำลองการไหลและการถ่ายเทความร้อนในระบบปล่องลมร้อน

4.4.1 ผลลัพธ์การคำนวณการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Cell by Cell

ในส่วนนี้จะเป็นผลลัพธ์จากการศึกษาในหัวข้อที่ 3.5 ที่ได้ทำการจำลองสมการทางคณิตศาสตร์ สำหรับทำนายพฤติกรรมกรไหลและการถ่ายเทความร้อน ของระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อนในรูปที่ 4.18 ที่ได้ใช้โรงจักรไอน้ำต้นกำลังขนาด 100 MW ที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% และอุณหภูมิของไอน้ำอิ่มตัวในเครื่องควบแน่น 60°C เป็นกรณีศึกษา ซึ่งระบบระบายความร้อนนี้ จะต้องนำปริมาณความร้อนขนาด 150 MW ไประบายออกสู่สิ่งแวดล้อมที่ปลายปล่องลม ในการศึกษานี้ได้ใช้อากาศแวดล้อม 35°C ที่ความดัน 1 บรรยากาศเป็นตัวกลางในการรับความร้อนทั้ง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ถูกติดตั้งไว้ที่ฐานปล่อง จะเป็นกลุ่มท่อไอน้ำแบบไม่มีครีระบายความร้อน (No Finned) ที่วางตัวในแนวตั้งล้อมรอบฐานปล่องลม ดังรูปที่ 4.18ก อุณหภูมิที่ผิวท่อเท่ากับกับอุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวในเครื่องควบแน่น ($T_w = 60^{\circ}\text{C}$) ลักษณะการจัดวางกลุ่มท่อจะเป็นแบบแถวตรงกัน (In-Line Arrangement: รูปที่ 4.18ข) โดยกำหนดออกแบบระบบให้มีอุณหภูมิแตกต่างสุดท้ายหลังจากออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ตำแหน่งที่ 2) $TTD_2 = 3.5^{\circ}\text{C}$

การคำนวณระบบทั้งหมด สามารถกระทำได้ตามขั้นตอนในรูปที่ 3.26 - 3.28 ในหัวข้อการศึกษาที่ 3.5 การศึกษานี้จะใช้พารามิเตอร์ออกแบบระบบต่าง ๆ ได้แก่ a_1 , b , d , L , $V_{2',\text{design}}$ และ θ_{23} ในการคำนวณเพื่อหาชุดพารามิเตอร์ออกแบบระบบที่เหมาะสมที่สุด และค่าของพารามิเตอร์ที่ใช้คำนวณในครั้งนี้ เป็นดังนี้

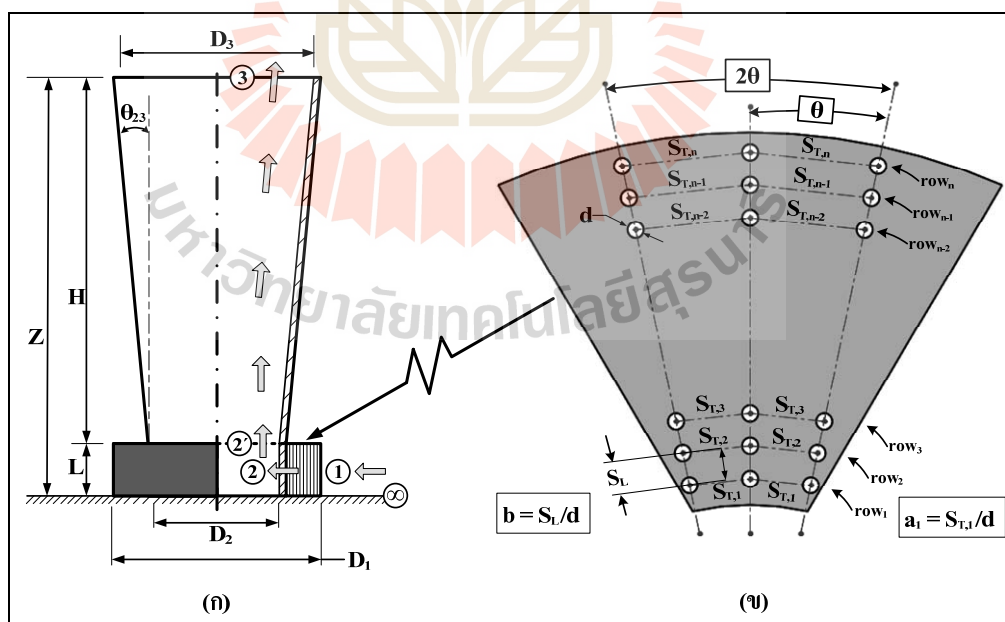
- 1) $a_1 = 1.5 \ 2.0 \ 2.5$ และ 3.0
- 2) $b = 1.25 \ 1.5 \ 2.0$ และ 3.0
- 3) $d = 1.5 \ 2.0 \ 2.5 \ 3.0 \ 3.5 \ 4.0 \ 4.5$ และ 5.0 cm
- 4) $L = 15 \ 20 \ 25$ และ 30 m
- 5) $V_{2',\text{design}} = 5.0 \ 7.5 \ 10.0 \ 12.5 \ 15.0 \ 17.5 \ 20.0 \ 22.5 \ 25.0$ และ 27.78 m/s
- 6) $\theta_{23} = 0^{\circ} - 10^{\circ}$ คำนวณโดยเพิ่มขึ้นทีละ 0.2°

ซึ่ง ผลจากพารามิเตอร์ออกแบบ $V_{2',\text{design}}$ จะต้องใช้ปล่องลมที่มีขนาด D_2 ดังตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 ความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ออกแบบ $V_{2',\text{design}}$ กับขนาดของปล่องลม D_2

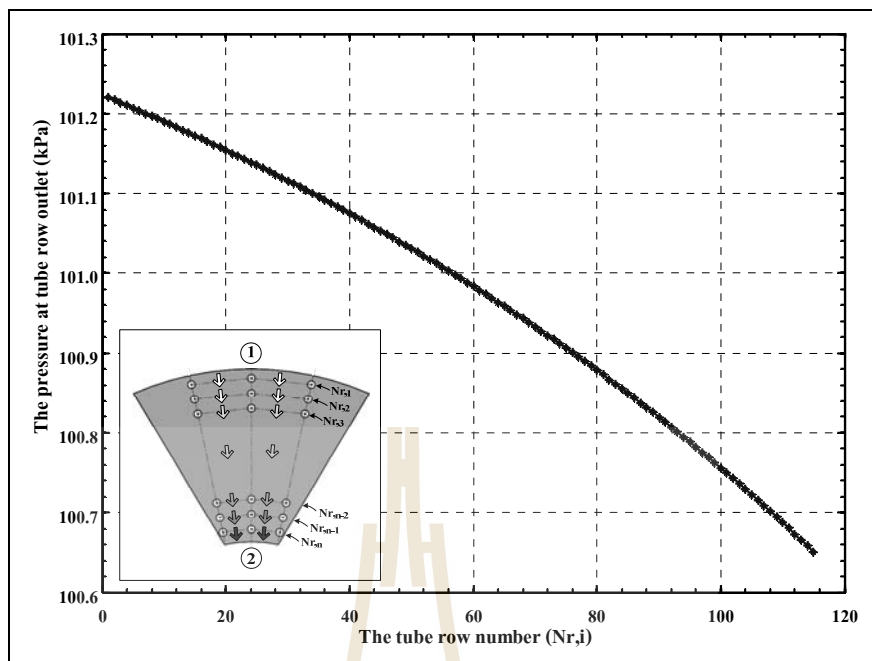
$V_{2',\text{design}}$ (m/s)	5.0	7.5	10.0	12.5	15.0	17.5	20.0	22.5	25.0	27.78
D_2 (m)	40.73	33.26	28.80	25.76	23.51	21.77	20.37	19.20	18.22	17.28

การคำนวณในช่วงการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้ใช้วิธีการคำนวณแบบ Cell by Cell (1 Cell มีท่อไอน้ำ 1 แถว) ที่มีความคล้ายคลึงกันกับกรรมวิธีปริมาตรจำกัด (Finite Volume Method) ซึ่งวิธีการนี้จะมีจุดเด่น คือสามารถเห็นแนวโน้มของพฤติกรรมของอากาศที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ตลอดเส้นทางไหล (การคำนวณทั่วไป จะไม่สามารถเห็นแนวโน้มนดังกล่าวได้ เนื่องจากใช้การคำนวณแบบค่าเฉลี่ยค่าเดียวตลอดทั้งเครื่อง ซึ่งจะได้ผลลัพธ์เป็นค่าเฉลี่ย คือค่าเฉลี่ย) รูปที่ 4.19-4.22 เป็นตัวอย่างของผลคำนวณระบบด้วยวิธีการแบบ Cell by Cell ที่แสดงให้เห็นถึงการกระจายตัวของตัวแปรอากาศ (ความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ และความเร็ว) ในขณะที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยเริ่มต้นจากท่อไอน้ำแถวแรกจนถึงแถวสุดท้าย (การไหลจาก 1-2 ในรูปที่ 4.18) ก่อนที่จะไหลเลี้ยวตัวเข้าสู่ปากทางเข้าปล่องลมในตำแหน่งที่ 2' จะพบว่าค่าความดันและความหนาแน่นจะลดลงตลอดแนวการไหล ส่วนค่าอุณหภูมิจะเพิ่มขึ้น จะสังเกตว่าค่าอุณหภูมิแตกต่างหลังจากออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าประมาณ 3.5°C ตามค่าออกแบบระบบ ($\text{TTD}_2 = T_{\text{steam}} - T_{\text{air},2} = 3.5^{\circ}\text{C}$) และค่าความเร็วจะเพิ่มขึ้นในลักษณะเชิงเส้น เนื่องจากขนาดพื้นที่หน้าตัดของการไหลลดลง ผนวกกับค่าความหนาแน่นที่ลดลง จึงเป็นเหตุให้ค่าความเร็วเพิ่มขึ้นตลอดแนวการไหลตามกฎอนุรักษ์มวล ซึ่งจะเป็นจุดเด่นของวิธีการคำนวณนี้ (วิธีการคำนวณแบบค่าเฉลี่ยปกติไม่สามารถกระทำได้)

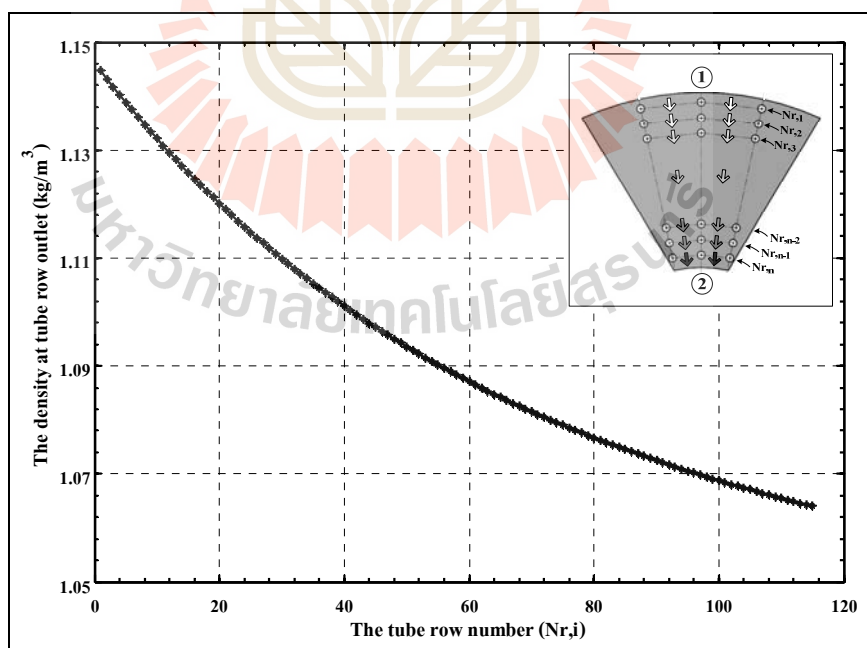


รูปที่ 4.18 ระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน ขนาด 150 MW: (ก) ภาพด้านหน้า

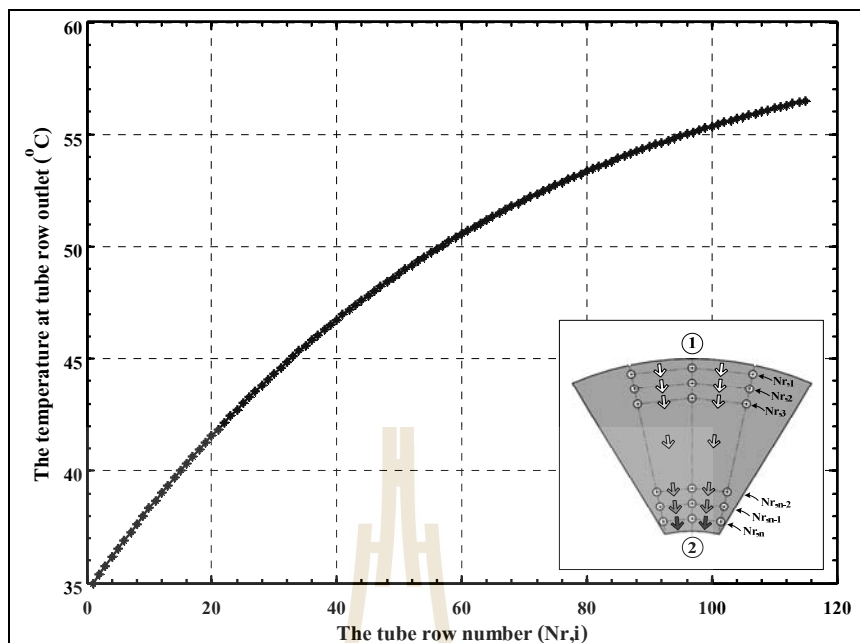
(ข) ภาพขยายการวางตัวของกลุ่มท่อไอน้ำแบบ In-Line



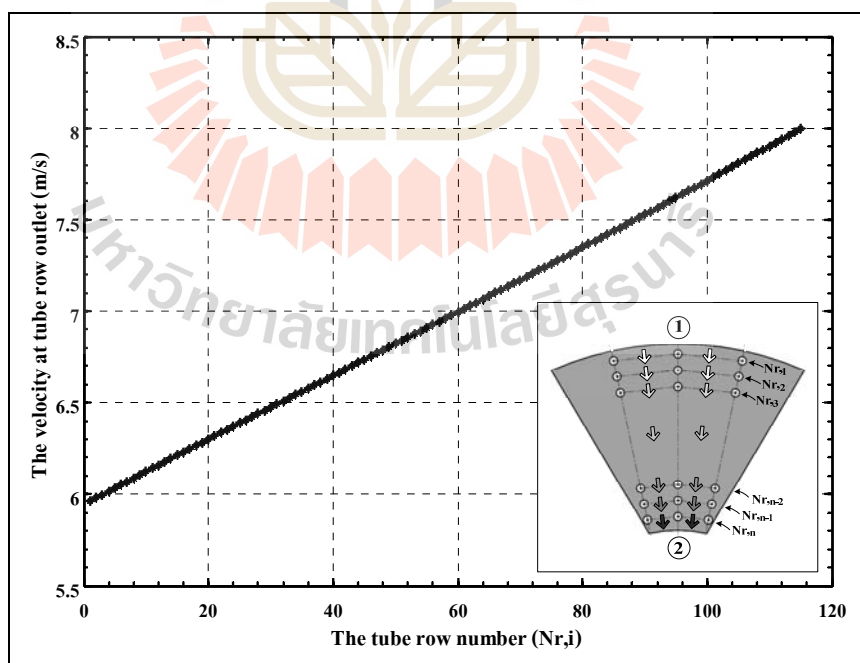
รูปที่ 4.19 การกระจายตัวของค่าความดัน ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ชุดพารามิเตอร์ $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm, $L = 15$ m, $V_{2', \text{design}} = 27.78$ m/s และ $\theta_{23} = 0^\circ$)



รูปที่ 4.20 การกระจายตัวของค่าความหนาแน่น ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ชุดพารามิเตอร์ $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm, $L = 15$ m, $V_{2', \text{design}} = 27.78$ m/s และ $\theta_{23} = 0^\circ$)



รูปที่ 4.21 การกระจายตัวของค่าอุณหภูมิ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ชุดพารามิเตอร์ $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm, $L = 15$ m, $V_{2', \text{design}} = 27.78$ m/s และ $\theta_{23} = 0^\circ$)



รูปที่ 4.22 การกระจายตัวของค่าความเร็ว ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ชุดพารามิเตอร์ $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm, $L = 15$ m, $V_{2', \text{design}} = 27.78$ m/s และ $\theta_{23} = 0^\circ$)

4.4.2 พารามิเตอร์ออกแบบระบบที่เหมาะสมที่สุด

พารามิเตอร์ต่าง ๆ ที่ใช้ในการออกแบบระบบล้วนส่งผลต่อขนาดของระบบทั้งสิ้น เช่น ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและค่าความสูงของปล่องลม เป็นต้น ค่าพารามิเตอร์ออกแบบระบบที่ใช้คำนวณในการศึกษานี้ ได้แก่ a_1 b d L $V_{2',\text{design}}$ และ θ_{23} ซึ่งค่าต่าง ๆ เป็นดังที่กล่าวไว้ข้างต้น หากจับคู่ชุดของพารามิเตอร์ออกแบบที่ใช้คำนวณจะได้ทั้งหมด 5,120 ชุดคำนวณ (ไม่รวมพารามิเตอร์ θ_{23} อีก 51 ค่า) จากชุดข้อมูลคำนวณจำนวนมากเหล่านี้ จะทำการค้นหาชุดพารามิเตอร์ออกแบบที่เหมาะสมที่สุด สำหรับใช้เป็นขนาดของโรงงานต้นแบบระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน จากนั้นจะได้นำไปศึกษาถึงผลกระทบเนื่องจากสภาวะการทำงานของระบบเปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ

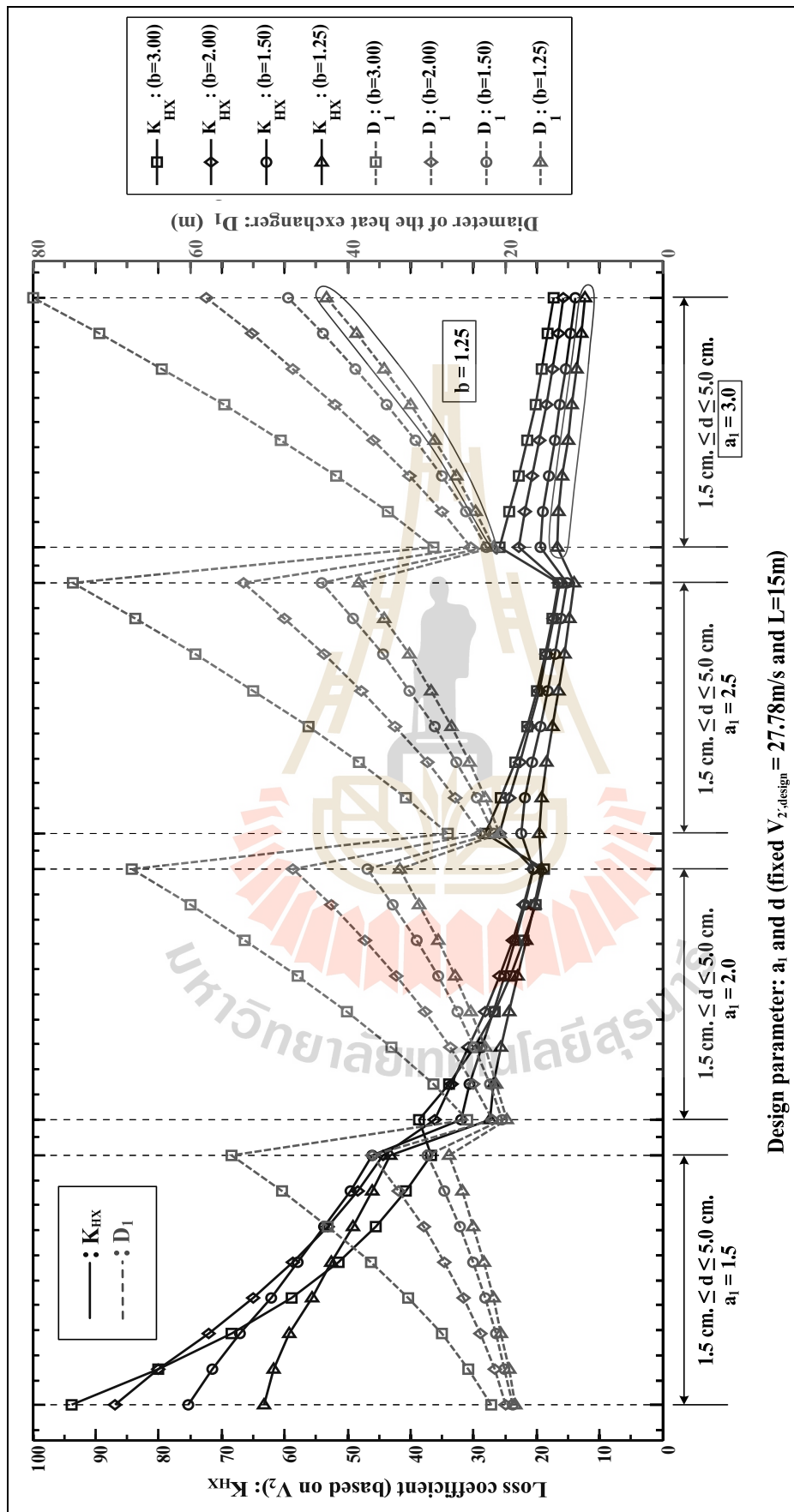
การค้นหาชุดพารามิเตอร์ออกแบบที่เหมาะสมที่สุดต่อระบบจะพิจารณาจาก 2 เหตุผลหลัก หนึ่งคือความสูงรวมของปล่องลมไม่เกิน 300 m และสองคือระบบที่ใช้งบประมาณต่ำที่สุด ซึ่งเหตุผลประการหลังนี้จะใช้การวิเคราะห์ต้นทุนของระบบอย่างง่าย (พิจารณาเฉพาะราคาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและราคาของปล่องลม เท่านั้น โดยจะกำหนดใช้ราคาต่อหน่วยของวัสดุเท่ากับ 1 หน่วยราคาต่อหน่วยปริมาตร (Ld^2 และ HD_{chimney}^2) เท่ากันทั้งราคาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและปล่องลม) การค้นหาค่าพารามิเตอร์ออกแบบระบบ เริ่มต้นจะใช้ปล่องลมขนาดหน้าตัดคงที่ (ปล่องตรง) ในการคำนวณ จากนั้นจะนำผลปล่องตรงที่ดีที่สุดไปคำนวณต่อ โดยใช้เป็นปล่องปลายบานออกเพื่อหาจุดออกแบบที่ดีที่สุด ผลการค้นหา เป็นดังนี้

รูปที่ 4.23 แสดงผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ a_1 b และ d ต่อค่าขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน D_1 และค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (K_{HX}) ที่คำนวณโดยใช้ค่าความเร็วลมออกแบบที่คอปปล่องลม $V_{2',\text{design}} = 27.78$ m/s และความยาวของท่อไอน้ำ $L = 15$ m จากกราฟจะพบว่า ถ้าค่า a_1 เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า K_{HX} ลดลง แต่จะส่งผลให้ D_1 ใหญ่ขึ้น ผลกระทบของค่า d ที่ใหญ่ขึ้นจะทำให้ค่า K_{HX} ลดลง และจะส่งผลให้ขนาด D_1 ใหญ่ขึ้นเช่นกัน ส่วนผลกระทบของค่า b ที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ D_1 ใหญ่ขึ้น และ K_{HX} จะสูงขึ้น (ค่า K_{HX} ที่สูง จะส่งผลให้ปล่องลมมีความสูงเพิ่มขึ้น) ซึ่งไม่เป็นผลดีต่องบประมาณผลกระทบในประเด็นสุดท้ายนี้จะสรุปได้ว่า $b = 1.25$ เป็นค่าที่ดีที่สุด (เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็ก และการสูญเสียความดันไม่มาก) หากพิจารณาผลกระทบของ a_1 และ d ร่วมกัน จะพบว่า $a_1 = 3.0$ น่าจะเป็นค่าที่ดีที่สุด เนื่องจากทำให้ค่า K_{HX} ต่ำกว่า (ปล่องลมมีความสูงที่ต่ำกว่า) ในขณะที่ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใหญ่ขึ้นเพียงเล็กน้อย โดยเฉพาะที่ค่า d ต่ำ ๆ โดยสรุปผลจากกราฟที่ 4.23 จะได้ค่าพารามิเตอร์ออกแบบ $a_1 = 3.0$ และ $b = 1.25$ เป็นค่าที่ดีที่สุด

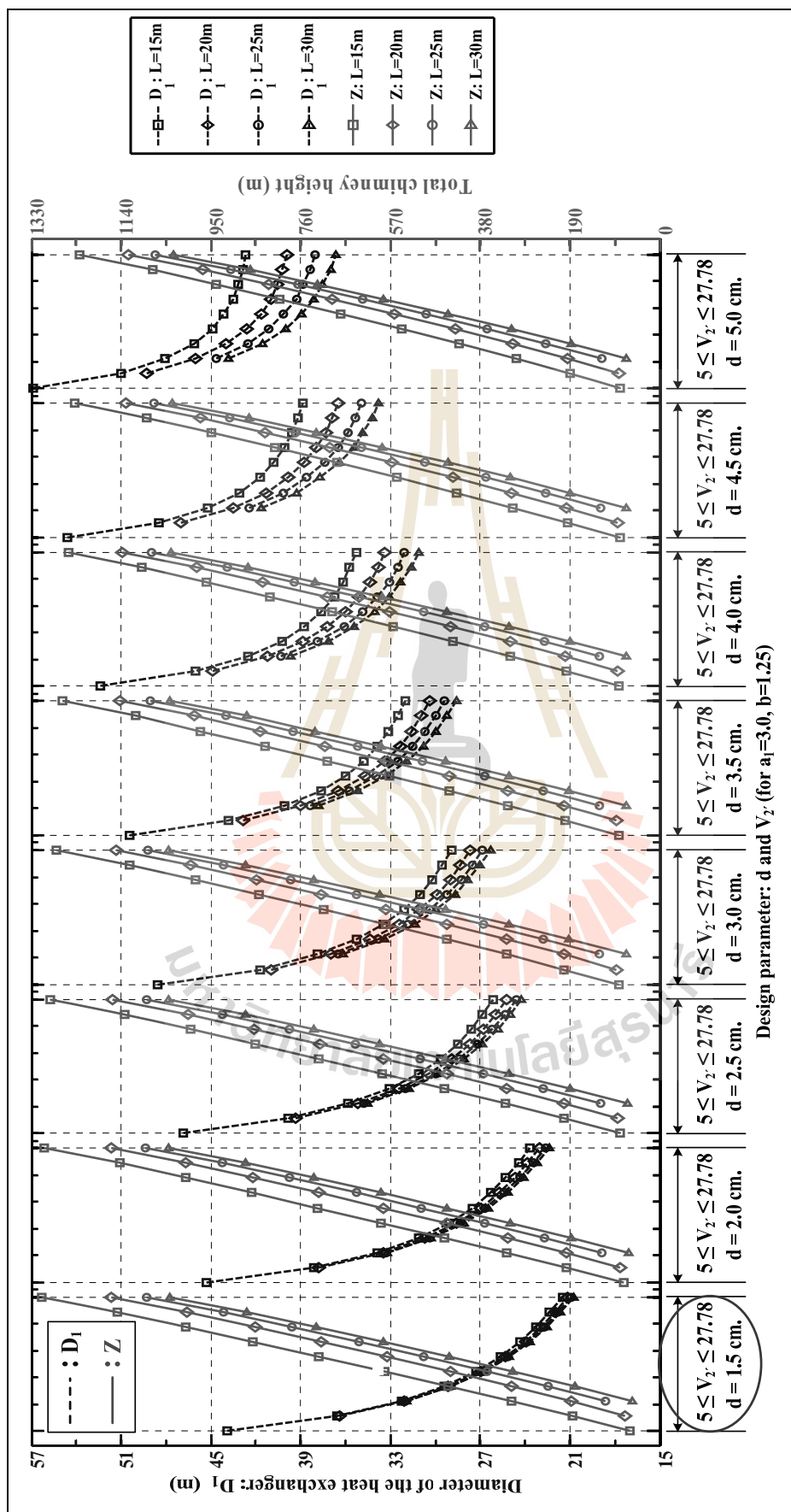
นิยามค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน: $K_{HX} = \frac{\Delta P_{12}}{0.5 \rho_2 V_2^2}$

รูปที่ 4.24 แสดงผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ $V_{2',design}$ d และ L ต่อขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (D_1) และความสูงรวมของปล่องลม (Z) ที่คำนวณโดยใช้ค่า $a_1 = 3.0$ และ $b = 1.25$ (ค่าที่ดีที่สุด จากผลลัพธ์ในกราฟที่ 4.23) และคำนวณโดยใช้เป็นแบบปล่องลมตรง ($\theta_{23} = 0^\circ$) จากกราฟจะพบว่า ผลกระทบของ $V_{2',design}$ ที่สูงขึ้น จะทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลง เนื่องจากความเร็วที่สูงกว่าจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่า แต่จะต้องใช้ปล่องลมที่มีความสูงมากขึ้น (เหตุผลปล่องสูงช่วยสร้างการไหลได้ดี ผลลัพธ์ในการศึกษาที่ 4.3) ผลกระทบของ L ที่ยาวขึ้น จะทำให้ D_1 ลดลง และความสูงปล่อง Z ลดลง (ท่อไอน้ำที่ยาวขึ้นจะส่งผลให้ราคาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งจะได้ทำการพิจารณาต่อไป) ผลกระทบของขนาดของท่อไอน้ำ d ต่อขนาดเล็กกว่าจะทำให้ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน D_1 เล็กกว่า เนื่องจากมีค่าพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยปริมาตรของเครื่องมากกว่า ส่วนค่าความสูงของปล่องลมจะสูงขึ้นเล็กน้อย (เหตุผลจากกราฟที่ 4.23 ท่อเล็กมีค่า K_{HX} ที่สูงกว่า) โดยสรุปค่าพารามิเตอร์ออกแบบที่สามารถสังเกตเห็นผลกระทบต่อระบบได้เด่นชัดที่สุดคือพารามิเตอร์ออกแบบ d โดยที่ค่า $d = 1.5$ cm เป็นค่าที่ดีที่สุด เหตุผลดังที่กล่าวในตอนต้น

รูปที่ 4.25 แสดงผลการคำนวณในรูปที่ 4.24 ที่ค่า $d = 1.5$ cm ที่แสดงผลให้สามารถสังเกตเห็นได้ชัดเจนยิ่งขึ้น จากกราฟได้เลือกชุดข้อมูลพารามิเตอร์ออกแบบที่มีค่าความสูงรวมของปล่องลมแบบปล่องตรง ที่ไม่เกิน 570 m จากนั้นจะนำค่าที่เลือกนี้ ไปใช้คำนวณราคาลงทุนของระบบต่อ (ค่าความสูงที่เลือกนี้จะสูงเกินกว่าค่าที่กำหนด คือไม่เกิน 300 m แต่ความสูงดังกล่าวสามารถลดลงได้โดยการใช้ปล่องปลายบานออก ($\theta_{23} > 0^\circ$) ทั้งนี้เพื่อให้มีข้อมูลตัดสินใจหลายชุดเปรียบเทียบกัน) ชุดพารามิเตอร์ออกแบบที่ได้เลือกมี 15 ชุด ดังแสดงในตารางที่ 4.2 ซึ่งจะได้นำชุดพารามิเตอร์เหล่านี้ไปคำนวณราคาลงทุนของระบบ พร้อมทั้งพิจารณาร่วมกับการทำปลายปล่องให้บานออก $0^\circ \leq \theta_{23} \leq 10^\circ$ เพื่อจะหาค่ามุมบานตัวที่ดีที่สุด (งบลงทุนต่ำที่สุด) ต่อไป

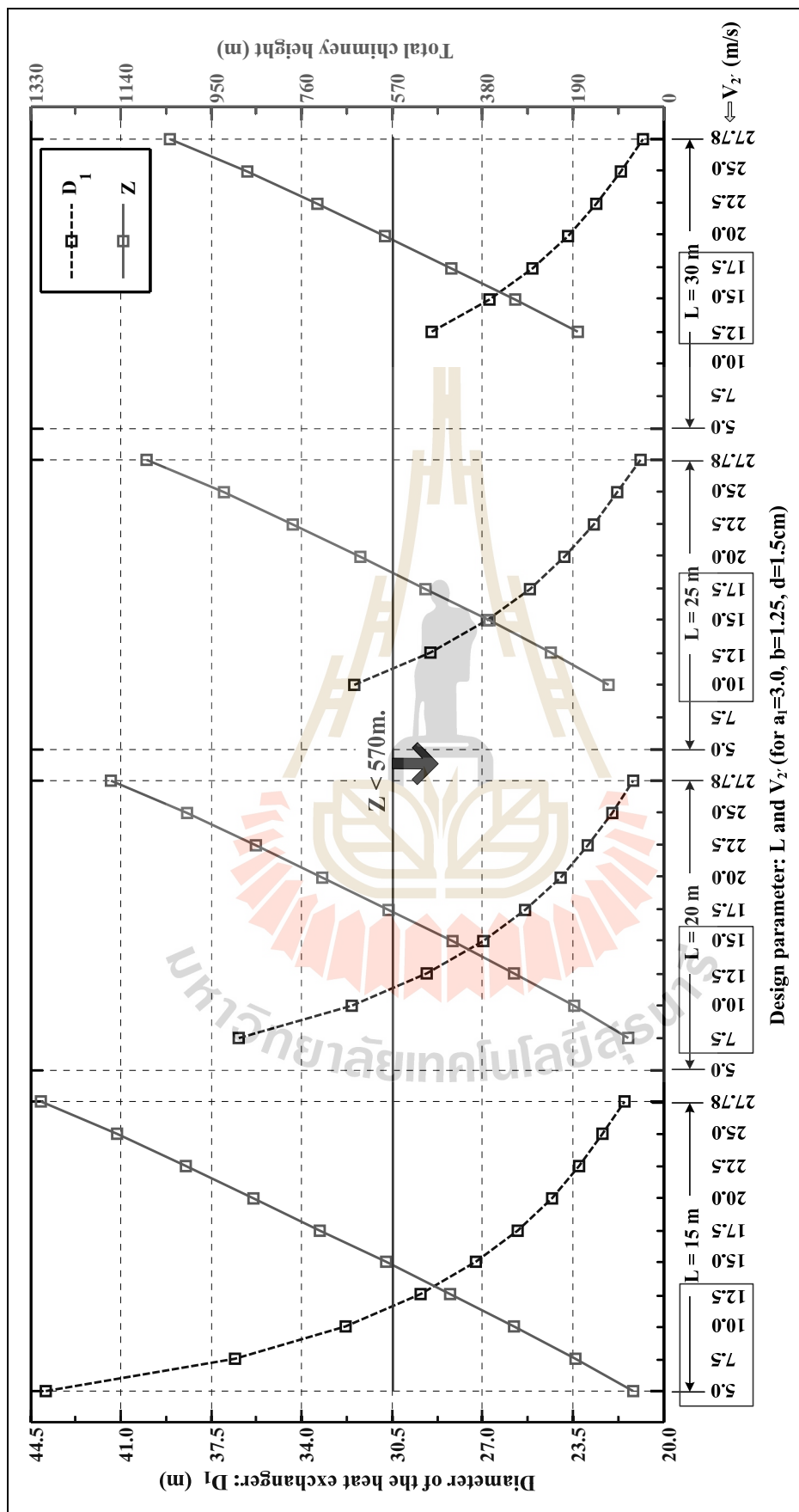


รูปที่ 4.23 ผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ a_1 , b และ d ต่อขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน D_1 และค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน K_{HX}



รูปที่ 4.24 ผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ V_2 , design d และ L ต่อขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน D_1

และค่าความสูงรวมของปล่องลม Z (ใช้ข้อมูลจากรูปที่ 4.23: $a_1=3.0$, $b = 1.25$ และกำหนดแบบปล่องตรง $\theta_{23} = 0^\circ$)



รูปที่ 4.25 ผลกระทบของพารามิเตอร์ออกแบบ V_2 , design และ L ต่อขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน D_1 และค่าความสูงรวมของปล่องลม Z
 (ใช้ข้อมูลจากรูปที่ 4.24: $a_1=3.0$, $b=1.25$, $d=1.5$ cm และกำหนดแบบปล่องตรง $\theta_{23}=0^\circ$)

ชุดพารามิเตอร์ออกแบบในตารางที่ 4.2 ได้นำไปคำนวณโดยใช้เป็นปล่องปลายบานออก 0° - 10° และได้คำนวณราคาปล่องลม (สมการที่ 4.2) รูปที่ 4.26 เป็นตัวอย่างผลคำนวณราคาและความสูงรวมของปล่องลม ของชุดพารามิเตอร์ออกแบบหมายเลข 13 ที่ถูกแสดงให้เห็นเป็นฟังก์ชันของค่ามุมบานตัวของปล่องลม (θ_{23}) จากกราฟจะพบว่าการทำงานปลายปล่องลมให้บานออกสามารถช่วยลดความสูงของปล่องลมลงได้ ส่วนราคางบลงทุนของปล่องลมจะสังเกตว่า ช่วงแรกที่ θ_{23} เพิ่มขึ้น จะทำให้ราคาลงทุนลดลง และต่ำสุดที่ $\theta_{23} = 5^\circ$ จากนั้นเมื่อปล่องบานมากขึ้นจะทำให้ราคาลงทุนสูงขึ้น ซึ่งจากกราฟนี้จะได้มุมบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด $\theta_{23, \text{optimum}} = 5^\circ$ (ราคาลงทุนต่ำที่สุด) และชุดพารามิเตอร์ออกแบบหมายเลขอื่น ๆ ก็สามารถกระทำได้ด้วยวิธีการแบบเดียวกันนี้ สมการราคาลงทุนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ราคาของท่อไอน้ำ)

$$Cost_{tube} = C_1 d^2 L N_H \quad (4.1)$$

เมื่อ d และ L คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาวของท่อไอน้ำในหน่วยเมตร ตามลำดับ N_H คือจำนวนของท่อไอน้ำทั้งหมดที่ใช้ และ C_1 เป็นราคาต่อหน่วยปริมาตรของท่อ เนื่องจากการศึกษานี้ใช้การวิเคราะห์ราคาอย่างง่าย จึงได้กำหนดใช้ค่า $C_1 = 1$ หน่วยราคา/ m^3 สมการราคาลงทุนปล่องลม

$$Cost_{chimney} = C_2 \bar{D}_{23}^2 H \quad (4.2)$$

เมื่อ $\bar{D}_{23}$ และ H คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยและความสูงของปล่องลม ในหน่วยเมตร ตามลำดับ และ C_2 เป็นราคาต่อหน่วยปริมาตรของปล่องลม กำหนดใช้ค่า $C_2 = 1$ หน่วยราคา/ m^3

สมการที่ 4.1 - 4.2 เป็นสมการที่กำหนดขึ้น สำหรับใช้ประเมินราคาอย่างง่าย ที่เป็นฟังก์ชันของปริมาตรวัสดุที่ใช้ในการก่อสร้าง (ในกรณีที่ไม่ทราบราคาจริง) ทั้งนี้หากทราบราคาของวัสดุจริงและต้องการพิจารณาผลกระทบจากปัจจัยอื่น ๆ ก็สามารถพิจารณาเพิ่มเติมได้ในค่าสัมประสิทธิ์ C_1 และ C_2

ราคางบลงทุนรวมทั้งระบบ

$$Cost_{total} = Cost_{tube} + Cost_{chimney} \Rightarrow Minimize \quad (4.3)$$

รูปที่ 4.27 - 4.28 เป็นผลลัพธ์ของค่ามูมบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด ของชุดพารามิเตอร์ออกแบบในตารางที่ 4.2 ที่ได้แสดงค่าขนาดต่าง ๆ ของระบบ และราคางบลงทุนรวมทั้งระบบ ในรูปที่ 4.27 และ 4.28 ตามลำดับ จากรูปที่ 4.28 จะพบว่าชุดพารามิเตอร์ออกแบบหมายเลข 5 9 และ 13 ใช้งบลงทุนต่ำที่สุด (เรียงลำดับจากน้อยไปมาก 3 อันดับแรก) หากพิจารณาผลลัพธ์จะพบว่าราคาของระบบส่วนใหญ่จะเป็นราคาของปล่องลม ราคาของท่อไอน้ำจะมีผลน้อยมาก ทั้งนี้เนื่องจากได้กำหนดใช้ราคาต่อหน่วยปริมาตร ทั้งของปล่องลมและท่อไอน้ำเป็นค่าที่เท่ากัน ($C_1 = C_2 = 1$ หน่วยราคา/ m^3) ซึ่งในความเป็นจริงแล้วราคาต่อหน่วยของท่อไอน้ำจะสูงกว่าปล่องลม แต่อย่างไรก็ดีการที่กำหนดราคาเท่ากับหนึ่งหน่วยนั้น จะมีความสะดวกในการใช้งานมากกว่าการกำหนดเป็นอย่างอื่น (กรณีไม่ทราบราคาจริง) กล่าวคือหากทราบค่าราคาของวัสดุ ก็นำค่าดังกล่าวมาคูณเข้ากับราคาที่ได้นี้ โดยผลที่ได้จะเป็นราคาจริงของระบบ

รูปที่ 4.29 - 4.30 แสดงค่าสัดส่วนราคาของปล่องลม และท่อไอน้ำ โดยเทียบต่อราคาเฉลี่ยของปล่องลม และราคาเฉลี่ยของท่อไอน้ำ ตามลำดับ ทั้งนี้เพื่อให้สามารถเห็นผลกระทบต่าง ๆ ต่อค่าราคาของระบบได้ง่าย จากกราฟจะพบว่า ผลของ $V_{2', design}$ ที่สูงขึ้น จะทำให้ราคาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง (ขนาดของเครื่องฯ เล็กกว่า) แต่ราคาปล่องลมจะสูงขึ้น (ปล่องสูงขึ้น แต่ขนาดหน้าตัดเล็กลง) ผลของความยาวท่อไอน้ำ L ที่ยาวเพิ่มขึ้น จะทำให้ราคาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น ซึ่งค่า L ที่ยาวขึ้นจะทำให้ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน D_1 เล็กลง (ผลลัพธ์ในรูปที่ 4.24) ดังนั้นก็ไม่จริงเสมอไปที่เครื่องฯ เล็กกว่าจะมีราคาต่ำกว่า นั่นก็เป็นเหตุผลที่ช่วยสนับสนุน การที่ไม่ได้เลือกท่อไอน้ำที่ยาวที่สุดเป็นพารามิเตอร์ออกแบบในตอนต้น (L ที่เพิ่มขึ้น จะทำให้ D_1 เล็กลง และความสูงปล่อง Z ลดลง)

สรุปผลการค้นหาชุดพารามิเตอร์ออกแบบระบบที่เหมาะสมที่สุด ในระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อนของโรงจักรไอน้ำดันกำลังขนาด 100 MW ประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% อุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวในเครื่องควบแน่น $60^\circ C$ (กรณีศึกษา) จะได้ขนาดของโรงงานต้นแบบ 3 ขนาด ที่ดีที่สุด (งบลงทุนต่ำที่สุด) โดยเรียงลำดับจากราคางบลงทุนต่ำสุดและรองลงมา ตามลำดับดังนี้

โรงงานต้นแบบที่ 1: $a_1 = 3.0$ $b = 1.25$ $d = 1.5$ cm $L = 20$ m $V_{2',\text{design}} = 7.5$ m/s มีค่าต่าง ๆ ดังนี้

กลุ่มท่อไอน้ำ: $N_{tb} = 2,322$ $N_r = 86$ $N_{tt} = 199,692$

ขนาดเครื่องโดยรวม: $D_1 = 36.448$ m $D_2 = 33.26$ m $D_3 = 43.22$ m $AR_{32} = 1.69$

$\theta_{23} = 10$ $Z = 48.2511$ m

การถ่ายเทความร้อน: $\dot{Q} = 150.3558$ MW $TTD_2 = 3.5929^\circ\text{C}$

โรงงานต้นแบบที่ 2: $a_1 = 3.0$ $b = 1.25$ $d = 1.5$ cm $L = 25$ m $V_{2',\text{design}} = 10.0$ m/s มีค่าต่าง ๆ ดังนี้

กลุ่มท่อไอน้ำ: $N_{tb} = 2,011$ $N_r = 86$ $N_{tt} = 172,946$

ขนาดเครื่องโดยรวม: $D_1 = 31.988$ m $D_2 = 28.80$ m $D_3 = 41.81$ m $AR_{32} = 2.11$

$\theta_{23} = 10^\circ$ $Z = 61.9014$ m

การถ่ายเทความร้อน: $\dot{Q} = 150.3558$ MW $TTD_2 = 3.5834^\circ\text{C}$

โรงงานต้นแบบที่ 3: $a_1 = 3.0$ $b = 1.25$ $d = 1.5$ cm $L = 30$ m $V_{2',\text{design}} = 12.5$ m/s มีค่าต่าง ๆ ดังนี้

กลุ่มท่อไอน้ำ: $N_{tb} = 1,798$ $N_r = 86$ $N_{tt} = 154,628$

ขนาดเครื่องโดยรวม: $D_1 = 28.948$ m $D_2 = 25.76$ m $D_3 = 38.22$ m $AR_{32} = 2.2$

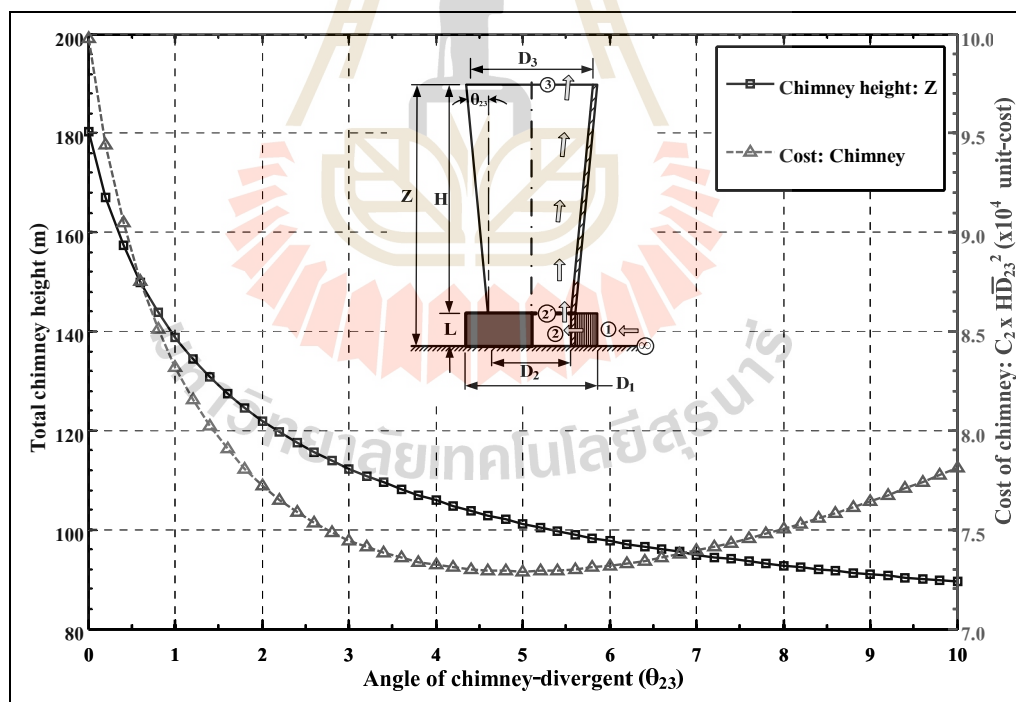
$\theta_{23} = 5.0^\circ$ $Z = 101.2202$ m

การถ่ายเทความร้อน: $\dot{Q} = 150.2669$ MW $TTD_2 = 3.5938^\circ\text{C}$

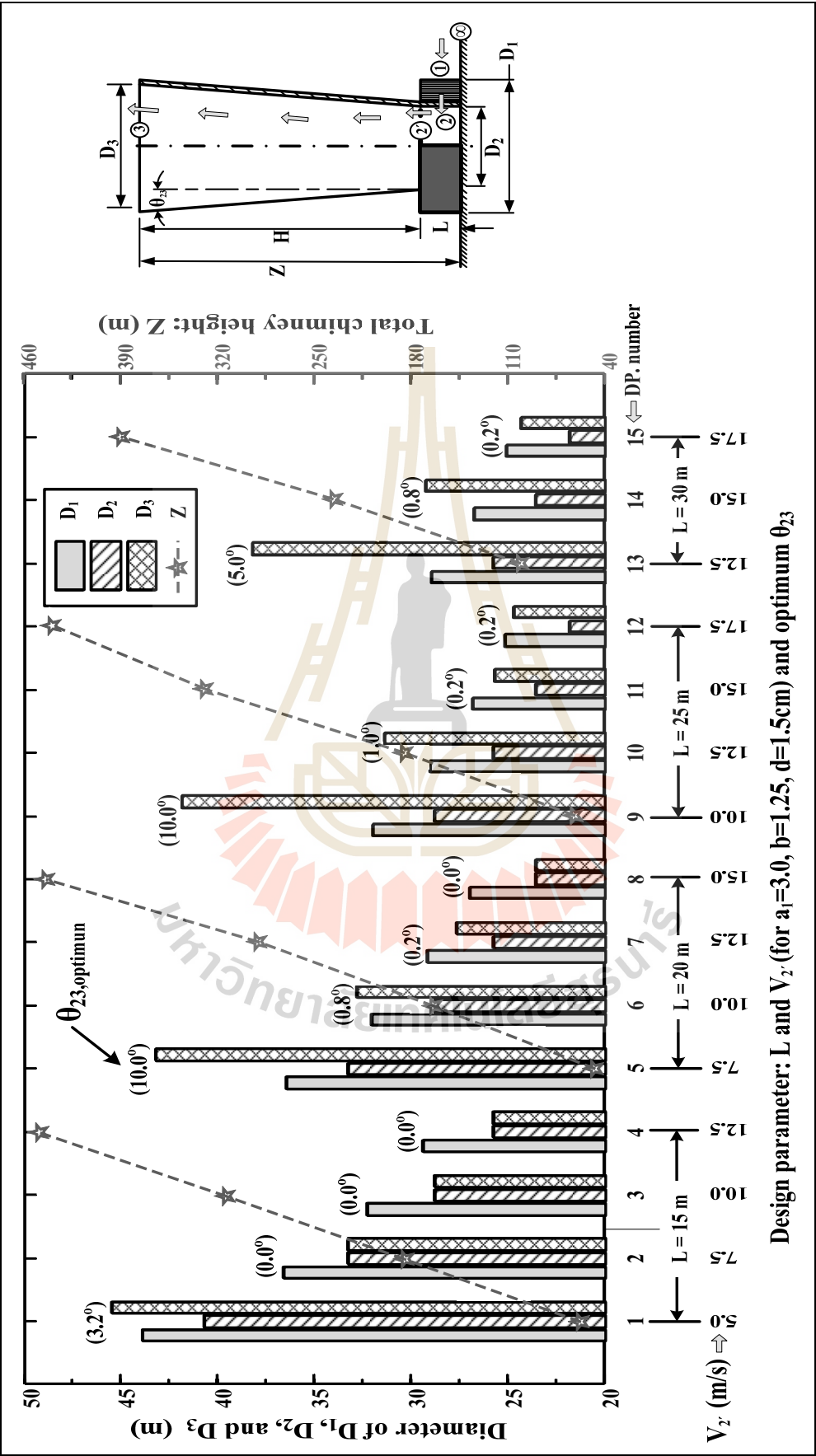
ในการศึกษาถัดไปจักได้นำโรงงานต้นแบบทั้ง 3 ขนาดข้างต้น ไปศึกษาถึงผลกระทบต่อการระบายความร้อนของระบบในสภาวะการทำงานที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ ซึ่งจะได้กล่าวในหัวข้อถัดไป

ตารางที่ 4.2 ชุดพารามิเตอร์ออกแบบ $a_1 = 3.0$ $b = 1.25$ $d = 1.5$ cm จากผลลัพธ์ในรูปที่ 4.25
 (แบบปล่องตรง: $\theta_{23} = 0^\circ$ และ $Z < 570$ m) สำหรับใช้คำนวณหามุมบาน θ_{23}
 ที่ใช้เงินลงทุนรวมต่ำที่สุด

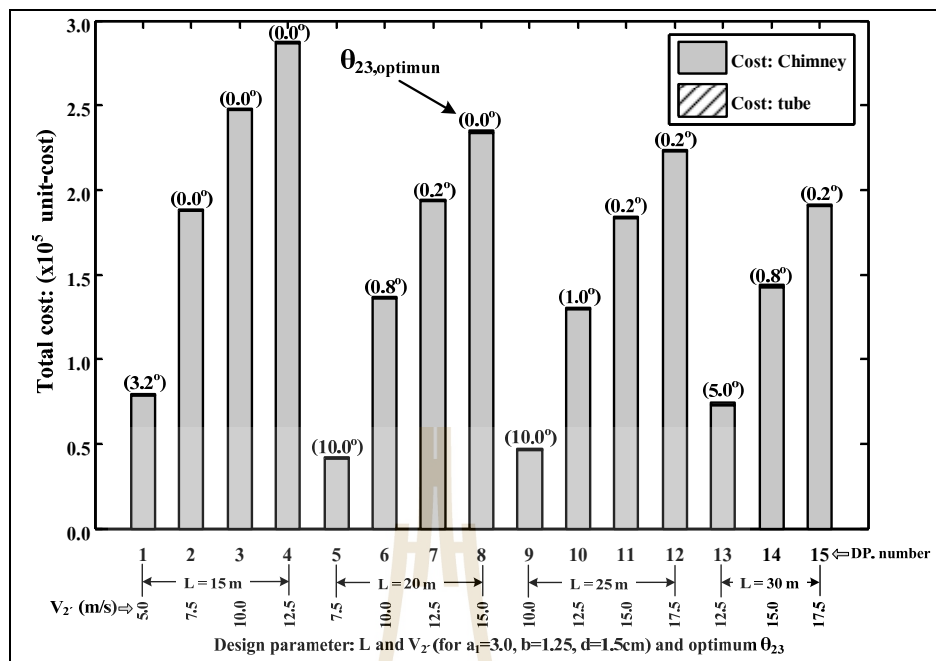
DP. number	L (m)	$V_{2',\text{design}}$ (m/s)	DP. number	L (m)	$V_{2',\text{design}}$ (m/s)
1	15	5.0	9	25	10.0
2	15	7.5	10	25	12.5
3	15	10.0	11	25	15.0
4	15	12.5	12	25	17.5
5	20	7.5	13	30	12.5
6	20	10.0	14	30	15.0
7	20	12.5	15	30	17.5
8	20	15.0			



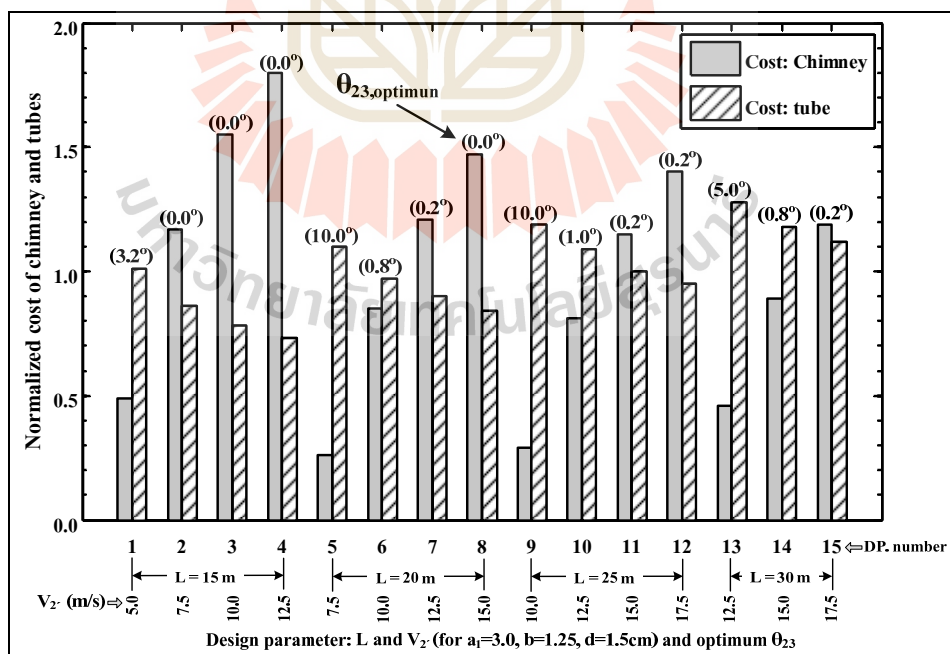
รูปที่ 4.26 ผลกระทบของมุมบานตัวของปล่องลม ต่อขนาดความสูงรวมและราคาต้นทุนปล่องลม
 (DP. number 13: $a_1 = 3.0$, $b = 1.25$, $d = 1.5$ cm, $L = 30$ m, $V_{2',\text{design}} = 12.5$ m/s)



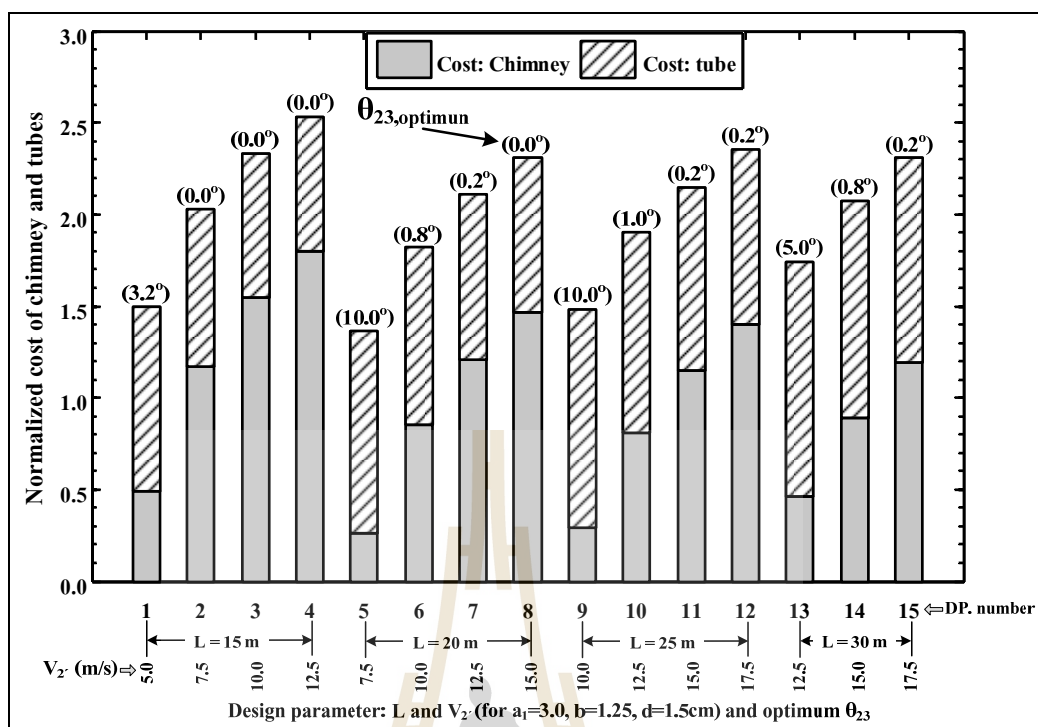
รูปที่ 4.27 ผลลัพธ์มุมบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด ของชุดพารามิเตอร์ออกแบบในตารางที่ 4.2: ขนาดของเครื่อง D_1 , D_2 , D_3 , $\theta_{23, \text{optimum}}$ และ Z



รูปที่ 4.28 ผลลัพธ์มุมบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด ของชุดพารามิเตอร์ออกแบบในตารางที่ 4.2:
 ราคาต้นทุนรวมทั้งระบบ



รูปที่ 4.29 ผลลัพธ์มุมบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด ของชุดพารามิเตอร์ออกแบบในตารางที่ 4.2:
 สัดส่วนราคาต้นทุนปล่องลมและท่อไอน้ำ (เทียบกับราคาเฉลี่ยปล่องลมและท่อไอน้ำ)



รูปที่ 4.30 ผลลัพธ์มุมบานตัวของปล่องลมที่ดีที่สุด ของชุดพารามิเตอร์ออกแบบในตารางที่ 4.2:
ผลรวมสัดส่วนราคาต้นทุนของปล่องลมและท่อไอน้ำ
(เทียบกับราคาเฉลี่ยปล่องลมและท่อไอน้ำ)

4.4.3 ผลกระทบต่อระบบ เนื่องจากสภาวะการทำงานที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบของ โรงงานต้นแบบ 100 MW

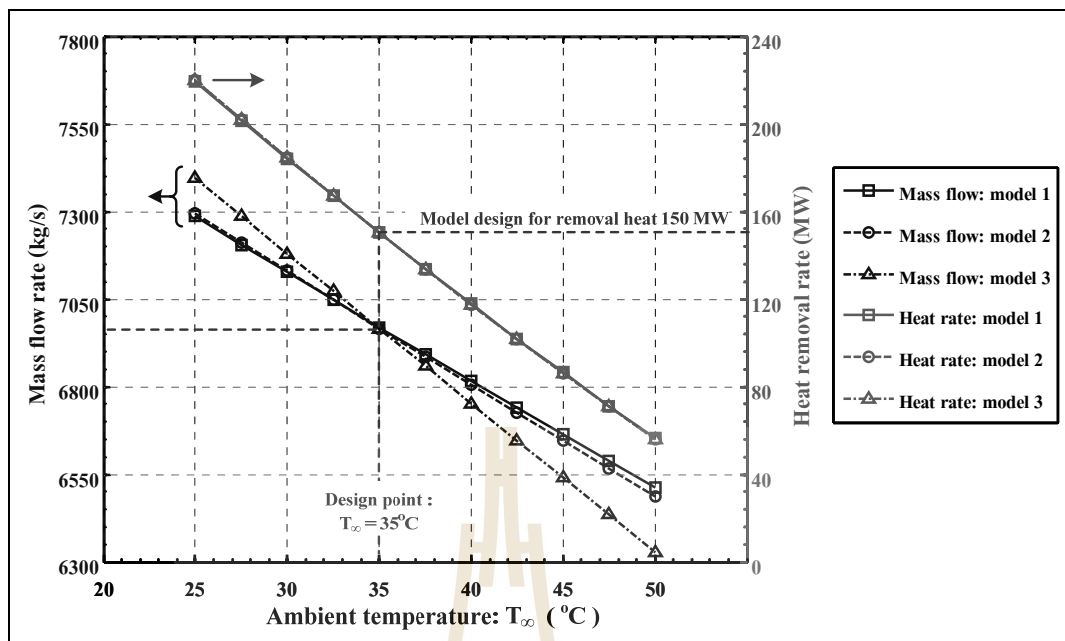
การศึกษานี้เป็นการวิเคราะห์ถึงผลกระทบต่อระบบ เนื่องจากสภาวะการทำงานเปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ (อุณหภูมิอากาศแวดล้อม) โดยจะวิเคราะห์กับโรงงานต้นแบบที่ 1 – 3 ที่ได้จากการศึกษาในหัวข้อก่อนหน้า ซึ่งการคำนวณระบบทั้งหมด สามารถกระทำได้ตามขั้นตอนในรูปที่ 3.31 ในหัวข้อที่ 3.5

รูปที่ 4.31-4.32 แสดงผลกระทบต่อระบบ อันได้แก่ อัตราการไหลเชิงมวล ปริมาณความร้อนที่อากาศดูดซับออกจากระบบ อุณหภูมิของอากาศที่ตำแหน่งที่ 2 และสัดส่วนงานเพลาสูทธิที่โรงจักรผลิตได้ ที่เป็นผลมาจากอุณหภูมิอากาศแวดล้อมเปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ (35°C) ของโรงงานต้นแบบทั้ง 3 ขนาด ซึ่งการคำนวณจะกำหนดให้อุณหภูมิของไอน้ำในเครื่องควบแน่นไม่เปลี่ยนไปตามอุณหภูมิอากาศแวดล้อม (เท่ากับ 60°C ในทุกกรณี) และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของโรงจักรคงที่ในทุกกรณี (เท่ากับ 40%)

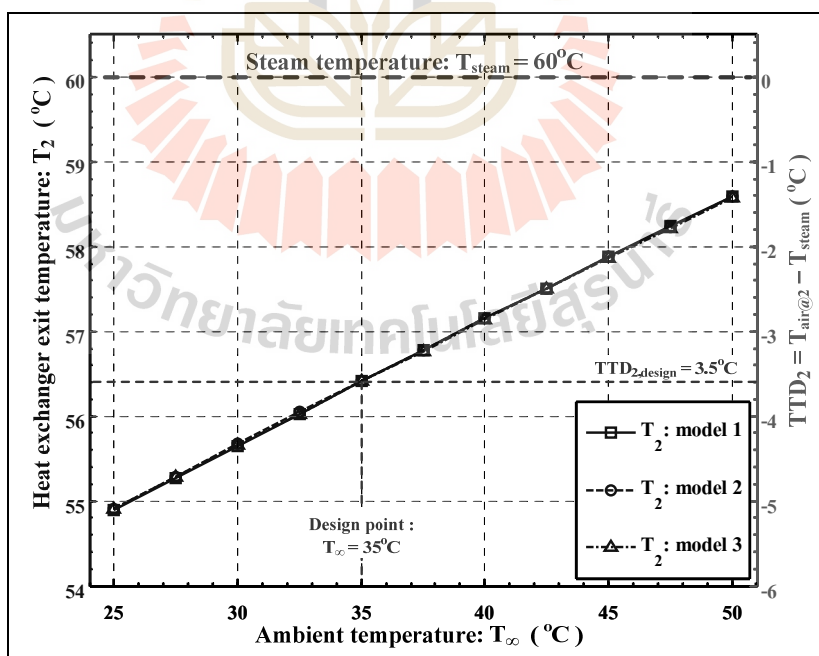
รูปที่ 4.31 จะพบว่าอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่ต่ำกว่าค่าออกแบบ จะส่งผลให้ระบบสามารถสร้างการไหลและทิ้งความร้อนได้มากขึ้น เมื่ออุณหภูมิอากาศแวดล้อมสูงขึ้นจะทำให้ระบบทิ้งความร้อนได้ลดลง และเป็นการลดลงแบบเชิงเส้น ซึ่งพฤติกรรมของโรงงานต้นแบบทั้ง 3 ขนาดเป็นไปในทิศทางเดียวกัน

รูปที่ 4.32 แสดงผลกระทบต่อค่าอุณหภูมิอากาศหลังออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ตำแหน่งที่ 2) จะพบว่าอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่ลดลงจะส่งผลให้อุณหภูมิที่ตำแหน่งที่ 2 ต่ำกว่าค่าออกแบบ ($TTD_2 = 3.5^\circ\text{C}$) ซึ่งการลดลงนี้จะเป็นผลดี คือจะทำให้โรงจักรผลิตงานได้เพิ่มขึ้น โดยการลดอุณหภูมิไอน้ำอิมตัวในเครื่องควบแน่นลงมา ส่วนอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่สูงขึ้นจะตรงกันข้าม

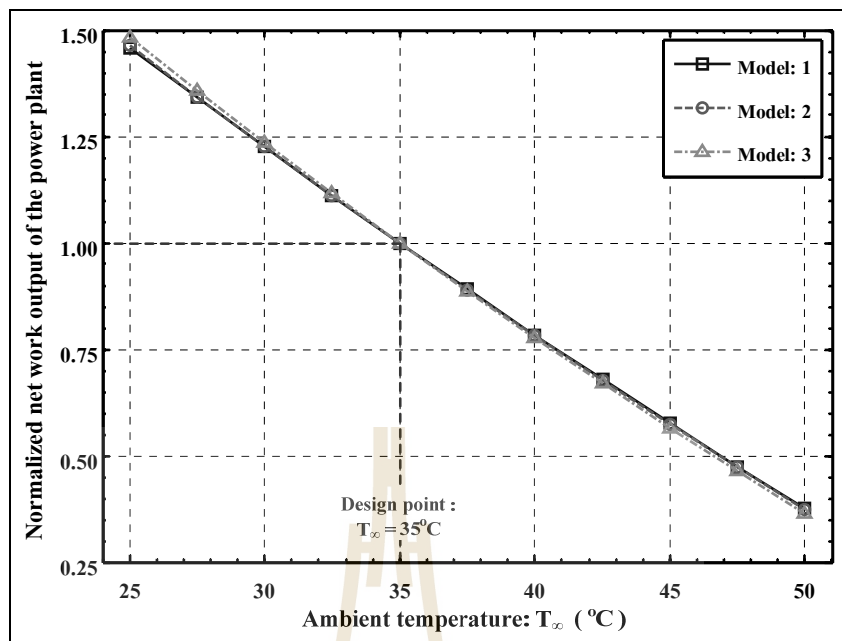
รูปที่ 4.33 แสดงผลกระทบของอุณหภูมิอากาศแวดล้อม ต่อค่าสัดส่วนงานเพลาสูทธิที่โรงจักรจะผลิตได้ โดยเทียบกับโรงงานต้นแบบที่ทำงานในสภาวะออกแบบ (35°C ผลิตงานเพลาสูทธิได้ 100 MW) ซึ่งงานเพลาสูทธิคำนวณได้จาก $\dot{W}_{net} = \eta_{th} / (1 - \eta_{th}) \times \dot{Q}_o$ ($\eta_{th} = 40\%$ ทุกกรณี) จากกราฟจะพบว่าอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่ต่ำกว่าค่าออกแบบ จะส่งผลให้ระบบผลิตงานได้มากขึ้น เมื่ออุณหภูมิอากาศแวดล้อมสูงขึ้นจะทำให้ระบบผลิตงานได้ลดลงแบบเชิงเส้น อุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่ลดลงหรือเพิ่มขึ้นทุก ๆ 5°C โรงจักรจะผลิตงานได้เพิ่มขึ้นหรือลดลงประมาณ 25 MW และถ้าอุณหภูมิเพิ่มขึ้นอีก 20°C ($T_\infty = 55^\circ\text{C}$) จะดูเหมือนว่าระบบจะไม่สามารถผลิตงานได้ ($\dot{W}_{net} \approx 0\text{ MW}$ เนื่องจาก $\dot{Q}_o \approx 0\text{ MW}$ เพราะ $\Delta T_{lm} \approx 0^\circ\text{C}$ ที่ค่า $T_{steam} = 60^\circ\text{C}$) ซึ่งในความเป็นจริงแล้วระบบจะผลิตงานได้มากกว่านี้ โดยระบบจะหาสมดุลใหม่โดยการเพิ่มอุณหภูมิของไอน้ำขึ้นไปอีก ($T_{steam} > 60^\circ\text{C}$ ส่งผลให้ ΔT_{lm} เพิ่มขึ้น) ทำให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้เพิ่มขึ้น และผลิตงานได้เพิ่มขึ้น (เทียบกับการคำนวณแบบใช้ $T_{steam} = 60^\circ\text{C}$ คงที่) แต่อย่างไรก็ดีอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่สูงขึ้นจะไม่ใช่ผลดีต่อโรงจักรไอน้ำต้นกำลัง เนื่องจากจะทำให้การระบายความร้อนของระบบลดลง และส่งผลให้โรงจักรผลิตงานได้ลดลงด้วย ในทางตรงกันข้ามถ้าอุณหภูมิอากาศแวดล้อมต่ำจะระบายความร้อนได้ดี และสามารถคงבלงทุนของระบบฯ ลงได้ โดยการเลือกใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็กลง



รูปที่ 4.31 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ
ต่อค่าอัตราการนำทิ้งความร้อน และค่าอัตราการไหลเชิงมวล



รูปที่ 4.32 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ
ต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศ ณ ตำแหน่งที่ 2



รูปที่ 4.33 ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ ต่อค่าสัดส่วนงานเพลาสู่สิทธิของโรงจักร (เทียบต่อกรณี 100 MW, $\eta_{th} = 40\%$ คงที่ ในทุกกรณี)

4.4.4 สรุปผลการจำลองการไหลและการถ่ายเทความร้อน ในระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน

การศึกษาในส่วนนี้ เป็นการวิเคราะห์ระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อนทั้งระบบ ที่พิจารณาปฏิสัมพันธ์ร่วมกันระหว่างการไหลในปล่องลมและการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้สมการเชิงทฤษฎีที่สร้างขึ้น และสมการเชิงการทดลองจากวรรณกรรมร่วมกัน การคำนวณในช่วงการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้นำเสนอวิธีการคำนวณแบบ Cell by Cell ที่มีจุดเด่น คือสามารถเห็นแนวโน้มของพฤติกรรมของอากาศในระหว่างที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ง่าย (วิธีการคำนวณแบบทั่วไป จะไม่สามารถกระทำได้) จากนั้นได้ทำการค้นหาชุดพารามิเตอร์ออกแบบระบบฯ ที่มีงบประมาณต่ำที่สุด ที่ความสูงรวมของปล่องลมไม่เกิน 300 m โดยใช้โรงจักรขนาด 100 MW ที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% และอุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวในเครื่องควบแน่น 60°C เป็นกรณีศึกษา ผลจากการศึกษาได้ขนาดของโรงงานต้นแบบ 3 ขนาด (แสดงในผลการศึกษาที่ 4.4.2) จากนั้นได้วิเคราะห์โรงงานต้นแบบทั้ง 3 ที่ทำงานในสภาวะแวดล้อมที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ (อุณหภูมิอากาศแวดล้อมรอบนอก) ผลพบว่าอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้การระบายความร้อนของระบบลดลง และโรงจักรผลิตงานสุทธิได้ลดลง

บทที่ 5

สรุปและข้อเสนอแนะ

การศึกษาหลักการทำงานเชิงทฤษฎี ของระบบนวัตกรรมการระบายความร้อนของโรงจักรไอน้ำต้นกำลังด้วยระบบปล่องลมร้อน สามารถสรุปผลและประมวลข้อเสนอแนะของการศึกษาวิจัยในครั้งนี้ ดังนี้

5.1 สรุปผล

การศึกษาวิจัยระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อนในครั้งนี้ การศึกษาระบบทั้งหมดจะเป็นแบบทีละขั้น (Step) ที่จะนำผลลัพธ์ (หรือสมการคณิตศาสตร์) ที่ได้จากการศึกษาก่อนหน้าไปใช้ในการศึกษาระบบในขั้น (หัวข้อการศึกษา) ถัดไป ผลสรุปของการศึกษาในครั้งนี้ เป็นดังนี้

5.1.1 ผลกระทบของอุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่น

อุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่นที่สูงขึ้น จะส่งผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรลดลง ผลจากการศึกษาสามารถกำหนด โรงจักรขนาด 100 MW ประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% อุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่น 60°C เป็นกรณีศึกษาในหัวข้อถัดไป

5.1.2 การจำลองการไหลของอากาศในปล่องลมร้อน (การจำลองเชิงทฤษฎี และ CFD)

การจำลองการไหลเชิงตัวเลข (CFD) ด้วยโปรแกรม CFX-12.0 ในกรณีปกติ ผลลัพธ์ที่ได้มีความผิดพลาดทั้งในเชิงปริมาณและเชิงคุณภาพ เนื่องจากโปรแกรมฯ ไม่ได้พิจารณาพจน์พลังงานลอยตัว “gprv” ในสมการพลังงาน แต่ถูกพิจารณาเฉพาะในสมการโมเมนตัม เท่านั้น วิธีการแก้ไขผู้ใช้โปรแกรมจะต้องเพิ่มพจน์ดังกล่าว (gprv) เข้าไปเป็น Source Term ในสมการพลังงาน ด้วยการเขียนโค้ดคำสั่งบน User CEL Functions ในโปรแกรม CFX ผลจากการกระทำดังกล่าว ทำให้ผลลัพธ์ที่ได้มีความถูกต้องมากขึ้น และสอดคล้องกันดีมากกับผลทำนายเชิงทฤษฎีของแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้น ยกเว้นกรณีที่มีการไหลแยกในกรณีปล่องปลายบานออก

การทำปล่องลมให้สูงขึ้น และการทำปลายปล่องลมให้บานออก สามารถเพิ่มอัตราการไหลและทิ้งความร้อนได้มาก ปล่องลมแบบปลายลู่เข้าทำให้อัตราการไหลลดลง จึงไม่เหมาะสมสำหรับใช้เป็นระบบระบายความร้อน และที่ค่ามุมบาน $\theta_{23} = 9.25^{\circ}$ ($AR_{32} = 4.5$) จะเป็นจุดที่ดีที่สุด เนื่องจากสร้างอัตราการไหลได้มากที่สุด หากปล่องลมบานมากเกินไป จะเกิดการไหลแยก ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนจะลดลง

5.1.3 การจำลองระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน (การจำลองทั้งระบบ)

การวิเคราะห์ระบบปล่องลมร้อน โดยใช้สมการเชิงทฤษฎีที่สร้างขึ้น และสมการเชิงการทดลองของ Martin (2002) ร่วมกัน และได้แนะนำวิธีการคำนวณแบบ Cell by Cell สำหรับวิเคราะห์การไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่มีจุดเด่น คือสามารถเห็นแนวโน้มของพฤติกรรมของอากาศในระหว่างที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ง่าย (การคำนวณแบบทั่วไป ไม่สามารถกระทำได้) จากนั้นได้ทำการค้นหาชุดพารามิเตอร์ออกแบบระบบ ที่มีงบลงทุนต่ำที่สุด ที่ความสูงรวมของปล่องลมไม่เกิน 300 m โดยใช้โรงจักรขนาด 100 MW ที่มีประสิทธิภาพเชิงความร้อน 40% และอุณหภูมิไอน้ำในเครื่องควบแน่น 60°C เป็นกรณีศึกษา ผลการศึกษาพบว่า การออกแบบให้ความเร็วที่ทางเข้าปล่องลมสูงขึ้น จะทำให้ขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และขนาดพื้นที่หน้าตัดของปล่องลมเล็กลง การใช้ปล่องลมปลายบานออกสามารถลดความสูงของปล่องลงได้มาก และผลการค้นหาชุดพารามิเตอร์ออกแบบที่ดีที่สุด จะได้โรงงานต้นแบบ 3 ขนาดที่ต่างกัน (ในผลการศึกษาที่ 4.4.2) สุดท้ายได้วิเคราะห์ผลกระทบของโรงงานต้นแบบที่ทำงานในสถานะแวดล้อมที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบ พบว่าอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้การระบายความร้อนของระบบลดลง และโรงจักรจะผลิตงานเพลาสูทธิได้ลดลง

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ควรจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้ลึกซึ้งยิ่งขึ้น เช่น การติดครีป (Finned) ช่วยระบายความร้อน พิจารณาปฏิสัมพันธ์การส่งผ่านความร้อนระหว่างไอน้ำในท่อกับอากาศด้านนอก และผลกระทบของอัตราการไหลของไอน้ำในท่อ เป็นต้น

5.2.2 ควรทำการศึกษาเชิงตัวเลข (CFD) เพิ่มเติม ในช่วงการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อช่วยยืนยันผลการคำนวณเชิงทฤษฎีในการศึกษานี้

5.2.3 การออกแบบระบบควรวิเคราะห์ถึงผลกระทบเชิงเศรษฐศาสตร์ให้ลึกซึ้งยิ่งขึ้น เช่น ใช้อาคารวัสดุก่อสร้างต่อหน่วยจริง ราคาในการก่อสร้างที่แปรตามลักษณะของปล่องลม (ปล่องตรง ปล่องปลายบาน)

5.2.4 หากผลการศึกษาในข้อเสนอแนะที่ 5.2.2-5.2.3 เป็นที่น่าพอใจ ควรสร้างเครื่องทดลองจริง ถ้าสามารถพิสูจน์ได้ว่าระบบสามารถทำงานได้จริง ระบบระบายความร้อนที่นำเสนอจะเป็นระบบนวัตกรรมที่มีข้อได้เปรียบที่เหนือกว่าระบบระบายความร้อนแบบเดิมในหลายด้าน

5.2.5 การใช้โปรแกรมสำเร็จรูป ควรใช้ด้วยความระมัดระวัง

รายการอ้างอิง

- การไฟฟ้านครหลวง. (2553). **ราคารับซื้อไฟฟ้าจาก SVPP** [ออนไลน์]. ได้จาก :
<http://www.mea.or.th/internet/Elecvalue/VSPPPPrice.pdf>
- การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย. (2553). **การใช้น้ำเขื่อนกักเก็บของ กฟผ.** [ออนไลน์]. ได้จาก:
http://maemoh.egat.com/index_maemoh/index.php?content=environment&topic=5
- พรสวรรค์ ทองใบ (2546). การวิเคราะห์เชิงตัวเลขของการถ่ายเทอากาศในอาคารโดยระบบการพาความร้อนอิสระผ่านห้องหลังคาแบบดูด, **วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี.**: 29-42.
- วิฑูรย์ เข็มสุวรรณ อาทิตย์ คุณศรีสุข และ ทวิช จิตรสมบูรณ์ (2554). การนำทิ้งความร้อนจากโรงจักรไอน้ำด้วยระบบปล่องลมร้อน. **การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 7 (CEN06).** ณ ภูเก็ต ออร์คิด รีสอร์ท แอนด์สปา หาดกะรน จังหวัดภูเก็ต วันที่ 3-5 พฤษภาคม 2554: 537-542.
- ANSYS CFX, **Release 12.0: reference guide**, ANSYS, Inc.
- Bernardes, M. A. dos S., Voß, A., and Weinrebe, G. (2003). Thermal and technical analyses of solar chimneys. **Solar Energy**, Vol. 75, pp. 511-524.
- Cengel, Y. A. (2004). **Heat transfer: A practical approach** (2nd ed. in SI unit). McGraw-Hill.
- Chitsomboon, T. (2001). A Validated Analytical Model for Flow in Solar Chimney. **International Journal of Renewable Energy Engineering**, Vol. 3, No.2, pp. 339-346.
- Chitsomboon, T. (2001). The Impact of Turbine on Air Flow in Solar Chimney. **Proceedings of the 15th National Mechanical Engineering Conference**, (EM, pp. 56-61). Srinakharinwirot University Thailand.
- Chitsomboon, T., and Tongbai, P. (1998). A Mathematical Model of Solar Chimney for Electrical Energy Production. **Proceedings of the 12th National Mechanical Engineering Conference**, (pp. 14-20). Chulalongkorn University, Thailand.
- Chitsomboon, T., and Tongbai, P. (1999). The Effect of Chimney-Top Convergence on Efficiency of a Solar Chimney. **Proceedings of the 13th National Mechanical Engineering Conference**, (pp. 263-268). Pattaya, Thailand.

- Chitsomboon, T., and Unthamesra, S. (1999). MOYA: A computer Program for Flow Analysis. **Proceedings of the 13th National Mechanical Engineering Conference**, (pp. 124-131). Pattaya, Thailand.
- Conradie, A. E., and Kröger, D. G. (1996). Performance Evaluation of Dry-Cooling Systems for Power plant Applications. **Applied Thermal Engineering**, Vol. 16, No. 3, pp. 219-232.
- El-Wakil, M. M. (1984). **Powerplant technology** (International ed.). McGraw-Hill.
- Ferreira, A. G., Maia, C. B., Cortez, M. F. B., and Valle, R. M. (2008). Technical feasibility assessment of a solar chimney for food drying. **Solar Energy**, Vol. 82, pp. 198-205.
- Gaddis, E. S., and Gnielinski, V. (1985). Pressure drop in cross flow across tube bundles. **International Journal of Chemical Engineering**, Vol. 25, pp. 1-15, Quoted in Mratin, H. (2002). The generalized Lévêque equation and its practical use for the prediction of heat and mass transfer rates from pressure drop. **Chemical Engineering Science**, Vol. 57, pp. 3217-3223.
- Haaf, W., et al. (1983). Solar chimney, part I: principle and construction of the pilot plant in Manzanares, **International Journal of Sustainable Energy**, Vol. 2(1), January 1983, pp. 3 - 20.
- Kays, W. M., and Crawford, M. E. (1993). **Convective heat and mass transfer**. (3 ed.). Singapore: McGraw-Hill.
- Koonsrisuk, A., and Chitsomboon, T. (2005). Actuator Disc Approximation for the Flow through Turbine in a Solar Tower. **Proceedings of the 1th National Energy Conference**, (AE08 pp.1-7). Pattaya, Thailand.
- Koonsrisuk, A., and Chitsomboon, T. (2006). Effect of Tower Area Change on the Potential of Solar Tower. **The 2nd Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment**, (B-029 (O) pp.1-6). Bangkok, Thailand.
- Koonsrisuk, A., and Chitsomboon, T. (2007). Dynamic similarity in solar chimney modeling. **Solar Energy**, Vol. 81, pp. 1439-1446.
- Koonsrisuk, A., and Chitsomboon, T. (2009). A single dimensionless variable for solar chimney power plant modeling. **Solar Energy**, Vol. 83, pp. 2136-2143.

- Koonsrisuk, A., and Chitsomboon, T. (2009). Accuracy of theoretical model in the prediction of solar chimney performance, **International Journal of Solar Energy**, Vol. 83, pp. 1764 – 1771.
- Koonsrisuk, A., and Chitsomboon, T. (2009). Partial geometric similarity for solar chimney power plant modeling. **Solar Energy**, Vol. 83, pp. 1611-1618.
- Kröger, D. G. (2004). **Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal flow performance evaluation and design** (Volume I-II). PennWell Corporation.
- Mratin, H. (2002). The generalized Lévêque equation and its practical use for the prediction of heat and mass transfer rates from pressure drop. **Chemical Engineering Science**, Vol. 57, pp. 3217-3223.
- Nag, P. K. (2002). **Power plant engineering** (2nd ed.). McGraw-Hill.
- Padki, M. M., and Sherif, S. A. (1999). On A Simple Analytical Model for Solar Chimneys. **International Journal of Energy Research**, 23, pp. 345-349.
- Shah, R. K., and Sekulic, D. P. (2003). **Fundamentals of Heat Exchanger Design** John Wiley and Sons, INC.
- Stoecker, W. F. (1989). **Design of thermal system** (3rd ed.). McGraw-Hill.
- Tongbai, P., and Chitsomboon, T. (2004). The Use of Attic and Chimney to Enhance Air Ventilation: A Numerical Analysis, **paper presented in the 18th National Mechanical Engineering Conference**, Khonkaen, Thailand.
- Tongbai, P., and Chitsomboon, T. (2008). Enhancements of Solar Chimney for Building Ventilation, **paper presented in the 4th Conference on Energy Network of Thailand**, Nakhon Pathom, Thailand.
- Tongbai, P., and Chitsomboon, T. (2008). Parameters Affecting Ventilation in Building using Solar Chimney, **paper presented in the 22th National Mechanical Engineering Conference**, Pathum Thani, Thailand.
- Tongbai, P., and Chitsomboon, T. (2009). Efficiency Enhancement for Natural Ventilation in Building using Solar Chimney System, **paper presented in the 23th National Mechanical Engineering Conference**, Chiang Mai, Thailand.
- VDI heat atlas**, (2010). VDI - GVC (2nd ed.). Düsseldorf: VDI-Verlag.

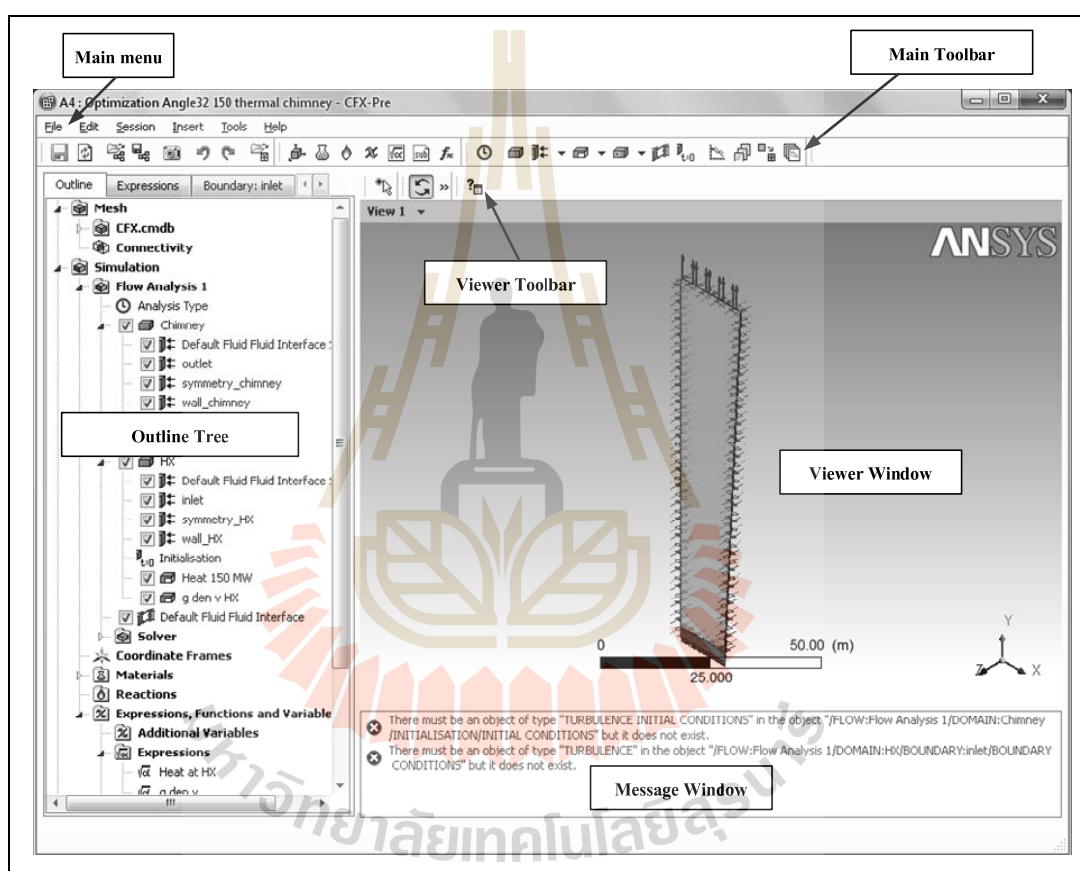
The logo of Sakon Nakhon Rajabhat University is a large, faint watermark in the background. It features a golden-yellow bell-shaped structure with a central figure of a person sitting on a pedestal. Below this is a circular emblem with a sunburst design. At the bottom, the university's name is written in Thai script within a semi-circular banner.

ภาคผนวก ก

การเพิ่มพจน์พลังงานลอยตัว (pgv) ในสมการพลังงาน
ของโปรแกรม ANSYS CFX-12.0

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ในงานวิจัยนี้ได้ตรวจสอบพบว่า การจำลองปัญหาของการไหลผ่านปล่องลมร้อน (ปัญหาแรงลอยตัว) ด้วยโปรแกรมวิเคราะห์การไหล ANSYS CFX-12.0 นั้น ผลคำนวณที่ได้เกิดความผิดพลาด เนื่องจากโปรแกรมไม่ได้พิจารณาพจน์พลังงานลอยตัว (gpv) ในสมการพลังงาน ซึ่งความผิดพลาดดังกล่าวสามารถแก้ไขได้ด้วยการเขียนโค้ดคำสั่งบน User CEL Functions (CEL: CFX Expression Language) โดยการเพิ่มพจน์พลังงานลอยตัวที่ถูกละเอียดเข้าไปเป็น Source Term ในสมการอนุรักษ์พลังงานของโปรแกรม CFX สามารถกระทำได้ตามขั้นตอน ดังต่อไปนี้

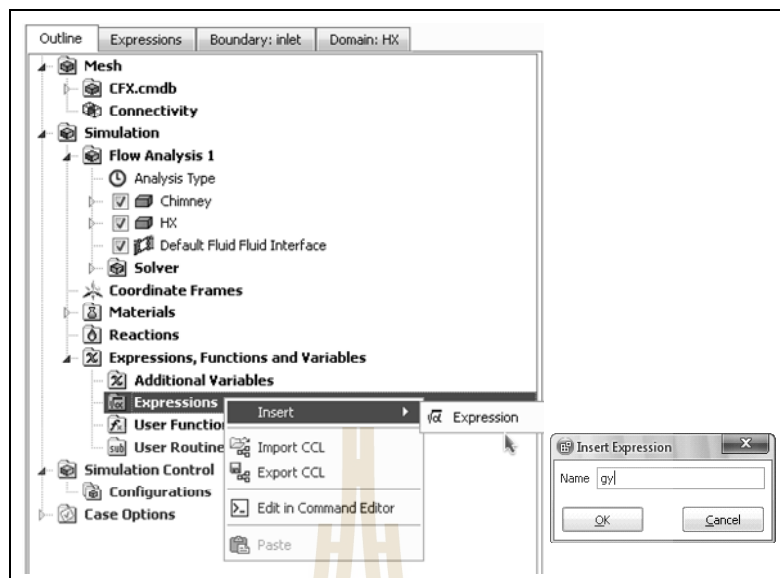


รูปที่ ก.1 ภาพหน้าจอพื้นที่การทำงาน CFX-Pre ของโปรแกรม ANSYS CFX-12.0

ก.1 การสร้างนิพจน์ (Expression) ใน CFX บน User CEL Functions

การสร้างนิพจน์ใหม่ในโปรแกรม CFX ทำได้ตามขั้นตอนดังนี้

- 1) คลิกเมาส์ปุ่มขวาที่ *Expressions* ใน Expressions, Functions and Variables บน Outline Tree เลือก Insert > Expression และตั้งชื่อเป็น “gy” (แรงโน้มถ่วงของโลก) ดังรูปที่ ก.2



รูปที่ ก.2 การสร้างนิพจน์ใหม่ (gy) ในโปรแกรม CFX



รูปที่ ก.3 การกำหนดค่านิยามของนิพจน์ “gy” และ “den g v” ในโปรแกรม CFX

2) กำหนดค่าแรงโน้มถ่วง $gy = -9.81 \text{ m/s}^2$ โดยการพิมพ์ค่า $-9.81[\text{m/s}^2]$ ใต้พื้นที่ว่างของ Details of gy เสร็จแล้วเลือก Apply ดังรูปที่ ก.3 ขั้นตอนนี้จะได้นิพจน์ที่ชื่อว่า gy ที่มีค่าเท่ากับ -9.81 m/s^2 ซึ่งจะเป็นความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลกที่จะใช้คำนวณต่อไป

3) สร้างนิพจน์ของพจน์พลังงานลอยตัว ($\rho g v$) วิธีการเช่นเดียวกับการสร้างนิพจน์ gy โดยตั้งชื่อเป็น “ $den g v$ ” และนิยามค่าโดยการพิมพ์ $Density * gy * Velocity v$ ที่ Details of $den g v$

หมายเหตุ: Density และ Velocity v เป็นชื่อเรียกใช้ตัวแปรความหนาแน่น และตัวแปรองค์ประกอบเวกเตอร์ความเร็วในทิศแกน y (ความเร็ว v) ของโปรแกรม CFX ตามลำดับ ซึ่งการเรียกใช้ตัวแปรต่าง ๆ เหล่านี้ จะต้องเขียนชื่อตัวแปรนั้น ๆ ให้ถูกต้องตามแบบของ CFX (สามารถตรวจสอบได้จากคู่มือการใช้งานของโปรแกรม CFX)

ก.2 การเพิ่มพจน์พลังงานลอยตัว ($\rho g v$) ในสมการอนุรักษ์พลังงาน

วิธีการเพิ่มพจน์พลังงานลอยตัว ($\rho g v$) ในสมการพลังงานของโปรแกรม CFX สามารถทำได้โดยการเพิ่มเข้าไปเป็น Source Term ในสมการพลังงาน ซึ่งสามารถกระทำได้ตามขั้นตอน ดังนี้

1) การเพิ่มพจน์พลังงานลอยตัวที่โดเมนของปล่องลม “Chimney”

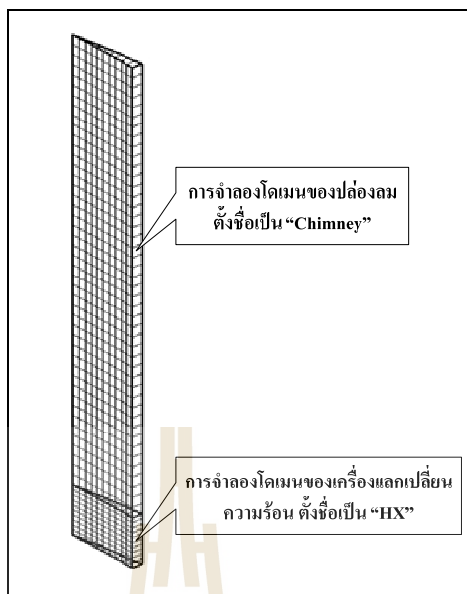
เริ่มต้นสร้างโดเมนย่อย (Sub Domain) ที่โดเมนของปล่องลม โดยคลิกเมาส์ปุ่มขวาที่โดเมนที่ชื่อ “Chimney” ใน Flow Analysis 1 บน Outline Tree เลือก Insert > Subdomain และตั้งชื่อเป็น “ $den g v \text{ in Chimney}$ ” ดังรูปที่ ก.5

กำหนดค่า Basic Settings โดยกำหนด Location เป็น Chimney

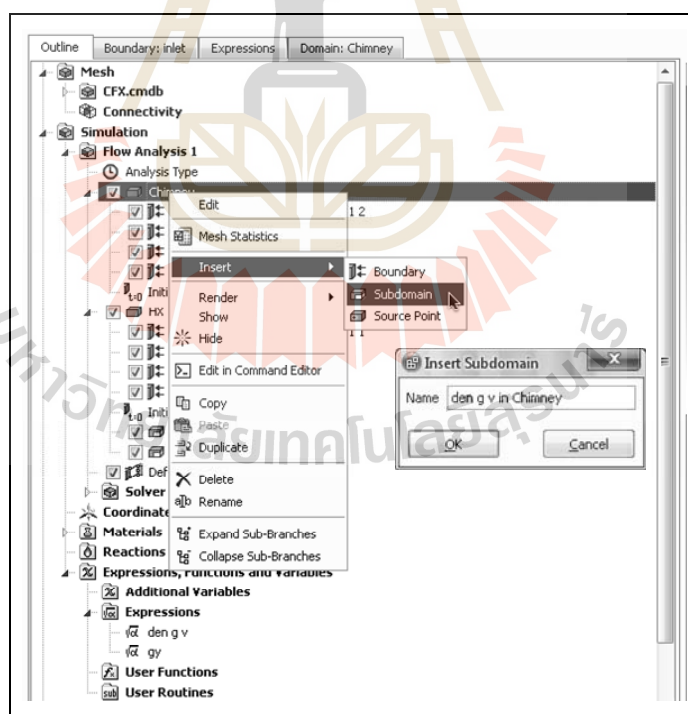
กำหนดค่า Source Term ในสมการอนุรักษ์พลังงาน โดยกำหนดค่า Energy Source ให้เท่ากับพจน์พลังงานลอยตัว ($\rho g v$) ด้วยการใส่ Expression ที่ชื่อ “ $den g v$ ” ใน Option ของ Energy Source ดังรูปที่ ก.6

2) เพิ่มพจน์พลังงานลอยตัวที่โดเมนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน “HX”

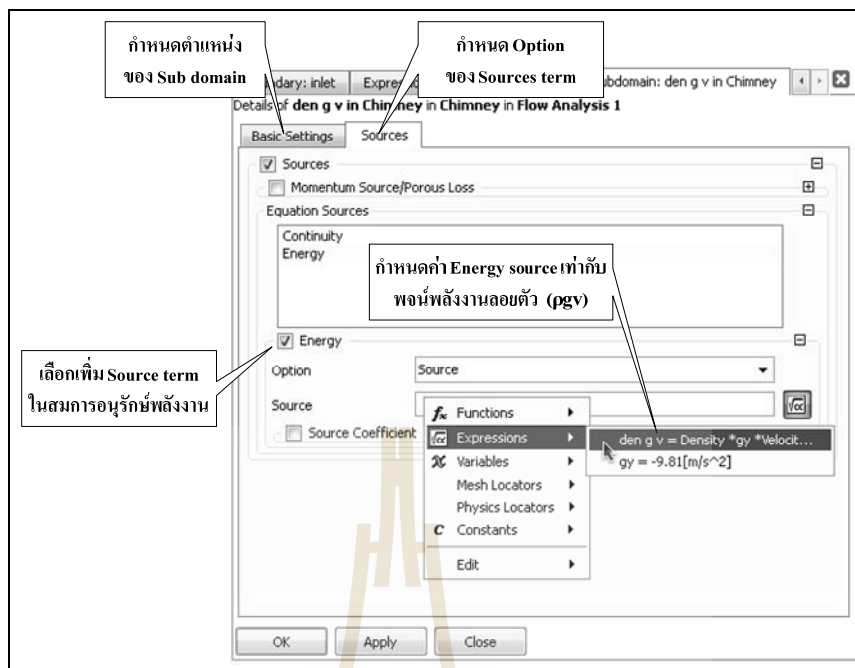
วิธีการทำได้เช่นเดียวกันกับการเพิ่มพจน์พลังงานลอยตัวที่โดเมนของปล่องลม โดยตั้งชื่อของ Sub Domain เป็น “ $den g v \text{ in HX}$ ” และกำหนดค่า Energy Source เท่ากับ “ $den g v$ ” เช่นกัน



รูปที่ ก.4 ภาพจำลองโดเมนของปัญหาปล่องลมร้อน ที่ใช้ในการคำนวณด้วยโปรแกรม CFX



รูปที่ ก.5 การสร้างโดเมนย่อยของปล่องลม สำหรับใช้เพิ่มพจน์พลังงานลอยตัว
ที่โดเมนของปล่องลม



รูปที่ ก.6 การเพิ่มพจน์พลังงานลอยตัว (pgv) ในสมการพลังงานที่โดเมนของปล่องลม

ผลที่ได้จากขั้นตอนต่าง ๆ ข้างต้นจะได้โค้ดคำสั่ง (การเพิ่มพจน์พลังงานลอยตัวในสมการอนุรักษ์พลังงาน) สำหรับใช้คำนวณด้วยโปรแกรม ANSYS CFX-12.0 ที่โดเมนของปล่องลมและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ตามลำดับ ดังนี้ (โปรแกรมฯ จะเรียกใช้ในช่วงการประมวลผล)

FLOW: Flow Analysis 1 DOMAIN: HX &replace SUBDOMAIN: den g v in HX Coord Frame = Coord 0 Location = HX SOURCES: EQUATION SOURCE: energy Option = Source Source = den g v END END END END END	FLOW: Flow Analysis 1 DOMAIN: Chimney &replace SUBDOMAIN: den g v in Chimney Coord Frame = Coord 0 Location = Chimney SOURCES: EQUATION SOURCE: energy Option = Source Source = den g v END END END END END
--	---

โดยจะมีโค้ดคำสั่งของการสร้างนิพจน์ “gy” และ “den g v” เป็นดังนี้

LIBRARY:

CEL:

&replace EXPRESSIONS:

den g v = Density*gy*Velocity v

gy = -9.81[m s⁻²]

END

END

END



The logo of Sakon Nakhon Rajabhat University is a large, faint watermark in the background. It features a central figure of a person standing on a pedestal, surrounded by a circular emblem with a gear-like border. The text 'มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี' is written in a circular path around the bottom of the emblem.

ภาคผนวก ข

โปรแกรมคำนวณระบบปล่อยมลพิษรถยนต์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

การวิเคราะห์ระบบปล่องลมร้อนในเชิงทฤษฎี งานวิจัยนี้ได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และการแก้ระบบสมการได้เลือกใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลขของ “Newton-Raphson” ด้วยการเขียนโค้ดคำสั่งบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยคำนวณ โดยใช้โปรแกรม MATLAB 7.11.0 (เขียนโค้ด m-file) ซึ่งในงานวิจัยนี้จะมีโค้ดโปรแกรมจำนวน 3 ส่วนหลัก ๆ ได้แก่

- 1) โค้ดโปรแกรมคำนวณ: การไหลผ่านปล่องลมร้อน (การศึกษาที่ 3.4)
- 2) กลุ่มโค้ดโปรแกรมคำนวณ: การไหลและการถ่ายเทความร้อน (การศึกษาที่ 3.5.1)
- 3) กลุ่มโค้ดโปรแกรมคำนวณ: ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบต่อโรงงานต้นแบบ 100 MW (การศึกษาที่ 3.5.2)

ข.1 โค้ดโปรแกรมคำนวณ: การไหลผ่านปล่องลมร้อน

```
*****
% This Program is used to calculate the air flow on the thermal chimney system
% Program by Withun Hemsuwan (M5240333)
% Thesis academic year 2011
***** Start Program*****

function POWER_PLANT_100MW_EFFICIENCY_40_PERCENT
clear all;clc;

% 1. Define size of system and ambient conditions of the air
Q=150*10^6;           % heat removal rate (W)
Khx=0; Ki=0;          % loss coefficient at HX. and chimney inlet
Tc=60+273;            % steam temperature at condenser (K)
h=3;                  % heat exchanger height (m)
Z=100;                % total chimney height (m)
H=Z-h;                % chimney height (m)
AR32=0.25:0.125:5;    % chimney area ratio (A3/A2)
[M N]=size(AR32);
Area1=618.9;          % inlet cross-sectional area of chimney (area at position 1: m^2)
Area2=Area1; r2=(Area2/pi)^0.5;% area and radial of chimney at position 2 (m^2)
Area3=AR32*Area2; r3=(Area3./pi).^0.5;% area and radial of chimney at position 2 (m^2)
Angle23=atand((r3-r2)/H) % angle of chimney (degree)
```

```

% (Define ambient conditions of the air)

Pamb=101325; den_amb=1.14625; Tamb=308; cp=1006.2; g=9.81; k=1.39906; R=287.0027;

T1=Tamb; % BC. at inlet

P3=Pamb-den_amb*g*Z; % BC. at outlet (static pressure at outlet)

% -----Loop of calculate equation system by "Newton-Raphson method"-----

for j=1:N % loop of iterations for AR32 (size of AR32 = N number )

    if j==1 % guess variable value for frit loop (AR32 num. 1)

        PP1(j)=101.3161*10^3; % guess value of: P1
        PP2(j)=101.2921*10^3; % guess value of: P2
        Dden1(j)=1.145754; % guess value of: den1
        Dden2(j)=0.972079; % guess value of: den2
        Dden3(j)=0.964589; % guess value of: den3
        TT2(j)=362.9426; % guess value of: T2
        Vv1(j)=3.952339; % guess value of: V1
    end

    for i=1:1000 % loop of iterations for one AR32 (maximum 1,000 loop)

        if i==1&&j==1

            P1(i)=PP1(j); % guess value of: P1
            P2(i)=PP2(j); % guess value of: P2
            den1(i)=Dden1(j); % guess value of: den1
            den2(i)=Dden2(j); % guess value of: den2
            den3(i)=Dden3(j); % guess value of: den3
            T2(i)=TT2(j); % guess value of: T2
            v1(i)=Vv1(j); % guess value of: V1

        else if i==1&&j>1 % guess variable value for frit loop (AR32 num. 2-N)

            P1(i)=PP1(j-1); % guess value of: P1
            P2(i)=PP2(j-1); % guess value of: P2
            den1(i)=Dden1(j-1); % guess value of: den1
            den2(i)=Dden2(j-1); % guess value of: den2
            den3(i)=Dden3(j-1); % guess value of: den3
        end
    end
end

```

```

        T2(i)=TT2(j-1);           % guess value of: T2
        v1(i)=Vv1(j-1);          % guess value of: V1

    end

end

f1(i)=k/(k-1)*(P2(i)/den2(i)-P3/den3(i))...
    +0.5*v1(i)^2*((den1(i)/den2(i))^2-(den1(i)/(den3(i)*AR32(j)))^2)-g*H;
f2(i)=P3*den2(i)^k-P2(i)*den3(i)^k ;
f3(i)=Q-den1(i)*Area1*v1(i)*(cp*(T2(i)-T1)+0.5*v1(i)^2*...
((den1(i)/den2(i))^2-1)+g*h);
f4(i)=P1(i)/(den1(i)*T1)-P2(i)/(den2(i)*T2(i));
f5(i)=P1(i)-P2(i)-0.5*(den1(i)+den2(i))*g*h-0.5*Khx*den1(i)*v1(i)^2-...
den1(i)*v1(i)^2*(den1(i)/den2(i)-1);
f6(i)=P1(i)-Pamb+0.5*(1+Ki)*den1(i)*v1(i)^2;
f7(i)=P1(i)-den1(i)*R*T1;
ff1=f1(i); ff2=f2(i); ff3=f3(i); ff4=f4(i); ff5=f5(i); ff6=f6(i); ff7=f7(i);
FF=-1*[ff1;ff2;ff3;ff4;ff5;ff6;ff7]; % column matrix of equation system {F}
v2(i)= den1(i)*v1(i)/den2(i);
v3(i)=den2(i)*v2(i)/(AR32(j)*den3(i));
T3(i)=T2(i)*(P3/P2(i))^(k-1)/k);
if abs(f1(i))<10^-7&&abs(f2(i))<10^-7&&abs(f3(i))<10^-7&&...
    abs(f4(i))<10^-7&&abs(f5(i))<10^-7&&abs(f6(i))<10^-7&&abs(f7(i))<10^-7;break
end

A1=0;A2=k/(k-1)*(1/den2(i));...
A3=-k/(k-1)*P2(i)/den2(i)^2-den1(i)^2*v1(i)^2/den2(i)^3;...
A4=k/(k-1)*P3/den3(i)^2+den1(i)^2*v1(i)^2/(AR32(j)^2*den3(i)^3);...
A5=0;A6=v1(i)*((den1(i)/den2(i))^2-(den1(i)/(den3(i)*AR32(j)))^2);...
A7=v1(i)^2*(den1(i)/den2(i)^2-den1(i)/(den3(i)*AR32(j))^2);
B1=0;B2=-den3(i)^k;B3=k*P3*den2(i)^(k-1);...
B4=-k*P2(i)*den3(i)^(k-1);B5=0;B6=0;B7=0;
C1=0;C2=0;C3=Area1*(den1(i)*v1(i)/den2(i))^3;C4=0;

```

```

C5=-den1(i)*Area1*v1(i)*cp;...
C6=-den1(i)*Area1*(cp*(T2(i)-T1)+g*h)-
1.5*den1(i)*Area1*v1(i)^2*((den1(i)/den2(i))^2-1);...
C7=-Area1*v1(i)*(cp*(T2(i)-T1)-0.5*v1(i)^2+g*h)-
1.5*Area1*v1(i)^3*(den1(i)/den2(i))^2;
D1=1/(den1(i)*T1);D2=-1/(den2(i)*T2(i));D3=P2(i)/(den2(i)^2*T2(i));...
D4=0;D5=P2(i)/(den2(i)*T2(i)^2);D6=0;D7=-P1(i)/(den1(i)^2*T1);
E1=1;E2=-1;E3=-0.5*g*h+(den1(i)/den2(i))^2*v1(i)^2;E4=0;E5=0;...
E6=-Khx*den1(i)*v1(i)-2*den1(i)*v1(i)*(den1(i)/den2(i)-1);...
E7=-0.5*g*h-v1(i)^2*(0.5*Khx-1)-2*v1(i)^2*den1(i)/den2(i);
F1=1;F2=0;F3=0;F4=0;F5=0;F6=(1+Ki)*den1(i)*v1(i);F7=0.5*v1(i)^2*(1+Ki);
G1=1;G2=0;G3=0;G4=0;G5=0;G6=0;G7=-R*T1;
AA=[A1 A2 A3 A4 A5 A6 A7;B1 B2 B3 B4 B5 B6 B7;C1 C2 C3 C4 C5 C6 C7;...
D1 D2 D3 D4 D5 D6 D7;E1 E2 E3 E4 E5 E6 E7;F1 F2 F3 F4 F5 F6 F7;...
G1 G2 G3 G4 G5 G6 G7]; % square matrix [A: 7X7] of difference equation (dF/dX)
delX=AA\BB; % Solve linear equation ([A]{delX}={F})
% (Update new value of variables: Xnew = Xold+ delX )
P1(i+1)=P1(i)+1*delX(1);
P2(i+1)=P2(i)+1*delX(2);
den2(i+1)=den2(i)+1*delX(3);
den3(i+1)=den3(i)+1*delX(4);
T2(i+1)=T2(i)+1*delX(5);
v1(i+1)=v1(i)+1*delX(6);
den1(i+1)=den1(i)+1*delX(7);

end

error(j)=max(abs(BB));
PP1(j)=P1(i);
PP2(j)=P2(i);
Dden1(j)=den1(i);
Dden2(j)=den2(i);

```

```

Dden3(j)=den3(i);
TT2(j)=T2(i);
TT3(j)=T3(i);
Vv1(j)=v1(i);
Vv2(j)=Dden1(j)/Dden2(j)*Vv1(j);
Vv3(j)=Dden1(j)*Vv1(j)/(Dden3(j)*AR32(j));
mdot(j)=Dden1(j)*Area1*Vv1(j);
Power_v2(j)=0.5*(Dden1(j)*Area1*Vv1(j))*Vv2(j)^2;
Power_v3(j)=0.5*(Dden1(j)*Area1*Vv1(j))*Vv3(j)^2;
POWER(j)=Power_v2(j);
Efficiency(j)=POWER(j)*100/Q;
delPress(j)=P2(i)-P3;

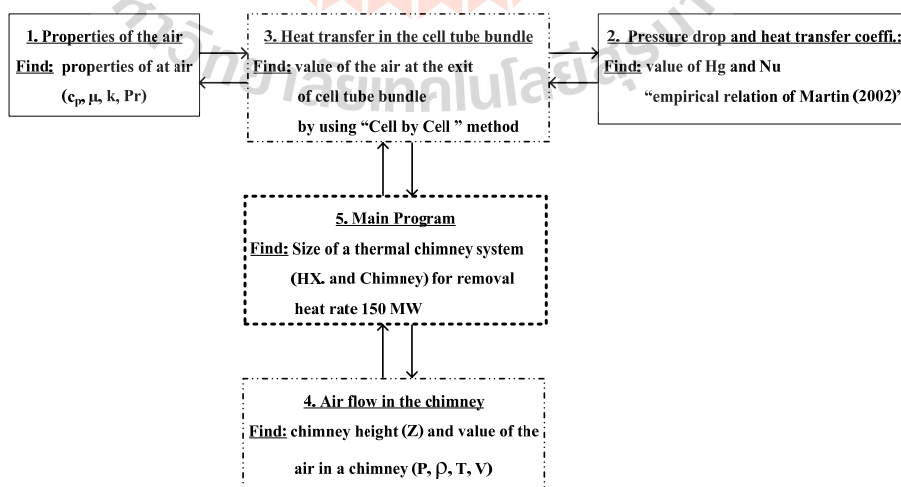
end

***** End Program*****

```

ข.2 กลุ่มโค้ดโปรแกรมคำนวณ: การไหลและการถ่ายเทความร้อน (ทั้งระบบ)

ในการคำนวณการไหลและการถ่ายเทความร้อนในระบบปล่องลมร้อน (การศึกษาที่ 3.5.1) จะเป็นการคำนวณแบบลูกโซ่ ดังรูปที่ ข.1 ซึ่งโค้ดโปรแกรมต่าง ๆ เป็นดังนี้



รูปที่ ข.1 ภาพแสดงลูกโซ่กลุ่มโปรแกรมคำนวณระบบปล่องลมร้อน (ทั้งระบบ)

```

*****

% These Programs are used for calculate the flow and heat transfer on a thermal chimney
system (Chapter 3.5.1)

% Program by Withun Hemsuwan (M5240333)

% Thesis academic year 2011

***** Program number: 1 *****

function [cp,Dy_viscosity,k,Pr]=properties_of_dry_air_at_1atm(T)

% Reference from General Electric Heat Transfer and Fluid Flow Data Book (Detlev and
Kroger,2004)

% For dry air from 220K to 308K

cp=1.045356e3-3.161783e-1*T+7.083814e-4*T^2-2.705209e-7*T^3;
Dy_viscosity=2.287973e-6+6.259793e-8*T-3.131956e-11*T^2+8.15038e-15*T^3;
k=-4.937787e-4+1.018087e-4*T-4.627937e-8*T^2+1.250603e-11*T^3;
Pr=Dy_viscosity*cp/k;

*****End of Program number: 1 *****

#####

***** Program number: 2 *****

function [Nu Hg]=Nu_of_Martin_2002_and_Hg_fo_Gaddis_and_Gnielinski_1985...
(Re,Pr,a,b,Nr,Type)

%1. The pressure drop correlation use the model of Gaddis and Gnielinski 1985
%2. The heat transfer correlation use the model of Martin 2002
c=((a/2)^2+b^2)^0.5; % the diagonal pitch ratio of tube bundle

%----- Pressure drop correlation: Hg -----

%1) factor of the number of tube row
if (Nr>=5 && Nr<=10) && (b>=0.5*(2*a+1)^0.5)
    f_t_n=(1/(2*a^2))*(1/Nr-1/10); % factor for Number of tube row
elseif (Nr>=5 && Nr<=10) && (b<0.5*(2*a+1)^0.5)
    f_t_n=2*((c-1)/(a*(a-1)))^2*(1/Nr-1/10); % factor for Number of tube row

```

```

elseif Nr>10
    f_t_n=0;% factor for number of tube row
end
%2) the Hg of laminar flow
if Type==1 % In-line tube bundle
    Hg_lam_i=140*Re*((b^0.5-0.6)^2+0.75)/(a^1.6*(4*a*b/pi-1)); % Hg of laminar flow
elseif Type==2 % Staggered tube bundle
    if b>=0.5*(2*a+1)^0.5
        Hg_lam_s=140*Re*((b^0.5-0.6)^2+0.75)/(a^1.6*(4*a*b/pi-1));
    else
        Hg_lam_s=140*Re*((b^0.5-0.6)^2+0.75)/(c^1.6*(4*a*b/pi-1));
    end
end
%3) the Hg of Turbulent flow
if Type==1 % In-line tube bundle
    f_t_i=(0.11+(0.6*(1-0.94/b)^0.6)/(a-0.85)^1.3)*10^(0.47*(b/a-1.5))+0.015*(a-1)*(b-1); %
    friction factor for turbulent flow
    Hg_turb_i=f_t_i*Re^(2-0.1*(b/a))+f_t_n*Re^2; % Turbulent Hg
elseif Type==2 % Staggered tube bundle
    f_t_s=1.25+0.6/(a-0.85)^1.08+0.2*(b/a-1)^3-0.005*(a/b-1)^3; % friction factor for
    turbulent flow
    if Re<=250000
        Hg_turb_s=f_t_s*Re^1.75+f_t_n*Re^2;% Turbulent Hg for Re<=250000
    elseif Re>250000
        Hg_turb_s=(f_t_s*Re^1.75+f_t_n*Re^2)*(1+(Re-250000)/325000);
    end
end
%4) The Total of Hg
if Type==1 % In-line tube bundle
    Hg=Hg_lam_i+Hg_turb_i*(1-exp(1-(Re+1000)/2000)); % the total Hg of In-line

```

```

elseif Type==2 % Staggered tube bundle

    Hg=Hg_lam_s+Hg_turb_s*(1-exp(1-(Re+200)/1000)); % the total Hg of Staggered
end

%-----The end of Pressure drop calculated -----
%----- delPress,drop = Hg*(visco^2*Nr)/(dinsity*d^2)-----

%----- Heat transfer correlation: Nu (Martin,2002)-----

% 1) Leveque number:Lq
if Type==1 % In-line tube bundle
    Lq=1.18*Hg*Pr*((4*a/pi-1)/b);
elseif Type==2 % Staggered tube bundle
    if b>=1
        Lq=0.92*Hg*Pr*((4*a/pi-1)/c);
    elseif b<1
        Lq=0.92*Hg*Pr*((4*a*b/pi-1)/(b*c));
    end
end

% 2) Nusselt number: Nu=hd/k
if Type==1 % In-line tube bundle
    Nu=0.404*Lq^(1/3)*((Re+1)/(Re+1000))^0.1;
elseif Type==2 % Staggered tube bundle
    Nu=0.404*Lq^(1/3);
end

%-----The end of Heat transfer calculated -----

*****End of Program number: 2 *****

#####

```

```

***** Program number: 3 *****

function [Po_new deno_new To_new Vo_new Q_cell]=Solve_1_cell_tube_bundle_using_...
Cell_by_Cell_method(Nr,Ntb,L,d,b,ai,Pi,deni,Ti,Vi,ao,Po,deno,To,Vo,Tw,Type)

%0. For solve one cell only (1 cell = 1 row tube) and tube is vertical cylinder type
%1. The cell number (Ncell) must equal to number of tube row
%2. The pressure drop correlation use the model of Gaddis and Gnielinski 1985
%3. The heat transfer correlation use the model of Martin 2002
%----- 1. Define the size and type of Tube bundles -----
STi=ai*d; %Transverse space of the tube: Inlet
STo=ao*d; %Transverse space of the tube: Outlet
Area1=STi*Ntb*L; % Inlet cross section area of Heat exchanger
Area2=STo*Ntb*L; % Outlet cross section area of Heat exchanger
Nr2=1; % number of tube = 1 for 1 cell
As_r2=pi*d*Nr2*Ntb*L; % Heat transfer area at the air side for 2 tube row
if Type==1 % In-line type
    a=0.5*(ai+ao);c=0;
elseif Type==2 % Staggered type
    a=0.5*(ai+ao);c=((0.5*ai)^2+b^2)^0.5;
end
%----- 2. Solve system equation by Newton-Rhapson method -----
if Type==1 %In-line tube bundles
    Vmax=a*Vi/(a-1);
elseif Type==2 && b>=0.5*(2*a+1)^0.5; %Staggered tube bundles
    Vmax=a*Vi/(a-1);
elseif Type==2 && b<0.5*(2*a+1)^0.5; %Staggered tube bundles
    Vmax=a*Vi/(2*(c-1));
end
den_m=0.5*(deni+deno);
Tm=0.5*(Ti+To);
[cp_m,visco_m,k_m,Pr_m]=propertries_of_dry_air_at_1atm(Tm);

```

```

Remax=den_m*d*Vmax/visco_m;
[Nu Hg]=Nu_of_Martin_2002_and_Hg_fo_Gaddis_and_Gnielinski_1985...
(Remax,Pr_m,a,b,Nr,Type);
h=Nu*k_m/d;
f1=deni*Vi*Area1-deno*Vo*Area2;
f2=Tw-To-(Tw-Ti)*exp(-As_r2*h/(deni*Area1*Vi*cp_m));
f3=Pi-Po-(visco_m^2/den_m)*(Nr2/d^2)*Hg;
f4=Pi/(Ti*deni)-Po/(To*deno);
F1=f1;F2=f2;F3=f3;F4=f4;
BB=-[F1;F2;F3;F4];
A1=0;A2=-Area2*Vo;A3=0;A4=-deno*Area2;
B1=0;B2=0;B3=-1;B4=0;
C1=-1;C2=0;C4=0;C3=0;
D1=-1/(deno*To);D2=Po/((deno^2*To));D3=Po/(deno*To^2);D4=0;
AA=[A1 A2 A3 A4;B1 B2 B3 B4;C1 C2 C3 C4;D1 D2 D3 D4];
delX=AA\BB;
Po_new=Po+1*delX(1);
deno_new=deno+1*delX(2);
To_new=To+1*delX(3);
Vo_new=Vo+1*delX(4);
Q_cell=deni*Area1*Vi*cp_m*(To_new-Ti);
*****End of Program number: 3 *****
#####
***** Program number: 4.1 *****

% This Program solves air flow on a chimney: 2-2'-3
% And Calculate for modeling process 2-2' is: Isentropic process
% Note: subscript 1, 2, 3, 4 in this program equal to position 1, 2, 2', 3 in fig.3.22 (Chap. 3.5)
function [P3 den3 T3 V3 P4 den4 T4 V4 H D4]=Solve_flow_on_the_chimney_and_23_is_...
isentropic(P2,den2,T2,V2,A2,D3,H3,Angle34,P_infinity,T_infinity)
% Note: This program for solve isentropic flow at the position 2-3 of Thermal chimney

```

```

cp=1006.2;g=9.81;k=1.39906;R=287.0027;
den_infinity=P_infinity/(T_infinity*R);
maximun_Interation=100;
A3=pi/4*D3^2;
h=H3;
for i=1:maximun_Interation
    clear('ff');
    if i==1
        P3(i)=0.98*P2;% initial value of : P3
        den3(i)=0.99*den2; % initial value of : den3
        V3(i)=1.01*A2/A3*V2; % initial value of : V3
        P4(i)=0.8*P3(i);% initial value of : P4
        H(i)=1.145*9.81*(101325-P4(i))+0.5*den_infinity*V3(i)^2;% initial value of : H
        D4=D3+2*H(i)*tand(Angle34);
        A4=pi/4*D4^2;
        den4(i)=0.99*den3(i); % initial value of : den4
        V4(i)=1.01*A3/A4*V3(i); % initial value of : V4
    end
    D4=D3+2*H(i)*tand(Angle34);
    A4=pi/4*D4^2;
    f1=den2*A2*V2-den3(i)*A3*V3(i);
    f2=P2*den2^k-P3(i)*den3(i)^k;
    f3=k/(k-1)*(P2/den2)+0.5*V2^2-k/(k-1)*(P3(i)/den3(i))-0.5*V3(i)^2-g*0.5*H3;
    f4=den3(i)*A3*V3(i)-den4(i)*A4*V4(i);
    f5=P3(i)*den3(i)^k-P4(i)*den4(i)^k;
    f6=k/(k-1)*(P3(i)/den3(i))+0.5*V3(i)^2-k/(k-1)*(P4(i)/den4(i))-0.5*V4(i)^2-g*H(i);
    f7=P_infinity-P4(i)-den_infinity*g*(H(i)+H3);
    ff=-1*[f1;f2;f3;f4;f5;f6;f7];
    Residual_max=max(abs(ff));
    if abs(Residual_max)<10^-10;break;end

```

```

B1=[0,-A3*V3(i),-den3(i)*A3,0,0,0,0];
B2=[-den3(i)^-k,k*P3(i)*den3(i)^-(k+1),0,0,0,0,0];
B3=[-k/(k-1)*1/den3(i),k/(k-1)*(P3(i)/den3(i)^2),-V3(i),0,0,0,0];
B4=[0,A3*V3(i),den3(i)*A3,0,-A4*V4(i),-den4(i)*A4,0];
B5=[den3(i)^-k,-k*P3(i)*den3(i)^-(k+1),0,-den4(i)^-k,k*P4(i)*den4(i)^-(k+1),0,0];
B6=[k/(k-1)*1/den3(i),-k/(k-1)*(P3(i)/den3(i)^2),V3(i),-k/(k-1)*1/den4(i),k/(k-1)*(P4(i) ...
    /den4(i)^2),-V4(i),-g];
B7=[0,0,0,-1,0,0,-den_infinity*g];
BB=[B1;B2;B3;B4;B5;B6;B7];
delX=BB\ff;
P3(i+1)=P3(i)+delX(1);
den3(i+1)=den3(i)+delX(2);
V3(i+1)=V3(i)+delX(3);
P4(i+1)=P4(i)+delX(4);
den4(i+1)=den4(i)+delX(5);
V4(i+1)=V4(i)+delX(6);
H(i+1)=H(i)+delX(7);
end
if i==maximun_ Iteration
    fprintf('Warning!: P2=%d den2=%.2f, T2=%.2f cm V2=%.2f : solution Not-converge
Residual is : %f\n',P2,den2,T2,V2,Residual_max)
end
P3=P3(end); den3=den3(end); V3=V3(end); T3=P3(end)/(R*den3(end));
P4=P4(end); den4=den4(end); V4=V4(end); T4=P4(end)/(R*den4(end));
H=H(end);

*****End of Program number: 4.1*****
#####

```

```

***** Program number: 4.2*****

% This Program solves air flow on a chimney: 2-2'-3

% And Calculate for modeling process 2-2' is: Non-Isentropic process (with loss: Ki)

% Note: subscript 1, 2, 3, 4 in this program equal to position 1, 2, 2', 3 in fig.3.22 (Chap. 3.5)

function [P3 den3 T3 V3 P4 den4 T4 V4 H D4]=Solve_flow_on_the_chimney_and_23_...
with_loss_model(P2,den2,T2,V2,A2,D3,H3,Angle34,Ki,P_infinity,T_infinity)

% Note: This program for solve Isentropic flow at the position 2-3 of Thermalchimney
cp=1006.2;g=9.81;k=1.39906;R=287.0027;
den_infinity=P_infinity/(T_infinity*R);
maximun_Interation=1000;
A3=pi/4*D3^2;
h=H3;
for i=1:maximun_Interation
    if i==1
        P3(i)=0.98*P2;% initial value of : P3
        den3(i)=0.99*den2;% initial value of : den3
        T3(i)=P3(i)/(R*den3(i)); % initial value of : T3
        V3(i)=1.01*A2/A3*V2;% initial value of : V3
        P4(i)=0.8*P3(i);% initial value of : P4
        H(i)=1.145*9.81*(101325-P4(i))+0.5*den_infinity*V3(i)^2;% initial value of : H
        D4=D3+2*H(i)*tand(Angle34);
        A4=pi/4*D4^2;
        den4(i)=0.99*den3(i); % initial value of : den4
        V4(i)=1.01*A3/A4*V3(i); % initial value of : V4
    end
    D4=D3+2*H(i)*tand(Angle34);
    A4=pi/4*D4^2;
    f1=den2*A2*V2-den3(i)*A3*V3(i);
    f2=P2/(den2*T2)-P3(i)/(den3(i)*T3(i));
    f3=cp*(T3(i)-T2)+0.5*(V3(i)^2-V2^2)+g*H3/2;

```

```

f4=P2+0.5*den2*V2^2-P3(i)-0.5*Ki*den2*V3(i)^2; % Model static pressure loss at the
chimney inlet (Kroger and Detlev, H., 2004)

f5=den3(i)*A3*V3(i)-den4(i)*A4*V4(i);

f6=P3(i)*den3(i)^-k-P4(i)*den4(i)^-k;

f7=k/(k-1)*(P3(i)/den3(i))+0.5*V3(i)^2-k/(k-1)*(P4(i)/den4(i))-0.5*V4(i)^2-g*H(i);

f8=P_infinity-P4(i)-den_infinity*g*(H(i)+H3);

ff=-1*[f1;f2;f3;f4;f5;f6;f7;f8];

Residual_max=max(abs(ff));

if abs(Residual_max)<10^-7;break;end

B1=[0,-A3*V3(i),0,-den3(i)*A3,0,0,0,0];

B2=[-1/(den3(i)*T3(i)),P3(i)/(den3(i)^2*T3(i)),P3(i)/(den3(i)*T3(i)^2),0,0,0,0,0];

B3=[0,0,cp,V3(i),0,0,0,0];

B4=[-1,0,0,-Ki*den2*V3(i),0,0,0,0];

B5=[0,A3*V3(i),0,den3(i)*A3,0,-A4*V4(i),-den4(i)*A4,0];

B6=[den3(i)^-k,-k*P3(i)*den3(i)^-(k+1),0,0,-den4(i)^-k,k*P4(i)*den4(i)^-(k+1),0,0];

B7=[k/(k-1)*1/den3(i),-k/(k-1)*(P3(i)/den3(i)^2),0,V3(i),-k/(k-1)*1/den4(i),k/(k-
1)*(P4(i)/den4(i)^2),-V4(i),-g];

B8=[0,0,0,0,-1,0,0,-den_infinity*g];

BB=[B1;B2;B3;B4;B5;B6;B7;B8];

delX=BB\ff;

P3(i+1)=P3(i)+0.5*delX(1);

den3(i+1)=den3(i)+0.5*delX(2);

T3(i+1)=T3(i)+0.5*delX(3);

V3(i+1)=V3(i)+0.5*delX(4);

P4(i+1)=P4(i)+0.5*delX(5);

den4(i+1)=den4(i)+0.5*delX(6);

V4(i+1)=V4(i)+0.5*delX(7);

H(i+1)=H(i)+0.5*delX(8);

end

if i==maximun_ Iteration

```

```

fprintf('Warning!: P2=%d den2=%0.2f, T2=%0.2f cm V2=%0.2f : solution Not-converge
Residual is : %f\n',P2,den2,T2,V2,Residual_max)
end
P3=P3(end); den3=den3(end); T3=T3(end); V3=V3(end);
P4=P4(end); den4=den4(end); V4=V4(end); T4=P4(end)/(R*den4(end));
H=H(end);
*****End of Program number: 4.2*****
#####
***** Program number: 5 (Main program) *****
function Main_calculate_heat_and_flow_in_100MW_thermal_chimney
clear all;clc;
% 0. Define design parameter of the thermal chimney system (150MW heat removal rate)
Vchim_in=27.78; %Design velocity at chimney inlet (m/s)
D3=17.28;R3=D3/2; %Diameter at inlet chimney (m)
L=15; %Length of tube (m)
Vhx_o=Vchim_in*D3/(4*L); % Design velocity at HX, outlet (m/s)
Angle34=0; % the angle of the divergent top chimney (degree)
Ki=3; %Chimney inlet loss coefficient (Kroger and Detlev, H., 2004)
%----1. Define Ambient condition and Tube wall condition-----
g=9.81; % gravitation acceleration
R=287.0027; %gas constant
Pin_0=101325; %Ambient Pressure at ground level
Tin=35+273.1; %Ambient temperature at ground level = Heat exchanger Inlet temperature
den_in_0=Pin_0/(R*Tin); %Ambient density
Tw=60+273.1; %steam-tube wall temperature (Tw = Tc)
%---- Design dimension of tube bundles : vertical cylinder type -----
Type=1; % Code of tube arrangement (1 for In-line, 2 for Staggered)
a1_design=[1.5 2 2.5 3]; % Transverse pitch ratio (Design)
d_design=[1.5 2 2.5 3 3.5 4 4.5 5]*1e-2; % diameter of tube in the tube bundle (m)
DP=0;

```

```

maximun_Interation=2000;

fprintf('Table1: The size of tube bundle heat exchanger(In-line) for 150WM Thermal
chimney: D3=%0.2f(m), L=H3=%d(m), Design for V3=%0.2f m/s\n',D3,L,Vchim_in)

fprintf('-----\n')

fprintf(' DP a1 b d(cm) Ntb Nr Ntotal L3(m) Q(MW) TTD2(C) P2(kPa)
den2(kg/m^3) T2(K) V2(m/s) R DelP12(Pa) : delP/den*g(m) Loss coef.: Khx.\n')

fprintf('-----\n')

for e=4:4 % The loop of a1_design(e)
    for f=1:1 % the loop of d(f)
        clear('P','den','T','V','Q','TDD2','Pressure_drop','a','b','ST1','ST','Ntb');
        a1=0;a=0;b=0;d=0;Ntb=0;ST1=0;ST=0;SL=0;Vhx_in=0;Q=0;
        TTD2=0;Pressure_drop=0;P=0;den=0;T=0;V=0;
        d=d_design(f); %Design steam tube diameter
        a1=a1_design(e); %Design first transverse pitch ratio of tube bundles
        Ntb=double(int64(180/asind((a1*d)/(2*R3)))); % Number of tube per row (integer)
        ST1=2*R3*sind(180/Ntb); % First transverse pitch
        a1=ST1/d; % First transverse pitch ratio
        b=1.25; %Longitudinal pitch ratio
        SL=d*b; %Fixe longitudinal pitch
        %----- Calculate for 150MW heat removal rate-----
        DP=DP+1;
        if DP==1
            Nr_first(DP)=114; %Guess Nr 150MW heat removal rate and TTD2=3.5 degree
        elseif (e==2 && f==1) || (e==3 && f==1) || (e==4 && f==1)
            Nr_first(DP)=Nr(o)-70; %Guess Nr 150MW heat removal rate and TTD2=3.5 degree
        else
            Nr_first(DP)=Nr(o)+2; %Guess Nr 150MW heat removal rate and TTD2=3.5 degree
        end
    end
end

```

```

Nr=Nr_first(DP):700;
[m n]=size(Nr);    %Loop "o" of number of tube row: Nr
for o=1:n          %Loop of number of tube row :NL(n)
    Ncell=Nr(o);
    for i=1:Ncell+1
        if i==1      % first of tube row
            ST(i)=ST1; % first of transverse pitch of tube bundles
            a(i)=a1;  % first of transverse pitch ratio of tube bundles
        else
            ST(i)=ST(i-1)+2*SL*tand(180/Ntb); %The Next transverse pitch of tube bundles
            a(i)=ST(i)/d; %The Next transverse pitch ratio of tube bundles
        end
    end
    % Rotate matrix for solve from the inlet to exit of the tube bundles (from position 1-2
in the thermal chimney system)
    ST=rot90(rot90(ST));
    a=rot90(rot90(a));
    Vhx_in=Vhx_o*(a(end)/a(1)); %Guess Velocity at HX inlet (from mass Eq.)
    delT=abs(Tin-Tw)/Nr(o); %Guess delT between the cell of tube bundle
    for j=1:maximum_Interaction %Loop of iteration
        if j==1 %Define initial value of variable: P den T V
            Vin(j)=Vhx_in; %Define Initial value of V at inlet condition of tube bundles
            den_in(j)=(Pin_0-0.5*den_in_0*g*L)/(R*Tin+0.5*Vin(j)^2); %Define initial
value of density at inlet BC. of tube bundles (from pressure balance and equation of state)
            P_in(j)=den_in(j)*R*Tin; %Define Initial value of density at inlet condition of
tube bundles (from equation of state)
            for i=1:Ncell+1 %the face of tube bundle cell
                if i==1 %the frit-face of tube bundle cell (HX. inlet)
                    T(i,j)=Tin; %Inlet BC of the first of Cell-1 : Tin = T at Ambient condition
                    V(i,j)=Vin(j); %Define Initial Inlet BC of the first of Cell-1 : V_in

```

```

        den(i,j)=den_in(j); %Define Initial Inlet BC of the first of Cell-1 :
density_inlet
        P(i,j)=P_in(j); % Define Initial Inlet BC of the first of Cell-1 : Pressure_in
    else
        P(i,j)=P_in(j); % Define initial value of : P
        den(i,j)=den_in(j); % Define initial value of : den
        T(i,j)=T(i-1,j)+delT; % Define initial value of: T
        V(i,j)=Vin(j); % Define initial value of : V
    end
end
end
Vin(j)=Vhx_in*(den(end,j)/(den(1,j))); %The Inlet Velocity: Calculate form the
mass equation from position 1-2
den_in(j)=(Pin_0-0.5*den_in_0*g*L)/(R*Tin+0.5*Vin(j)^2); %Define Initial value
of density at inlet condition of tube bundles (from pressure balance Eq. and equation of state)
P_in(j)=den_in(j)*R*Tin; %Define Initial value of density at inlet condition of tube
bundles (from equation of state)
for i=1:Ncell+1 %Update value of variable: P den T V
    if i==1 %the first-face of tube bundle cell (HX. inlet)
        P(i,j+1)=P_in(j); %Update value of P at HX. Inlet
        T(i,j+1)=Tin; %Update value of T at HX. Inlet
        den(i,j+1)=den_in(j); %Update value of Density at HX. Inlet
        V(i,j+1)=Vin(j); %Update value of V at HX. Inlet
    else %Update value of variable: P den T V at tube bundle cell exit: Calculate
from equation of Gaddis and Gnielinski, 1985 and Martin, 2002
        [P(i,j+1),den(i,j+1),T(i,j+1),V(i,j+1) Q(i)]=Solve_1_cell_tube_bundle_...
using_Cell_by_Cell_method(Nr(o),Ntb,L,d,b,a(i-1),P(i-1,j),den(i-1,j),T(i-1,j),...
V(i-1,j),a(i),P(i,j),den(i,j),T(i,j),V(i,j),Tw,Type);
    end
end

```

```

        del_P(i,j)=abs(P(i,j)-P(i,j+1));    %Error of P before and after of update
        del_den(i,j)=abs(den(i,j)-den(i,j+1)); %Error of den before and after of update
        del_T(i,j)=abs(T(i,j)-T(i,j+1));    %Error of T before and after of update
        del_V(i,j)=abs(V(i,j)-V(i,j+1));    %Error of V before and after of update
    end

    errormax_P=max(del_P);errormax_den=max(del_den);errormax_T=max(del_T); ...
errormax_V=max(del_V);

    ErrorMax_P=errormax_P(j);ErrorMax_den=errormax_den(j); ...
ErrorMax_T=errormax_T(j);ErrorMax_V=errormax_V(j);

    error_system=[ErrorMax_P;ErrorMax_den;ErrorMax_T;ErrorMax_V];

    ErrorMax_cell=max(error_system); % Maximum error of P,den,T,V of system HX.

    Residual_target=1e-10; %Target of maximum residual

    if (ErrorMax_cell<=Residual_target);break; %Check of solution converge?

    elseif j==maximun_Interation %Report the case if solution Not-converge

        fprintf('Warning!: Nr=%d at a1=%0.2f, d=%0.2f cm : solution Not-converge
Residual is : %f\n',Nr(o),a1,d*1e2,ErrorMax_cell)

    end

end

P=(P(:,end));    %the final solution of P
den=(den(:,end)); %the final solution of Density
T=(T(:,end));    %the final solution of T
V=(V(:,end));    %the final solution of V

gass_constant=P./(T.*den); %Check R again

Q(o)=sum(Q)/1e6;    %the heat transfer rate in HX.

if Q(o)>150;break;end %Target of heat transfer rate in HX. > 150MW a little

end

number_fo_row(e,f)=Nr(o);    %Report number of tube row for design point:

a1_design and d (tube diameter)

St1(e,f)=ST1;

St2(e,f)=ST(1);

```

```

number_fo_tube_per_row(e,f)=Ntb;

total_tube_number(e,f)=Nr(o)*Ntb; %Report total number of tube for design point:
a1_design and d(tube diameter)

tube_bundle_deep(e,f)=SL*(Nr(o)-1); %Report the deep of tube bundles(from inlet -
outlet)for design point: a1_design and d(tube diameter)

T1(e,f)=T(1); %Report T1 for design point: a1_design and d(tube diameter)
T2(e,f)=T(end); %Report T2 for design point: a1_design and d(tube diameter)
V1(e,f)=V(1); %Report V1 for design point: a1_design and d(tube diameter)
V2(e,f)=V(end); %Report V2 for design point: a1_design and d(tube diameter)
P1(e,f)=P(1); %Report P1 for design point: a1_design and d(tube diameter)
P2(e,f)=P(end); %Report P2 for design point: a1_design and d(tube diameter)
den1(e,f)=den(1); %Report den1 for design point: a1_design and d(tube diameter)
den2(e,f)=den(end);%Report den2 for design point: a1_design and d(tube diameter)
TTD2(e,f)=Tw-T(end);%Report TTD2 for design point: a1_design and d(tube diameter)
Heat_removal(e,f)=Q(o); %Report Heat transfer rate for design point: a1_design and
d(tube diameter)

Pressure_drop(e,f)=P(1)-P(end); %Report Pressure drop (P1-P2) for design point:
a1_design and d(tube diameter)

Khx(e,f)=Pressure_drop(e,f)/(0.5*den2(e,f)*V2(e,f)^2);
Pinfinity=(P1(e,f)+0.5*den_in_0*g*L+0.5*den1(e,f)*V1(e,f)^2)/1e3;
RRR=Pinfinity/(den_in_0*Tin);
deninfinity=Pinfinity*1e3/(R*Tin);

fprintf(' %d %.2f %.2f %.2f %d %d %d %.3f %.4f %.4f %.4f %.4f %.4f
%.4f %.4f %.2f : %.2f %.2fn',DP,a1,b,d_design(f)*100,Ntb,number_fo_row...
(e,f),total_tube_number(e,f),tube_bundle_deep(e,f),Heat_removal(e,f),TTD2(e,f), ...
P2(e,f)/1e3,den2(e,f),T2(e,f),V2(e,f),P2(e,f)/(den2(e,f)*T2(e,f)),Pressure_drop(e,f), ...
Pressure_drop(e,f)/(den_in_0*9.81),Khx(e,f))

end

end

```

```

%----- Solve air flow in the chimney: 2-3 and 3-4 -----
H3=L; %The heat exchanger highth (position:3)
A1=St2(e,f)*L*number_fo_tube_per_row(e,f); %The area at heat exchanger
outlet(position:2)
A2=St1(e,f)*L*number_fo_tube_per_row(e,f); %The area at heat exchanger
outlet(position:2)
A3=pi/4*D3^2; %The area at chimney inlet(position:3)
fprintf('\nTable2: The solution of the air and the Chimney highth(H+H3) for any design
point(DP) in Table1 : (Chimney-Angle34 = %d degree); Chimney inlet loss ocfficient:Ki32 =
%d\n',Angle34,Ki)
fprintf('-----\n')
fprintf(' DP.    Presssure (kPa)    Density(kg/m^3)    Temperature(K)
Velocity (m/s)    Gass-constant    Total-highth(m)\n')
fprintf(' -   P1   P2   P3   P4   den1   den2   den3   den4   T1   T2   T3   T4   V1
V2   V3   V4   R1   R2   R3   R4   H+H3 \n')
fprintf('-----\n')
DP=0;
for e=4:4 % The loop of a1_design(e)
    for f=1:1
        DP=DP+1;
        if Ki==0 %Proces23 is: Isentropic
%           [P3 den3 T3 V3 P4 den4 T4 V4
H]=solve_Process23_and_Process34_of_150MW_Thermal_Chimney(P2,den2,T2,V2,A2,D3,
H3,Angle34)
        [P3(e,f) den3(e,f) T3(e,f) V3(e,f) P4(e,f) den4(e,f) T4(e,f) V4(e,f) H(e,f) D4(e,f)]= ...
Solve_flow_on_the_chimney_and_23_is_isentropic(P2(e,f),den2(e,f),T2(e,f),V2(e,f), ...
A2,D3,H3,Angle34,Pin_0,Tin);

```

```

elseif Ki>0 %Proces23 is: Non-Isentropic and use loss model of (Kroger and Detlev, H.,
2004)

[P3(e,f) den3(e,f) T3(e,f) V3(e,f) P4(e,f) den4(e,f) T4(e,f) V4(e,f) H(e,f) D4(e,f)]=...
Solve_flow_on_the_chimney_and_23_with_loss_model(P2(e,f),den2(e,f),T2(e,f),V2(e,f), ...
A2,D3,H3,Angle34,Ki,Pin_0,Tin);

end

R1=P1(e,f)/(den1(e,f)*T1(e,f));R2=P2(e,f)/(den2(e,f)*T2(e,f)); ...
R3=P3(e,f)/(den3(e,f)*T3(e,f));R4=P4(e,f)/(den4(e,f)*T4(e,f));

fprintf(' %d %0.2f %0.2f %0.2f %0.2f %0.4f %0.4f %0.4f %0.4f %0.2f %0.2f %0.2f %0.2f
%0.2f %0.2f %0.2f %0.2f %0.2f %0.2f %0.2f %0.2f %0.4f\n'...

,DP,P1(e,f)/1e3,P2(e,f)/1e3,P3(e,f)/1e3,P4(e,f)/1e3,den1(e,f),den2(e,f), ...
den3(e,f),den4(e,f),T1(e,f),T2(e,f),T3(e,f),T4(e,f),V1(e,f),V2(e,f),V3(e,f), ...
V4(e,f),R1,R2,R3,R4,H(e,f)+H3)

end

end

fprintf('-----\n')

-----\n')

Nr=number_of_row(e,f);
section=1:Nr+1;
Ponit1=section(1);
Ponit2=section(end);
Ponit3=Ponit2+2;
Ponit4=Ponit3+2;
mdot=den.*L.*ST.*V.*Ntb;
A4=pi/4*D4(e,f)^2;
Mdot1=A1*V1(e,f)*den1(e,f);
Mdot2=A2*V2(e,f)*den2(e,f);
Mdot3=A3*V3(e,f)*den3(e,f);
Mdot4=A4*V4(e,f)*den4(e,f);

```

```

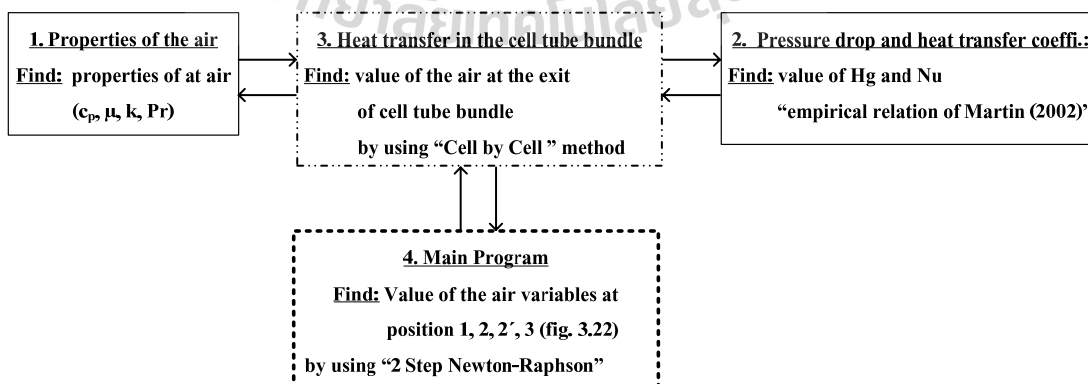
figure(1)
plot(section,mdot,'-
*',Ponit1,Mdot1,'^',Ponit2,Mdot2,'>',Ponit3,Mdot3,'v',Ponit4,Mdot4,'<','LineWidth',2)
q=legend('in the HX.','Position:1','Position:2','Position:2^{,}','Position:3',0);
title('The Mass flow rate in tube bundle and any position on the
chimney','fontsize',18,'fontweight','b','fontname','Angsana New')
ylabel('The mass flow rate (kg/s)','fontsize',18,'fontweight','b','fontname','Angsana New');
xlabel('The tube row number (Nr,i)','fontsize',18,'fontweight','b','fontname','Angsana New');
set(q,'FontSize',16,'fontweight','b','fontname','Angsana New','LineWidth',2);
set(gca,'LineWidth',2,'FontSize',18,'fontweight','b','fontname','Angsana
New','YMinorTick','on','XMinorTick','on','XGrid','on','YGrid','on')

*****End of Program number: 5 *****

```

ข.3 กลุ่มโค้ดโปรแกรมคำนวณ: ผลกระทบของอุณหภูมิอากาศแวดล้อมต่อ โรงงานต้นแบบ 100 MW

ในการคำนวณการไหลและการถ่ายเทความร้อนในระบบปล่องลมร้อน เพื่อศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่เปลี่ยนไปจากจุดออกแบบต่อโรงงานต้นแบบ (การศึกษาที่ 5.3.2) ได้ใช้วิธีการคำนวณของ Newton-Raphson แบบ 2 ขั้ว (รูปที่ 3.30) กลุ่มโค้ดโปรแกรมที่ใช้คำนวณระบบจะเป็นดังภาพลูกโซ่คำนวณระบบ ดังรูปที่ ข.2



รูปที่ ข.2 ภาพแสดงลูกโซ่กลุ่มโปรแกรมคำนวณระบบ (Newton-Raphson แบบ 2 ขั้ว)

โค้ดโปรแกรมหมายเลข 1 2 และ 3 ในรูปที่ ข.2 จะเป็นโค้ดเดียวกันกับที่ใช้คำนวณในภาคผนวกที่ ข.2 ส่วนโค้ดโปรแกรมหลัก (Main Program: Newton-Raphson แบบ 2 ขยัก) ที่ใช้คำนวณระบบ เป็นดังนี้

```
*****
% This Program is main program used for predict the effect of ambient temperature on
100MW thermal chimney prototype (Chapter 3.5.2)
% Program by Withun Hemsuwan (M5240333)
% Thesis academic year 2011
***** Program number: 4 (main program) *****
% And Calculate for modeling process 2-2' is: Non-Isentropic process (with loss: Ki)
% Note: subscript 1, 2, 3, 4 in this program equal to position 1, 2, 2', 3 in fig.3.22 (Chap. 3.5)
function Operation_of_100MW_thermal_chimney_prototype_effect_of_Tamb
clear all;clc;
%---- Size of thermal chimey form design ponit -----
D3=25.76;R3=D3/2; %Diameter at inlet of chimney
L=30;H3=L; %Length of tube
H=101.2202-H3; %Chimney high
Angle34=5; % the angle of the divergent top chimney (degree)
D4=D3+2*H*tand(Angle34); %Diameter at outlet of chimney
A3=pi/4*D3^2; %Area of section 3
A4=pi/4*D4^2; %Area of section 4
AR32=A4/A3; %Area ratio of chimney
Ki=3; % Inlet loss coefficient(Kroger and Detlev, H., 2004)
%---- Size of tube bundles form design point -----
Type=1; % Code of tube arrangement (1 for In-line, 2 for Staggered)
Nr=86; %Number of tube row
d=1.5e-2; %diameter of tube in the tube bundle
Ntb=1798; %Number of tube per row
```

```

Ntb=1798; %Number of tube per row
ST1=2*R3*sind(180/Ntb); %First transverse pitch
a1=ST1/d; %First transverse pitch ratio
b=1.25; %Longitudinal pitch ratio
SL=b*d; %Fixe longitudinal pitch
[m n]=size(Nr); %Loop "o" of number of tube row: Nr
Ncell=Nr;
for i=1:Ncell+1
    if i==1 %first of tube row
        ST(i)=ST1; %first of transverse pitch of tube bundles
        a(i)=a1; %first of transverse pitch ratio of tube bundles
    else
        ST(i)=ST(i-1)+2*SL*tand(180/Ntb); %The Next transverse pitch of tube bundles
        a(i)=ST(i)/d; %The Next transverse pitch ratio of tube bundles
    end
end
%Rotate matrix for solve from the inlet to exit of the tube bundles (from position 1-2 in the
thermal chimney system)
ST=rot90(rot90(ST));
a=rot90(rot90(a));
A1=ST(1)*Ntb*L; %Area at position 1
A2=ST(end)*Ntb*L; %Area at position 2
%---- Define ambient condition at ground level and Tube wall condition ----
g=9.81; %gravitation acceleration
R=287.0027; %gas constant
Pin_0=101325; %Ambient Pressure at ground level
Tin_0=50+273.1;%Ambient temperature at ground level = Heat exchanger Inlet temperature
den_in_0=Pin_0/(R*Tin_0); %Ambient density at ground level
Tw=60+273.1; %wall temperature of steam tube
delT=abs(Tin_0-Tw)/Nr; %Guess Temperature difference between inlet and exit of cell tube

```

```

cp=1006.2;k=1.39906;R=287.0027;%Property of air ideal gas (perfect gas)

maximun_iteration_tube_bundles=1000;

maximun_iteration_chinmney=1000;

fprintf('-----\n')
-----\n')

fprintf(' Num.      Presssure (kPa)      Density(kg/m^3)      Temperature(K)
Velocity (m/s)      Gass-constant      Mdot  Heat rate  Max-Error\n')
fprintf('Inter. P1    P2    P3    P4    den1    den2    den3    den4    T1    T2    T3    T4
V1  V2  V3  V4  R1  R2  R3  R4  (kg/s)  (MW)      -      \n')
fprintf('-----\n')
-----\n')

%--Main loop of solve in system of the thermal chimney-----
for o=1:maximun_iteration_chinmney
    if o==1 %Guess initial value of variable: P den T V
        V1(o)=2.42;
        den1(o)=(Pin_0-0.5*den_in_0*g*L)/(R*Tin_0+0.5*V1(o)^2);
        T1(o)=Tin_0;
        P1(o)=den1(o)*R*Tin_0;
        P3(o)=100.74e3;
        den3(o)=1.066;
        T3(o)=329.27;
        V3(o)=15;
        P4(o)=Pin_0-den_in_0*g*(H3+H);
        den4(o)=1.0499;
        T4(o)=329.5;
        V4(o)=2.24;
    end

    %----Loop of iteration for solve in the tube bundles-----
    for j=1:maximun_iteration_tube_bundles %Loop of iteration
        if j==1 %Define initial value of variable: P den T V

```

```

    P_in(j)=P1(o); %Define initial value of density at inlet condition of tube bundles
    (from equation of state)

    den_in(j)=den1(o); %Define initial value of density at inlet condition of tube bundles
    (from pressure balance Eq. and equation of state)

    Vin(j)=V1(o); %Define Initial value of V at inlet condition of tube bundles
    Tin(j)=T1(o); %Define Initial value of P at inlet condition of tube bundles
    for i=1:Ncell+1 %the face of tube bundle cell
        if i==1 %the frit-face of tube bundle cell (HX. inlet)
            P(i,j)=P_in(j); % Define Initial Inlet BC of the first of Cell-1 : Pressure_in
            den(i,j)=den_in(j); %Define Initial Inlet BC of the first of Cell-1 : density_inlet
            T(i,j)=Tin(j); %Inlet BC of the first of Cell-1 : Tin = T at Ambient condition
            V(i,j)=Vin(j); %Define Initial Inlet BC of the first of Cell-1 : V_in
        else
            P(i,j)=P_in(j); % Define initial value of : P
            den(i,j)=den_in(j); % Define initial value of : den
            T(i,j)=T(i-1,j)+delT; % Define initial value of: T
            V(i,j)=Vin(j); % Define initial value of : V
        end
    end
end

P_in(j)=P1(o); %Define initial value of density at inlet condition of tube bundles (from
equation of state)

den_in(j)=den1(o); %Define initial value of density at inlet condition of tube bundles
(from pressure balance Eq. and equation of state)

Tin(j)=T1(o); %Define initial value of temperature at inlet condition of tube bundles
(from equation of state)

Vin(j)=V1(o); %Define initial value of velocity at inlet condition of tube bundles
for i=1:Ncell+1 %Update value of variable: P den T V
    if i==1 %the first-face of tube bundle cell (HX. inlet)
        P(i,j+1)=P_in(j); %Update value of P at HX. Inlet
    end
end

```

```

    T(i,j+1)=Tin(j);    %Update value of T at HX. Inlet
    den(i,j+1)=den_in(j); %Update value of Density at HX. Inlet
    V(i,j+1)=Vin(j);    %Update value of V at HX. Inlet

    else %Update value of variable: P den T V at tube bundle cell exit: Calculate from
correlation of heat transfer (Gaddis and Gnielinski (1985)) and pressure drop (Martin (2002))

        [P(i,j+1),den(i,j+1),T(i,j+1),V(i,j+1)
Q(i)]=Solve_1_cell_tube_bundle_using_Cell_by_Cell_method(Nr,Ntb,L,d,b, a(i-1), ...
P(i-1,j),den(i-1,j),T(i-1,j),V(i-1,j),a(i),P(i,j),den(i,j),T(i,j),V(i,j),Tw,Type);
    end

    del_P(i,j)=abs(P(i,j)-P(i,j+1));    %Error of P before and after of update
    del_den(i,j)=abs(den(i,j)-den(i,j+1)); %Error of Density before and after of update
    del_T(i,j)=abs(T(i,j)-T(i,j+1));    %Error of T before and after of update
    del_V(i,j)=abs(V(i,j)-V(i,j+1));    %Error of V before and after of update
    end

    errormax_P=max(del_P);errormax_den=max(del_den);errormax_T=max(del_T); ...
errormax_V=max(del_V);

    ErrorMax_P=errormax_P(j);ErrorMax_den=errormax_den(j);
    ErrorMax_T=errormax_T(j);ErrorMax_V=errormax_V(j);

    error_system=[ErrorMax_P;ErrorMax_den;ErrorMax_T;ErrorMax_V];
    ErrorMax_cell=max(error_system); %Maximum error of P,den,T,V of system of HX.
    Residual_target=1e-10; %Target of maximum residual
    if (ErrorMax_cell<=Residual_target);break; %Check of solution converge?
    elseif j==maximun_iteration_tube_bundles %Report the case if solution Not-converge
        fprintf('Warning! Solution Not-converge: P1=%.4f kPa, den1=%.4f km/m^3, T1=%.4f
K, V1=%.4f m/s;Residual is : %f\n',...
            P1(o),den1(o),T1(o),V1(o),ErrorMax_cell)
    end
end
end

P=(P(:,end));    %the final solution of P
den=(den(:,end)); %the final solution of Density

```

```

den=(den(:,end))'; %the final solution of Density
T=(T(:,end))'; %the final solution of T
V=(V(:,end))'; %the final solution of V
gass_constant=P./(T.*den); %Check R again
Q(o)=sum(Q)/1e6; %the heat transfer rate in HX.
T2(o)=T(end); %Report T2 for design point: a1_design and d(tube diameter)
V2(o)=V(end); %Report V2 for design point: a1_design and d(tube diameter)
P2(o)=P(end); %Report P2 for design point: a1_design and d(tube diameter)
den2(o)=den(end); %Report den2 for design point: a1_design and d(tube diameter)
TTD(o)=Tw-T(end); %Report TTD2 for design point: a1_design and d(tube diameter)
mdot(o)=den2(o)*A2*V2(o); %Report mass flow rate (kg/s)
Heat_removal(o)=Q(o); %Report Heat transfer rate for design point: a1_design and d(tube
diameter)
Pressure_drop(o)=P(1)-P(end); %Report Pressure drop (P1-P2) for design point: a1_design
and d(tube diameter)
%----- End loop of tube bundles -----
%---- Solve position 2,3,4 and 1 by Newton-Rhapson method -----
f1=cp*(T3(o)-T2(o))+0.5*(V3(o)^2-V2(o)^2)+g*H3/2;
if Ki==0 %Proces23 is: Isentropic
    f2=P2(o)*den2(o)^-k-P3(o)*den3(o)^-k;
elseif Ki>0 %Proces23 use loss model of (Kroger and Detlev, H., 2004)
    f2=P2(o)+0.5*den2(o)*V2(o)^2-P3(o)-0.5*Ki*den2(o)*V3(o)^2;
end
f3=P2(o)/(den2(o)*T2(o))-P3(o)/(den3(o)*T3(o));
f4=den1(o)*A1*V1(o)-den3(o)*A3*V3(o) f5=k/(k-1)*(P3(o)/den3(o))+0.5*V3(o)^2-k/(k-
1)*(P4(o)/den4(o))-0.5*V4(o)^2-g*H;
f6=P3(o)*den3(o)^-k-P4(o)*den4(o)^-k;
f7=P4(o)-den4(o)*R*T4(o);
f8=den1(o)*A1*V1(o)-den4(o)*A4*V4(o);
f9=Pin_0-P4(o)-den_in_0*g*(H+H3);

```

```

f10=P4(o)/(den4(o)*T4(o))-P1(o)/(den1(o)*T1(o));
f11=Pin_0-P1(o)-0.5*den1(o)*V1(o)^2-den_in_0*g*H3/2;
f12=T1(o)-Tin_0;
ff=-1*[f1;f2;f3;f4;f5;f6;f7;f8;f9;f10;f11;f12];
error=max(abs(ff));

Residual_target2=1e-10; %Target of maximum residual
R1=P1(o)/(den1(o)*T1(o));R2=P2(o)/(den2(o)*T2(o));
R3=P3(o)/(den3(o)*T3(o));R4=P4(o)/(den4(o)*T4(o));

fprintf(' %d    %.2f %.2f %.2f %.2f %.4f %.4f %.4f %.4f %.2f %.2f %.2f %.2f
%.2f %.2f %.2f %.2f %.2f %.2f %.2f %.2f %.4f %.4f %.4f\n',o,P1(o)/1e3, ...
P2(o)/1e3,P3(o)/1e3,P4(o)/1e3,den1(o),den2(o),den3(o),den4(o),T1(o),T2(o),T3(o), ...
T4(o),V1(o),V2(o),V3(o),V4(o),R1,R2,R3,R4,mdot(o),Heat_removal(o),error)

if abs(error)<Residual_target2;break;end

% ----- Plot Residual: subplot -----

figure(1)
subplot(2,1,1)
plot(o,error,'.','MarkerSize',15);
title('Fig.1: The Maximum Residual of Equation System')
ylabel('Maximum Residual','fontsize',18,'fontweight','b','fontname','Angsana New');
xlabel('Number of Iteration','fontsize',18,'fontweight','b','fontname','Angsana New');
set(gca,'LineWidth',2,'FontSize',16,'fontweight','b','fontname','Angsana New', ...
'YMinorTick','on','XMinorTick','on')

hold on
subplot(2,1,2)
plot(o,error,'.','MarkerSize',15);
title('Fig.2: Zoom of the Maximum Residual')
ylabel('Maximum Residual','fontsize',18,'fontweight','b','fontname','Angsana New');
xlabel('Number of Iteration','fontsize',18,'fontweight','b','fontname','Angsana New');
set(gca,'LineWidth',2,'FontSize',16,'fontweight','b','fontname','Angsana New', ...
'YMinorTick','on','XMinorTick','on','ylim',[-2*error 10*error])

```

```

hold on

B1=[0,0,cp,V3(o),0,0,0,0,0,0,0];

if Ki==0 %Proces23 is: Isentropic

    B2=[-den3(o)^-k,k*P3(o)*den3(o)^-(k+1),0,0,0,0,0,0,0,0];

elseif Ki>0 %Proces23 is: Non-Isentropic and use loss model of (Kroger and Detlev, H.,
2004)

    B2=[-1,0,0,-Ki*den2(o)*V3(o),0,0,0,0,0,0,0];

end

B3=[-1/(den3(o)*T3(o)),P3(o)/(den3(o)^2*T3(o)),P3(o)/(den3(o)*T3(o)^2), ...
0,0,0,0,0,0,0,0];

B4=[0,-A3*V3(o),0,-den3(o)*A3,0,0,0,0,den1(o)*A1,0,den1(o)*A1];

B5=[k/(k-1)*1/den3(o),-k/(k-1)*P3(o)/den3(o)^2,0,V3(o),-k/(k-1)*1/den4(o),k/(k-
1)*P4(o)/den4(o)^2,0,-V4(o),0,0,0];

B6=[den3(o)^-k,-k*P3(o)*den3(o)^-(k+1),0,0,-den4(o)^-k,k*P4(o)*den4(o)^-
(k+1),0,0,0,0,0];

B7=[0,0,0,0,1,-R*T4(o),-den4(o)*R,0,0,0,0];

B8=[0,0,0,0,-A4*V4(o),0,-den4(o)*A4,0,A1*V1(o),0,den1(o)*A1];

B9=[0,0,0,0,-1,0,0,0,0,0,0];

B10=[0,0,0,0,1/(den4(o)*T4(o)),P4(o)/(den4(o)^2*T4(o)),P4(o)/(den4(o)*T4(o)^2),...
0,-1/(den1(o)*T1(o)),P1(o)/(den1(o)^2*T1(o)),P1(o)/(den1(o)*T1(o)^2),0];

B11=[0,0,0,0,0,0,-1,-0.5*V1(o)^2,0,-den1(o)*V1(o)];

B12=[0,0,0,0,0,0,0,0,0,1,0];

BB=[B1;B2;B3;B4;B5;B6;B7;B8;B9;B10;B11;B12];

P1(o+1)=P1(o)+0.3*delX(9);    % Update P1

den1(o+1)=den1(o)+0.3*delX(10); % Update den1

T1(o+1)=T1(o)+0.3*delX(11);    % Update T1

V1(o+1)=V1(o)+0.3*delX(12);    % Update V1

P2(o+1)=P2(o);    % Update P1

den2(o+1)=den2(o); % Update den1

T2(o+1)=T2(o);    % Update T1

```

```

V2(o+1)=V2(o);    % Update V1
P3(o+1)=P3(o)+0.3*delX(1);    % Update P1
den3(o+1)=den3(o)+0.3*delX(2); % Update den1
T3(o+1)=T3(o)+0.3*delX(3);    % Update T1
V3(o+1)=V3(o)+0.3*delX(4);    % Update V1
P4(o+1)=P4(o)+0.3*delX(5);    % Update P1
den4(o+1)=den4(o)+0.3*delX(6); % Update den1
T4(o+1)=T4(o)+0.3*delX(7);    % Update T1
V4(o+1)=V4(o)+0.3*delX(8);    % Update V1
end
P1=P1(end);
P2=P2(end);
P3=P3(end);
P4=P4(end);
den1=den1(end);
den2=den2(end);
den3=den3(end);
den4=den4(end);
T1=T1(end);
T2=T2(end);
T3=T3(end);
T4=T4(end);
V1=V1(end);
V2=V2(end);
V3=V3(end);
V4=V4(end);
section=1:Nr+1;
Ponit1=section(1);
Ponit2=section(end);
Ponit3=Ponit2+2;

```

```

Ponit4=Ponit3+2;
mdot=den.*L.*ST.*V.*Ntb;
A4=pi/4*D4^2;
Mdot1=A1*V1*den1;
Mdot2=A2*V2*den2;
Mdot3=A3*V3*den3;
Mdot4=A4*V4*den4;
figure(2)
plot(section,mdot,'-',Ponit1,Mdot1,'^',Ponit2,Mdot2,'>',Ponit3,Mdot3,'v',Ponit4, ...
Mdot4,'<', 'LineWidth',2)
q=legend('in the HX.','Position:1','Position:2','Position:2^{,}','Position:3',0);
title(' The mass flow rate in tube bundle and any position on the chimney','fontsize', ...
18,'fontweight','b','fontname','Angsana New')
ylabel('The mass flow rate (kg/s)','fontsize',18,'fontweight','b','fontname','Angsana New');
xlabel('The tube row number (Nr,i)','fontsize',18,'fontweight','b','fontname','Angsana New');
set(q,'FontSize',15,'fontweight','b','fontname','Angsana New','LineWidth',2);
set(gca,'LineWidth',2,'FontSize',16,'fontweight','b','fontname','Angsana New','YMinorTick', ...
'on','XMinorTick','on','XGrid','on','YGrid','on')
***** End Program*****
*****

```



ภาคผนวก ค

บทความที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่

บทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในขณะศึกษา

Hemsuwan, W., Koonsrisuk, A., and Chitsomboon, T. (2011). **Heat Removal from Steam Power Plant by a Thermal Chimney**. Proceedings of the 7th Conference on Energy Network of Thailand. Phuket, Thailand, 3-5 May 2011, pp. 537-542.



การนำทิ้งความร้อนจากโรงจักรไอน้ำด้วยระบบปล่องลมร้อน Heat Removal from Steam Power Plant by a Thermal Chimney

วิฑูรย์ เหมสุวรรณ อาทิตย์ กุณศรีสุข และ ทวีชัย จิตสมบูรณ์
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000 โทร 0-4422-4410 โทรสาร 0-4422-4613 อีเมล: tabon@sut.ac.th

Withun Hemsuwan Atit Koonsrisuk and Tawit Chitsomboon
School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology
Muang District, Nakorn Ratchasima 30000 Thailand Tel: 0-4422-4410 Fax: 0-4422-4613 E-mail: tabon@sut.ac.th

บทคัดย่อ

แนวคิดของระบบนำทิ้งความร้อนด้วยปล่องลมร้อนเป็นระบบที่อาศัยอากาศเป็นตัวกลางในการระบายความร้อน หลักการทำงานของระบบนี้คือ อากาศใต้ปล่องได้รับพลังงานความร้อนจากของไหลร้อน โดยอาศัยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสผิวดังกล่าว ผลให้อุณหภูมิสูงขึ้น และอากาศร้อนนี้จะลอยตัวสูงขึ้นแล้วระบายออกสู่ปลายปล่องลมด้วยหลักการพาความร้อนธรรมชาติ (natural convection) บทความนี้นำเสนอการวิเคราะห์ระบบเบื้องต้น โดยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จากสมการควบคุมทางวิศวกรรมศาสตร์พื้นฐาน ผลการคำนวณที่ได้ได้นำไปเปรียบเทียบกับผลการคำนวณเชิงตัวเลข จากโปรแกรมสำเร็จรูป "CFX" ผลการเปรียบเทียบพบว่าค่าตอบที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับการคำนวณเชิงตัวเลขใกล้เคียงกันมาก ค่าความความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ และความเร็ว ค่าต่างกันสูงสุดประมาณ 0.01% 0.8% 0.8% และ 3.2% ตามลำดับ

คำสำคัญ: เครื่องจักรไอน้ำ, วิธีการนำทิ้งความร้อน, การนำทิ้งความร้อนด้วยปล่องลมร้อน

Abstract

The concept of heat removal from a power plant by using a thermal chimney has its basis in natural convection whereby the air underneath the chimney is heated up by receiving the removed heat from the plant through a surface heat exchanger. The heated air flows up the chimney due to a natural convection. This paper presented a preliminary analysis by creating a mathematical model from the fundamental conservation equations. Results are presented in comparison with numerical results obtained from CFX, a CFD (Computational Fluid Dynamics) commercial code. The results obtained from both approaches were found to be very similar. Pressure, density, temperature and velocity exhibited maximum differences of about 0.01% 0.8%, 0.8% and 3.2%, respectively.

Keywords: Steam engine, Heat removal method, Heat removal with thermal chimney

1. บทนำ

การทิ้งความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นสำหรับโรงจักรต้นกำลัง (power plant) ซึ่งต้องทิ้งความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อมสูงถึงประมาณ 1.5 ถึง 2.0 เท่าของพลังงานที่ใช้ผลิตงานเพลลา [3] ซึ่งส่วนใหญ่ใช้ระบบน้ำหล่อเย็นไหลวน (circulating water system) ซึ่งระบบนี้มีข้อจำกัดหลายประการ เช่น ต้องการน้ำในปริมาณมากตลอดทั้งปี จะต้องบำบัดน้ำก่อนปล่อยออกสู่สิ่งแวดล้อม ต้องใช้พลังงานภายนอก เช่น บั้มสูบน้ำ พัดลมอัดอากาศสำหรับระบบหล่อเย็น (cooling tower) เป็นต้น ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงทำการศึกษาเพื่อลดข้อจำกัดของระบบดังกล่าว โดยการใช้ระบบระบายความร้อนด้วย "ปล่องลมร้อน"

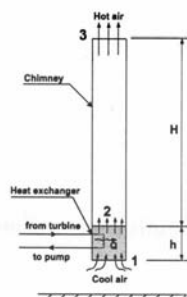
แนวคิดนี้ไม่ใช่หลักการใหม่ แต่การศึกษานี้จะใช้วิธีการเพื่อทำให้ประสิทธิภาพสูงขึ้น เพื่อเพิ่มความคุ้มค่าในการนำไปใช้งาน เป็นวิธีการที่ใช้หลักการแลกเปลี่ยนความร้อนจากของไหลร้อนจากโรงจักรต้นกำลังโดยตรง หลักการทำงานของระบบนี้คือ ความร้อนที่ต้องการระบายออกจากระบบจะนำมาย้ายความร้อนให้กับอากาศโดยตรงในปล่องลม โดยอาศัยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสผิวดังกล่าว ติดตั้งไว้ที่ฐานของปล่องลม ทำให้อุณหภูมิของอากาศในปล่องร้อนขึ้น และอากาศร้อนนี้จะลอยตัวสูงขึ้นแล้วระบายออกสู่ปลายปล่องลมด้วยหลักการพาความร้อนธรรมชาติ (natural convection) ดังรูปที่ 1

หลักการดังกล่าวมีความคล้ายคลึงกับหลักการทำงานของระบบ "ปล่องลมแดด" (solar chimney) เพียงแต่ระบบปล่องลมแดดจะรับพลังงานความร้อนปริมาณมากจากแสงแดดโดยอาศัยหลังคาปรับแสงแดดขนาดใหญ่แล้วนำเอาพลังงานการไหลของอากาศในปล่องไปผลิตพลังงาน จากงานวิจัยระบบปล่องลมแดดของกลุ่มวิจัยมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี [1, 4, 5] พบว่าถ้าออกแบบปล่องลมให้ถูกหลักทางวิศวกรรมศาสตร์จะช่วยเพิ่มศักยภาพการไหลของอากาศในปล่องลมได้อย่างมหาศาล ดังนั้นถ้าหลักการดังกล่าวมาประยุกต์ใช้กับระบบระบายความร้อนก็น่าจะทำให้การถ่ายเทความร้อนของระบบดีขึ้นได้

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาแบบเบื้องต้นเพื่อหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และเพื่อพัฒนาวิธีการเชิงตัวเลขโดยโปรแกรมวิเคราะห์การไหลสำหรับรูป "CFX"

2. การวิเคราะห์เชิงทฤษฎี

เนื่องจากบทความนี้เป็นการศึกษาเบื้องต้น ดังนั้นจึงยังไม่พิจารณาผลกระทบเนื่องจากแรงต้านอากาศ และสมมุติให้ค่าพลังงานความร้อนที่ต้องการระบายออกจากระบบเป็นค่าที่ทราบ



รูปที่ 1 ระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อน

รูปที่ 1 ได้แบ่งระบบออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนที่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (1-2) และส่วนของปล่องลม (2-3) ซึ่งในแต่ละตำแหน่ง (section) ของระบบจะมีตัวแปรพื้นฐานอยู่ 4 ตัวแปร ได้แก่ ความดัน () ความหนาแน่น () อุณหภูมิ () และความเร็ว () ดังนั้นทั้งระบบจะมีตัวแปรที่ยังไม่ทราบค่าทั้งหมด 12 ตัวแปร (3 section x 4 ตัวแปร) ได้แก่ $p_1, \rho_1, V_1, p_2, \rho_2, V_2, p_3, \rho_3, V_3$ ดังนั้นจะต้องสร้างสมการทั้งหมด 12 สมการ โดยใช้สมการการควบคุมทางวิศวกรรมศาสตร์พื้นฐาน ได้แก่ สมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์พลังงาน สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการสถานะของแก๊สอุดมคติ ร่วมกับสมการที่เกิดจากการใช้สมมุติฐานต่างๆ ทางวิศวกรรมศาสตร์

1) การไหลในปล่องลมจาก 2-3



รูปที่ 2 ปริมาตรควบคุม (CV)

สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

$$\frac{1}{\rho} d + d + VdV = 0 \quad (1)$$

กำหนดให้ของไหลเป็นแก๊สอุดมคติ และการไหลในปล่องเป็นกระบวนการ Isentropic ($p^{-k} = C_1$) ดังนั้น

$$d = C_1 k p^{k-1} dp \quad (2)$$

แทนสมการที่ (2) ในสมการที่ (1) แล้วอินทิเกรตระหว่าง 2-3 จะได้

$$\frac{k}{k-1} \left(\frac{2}{\rho_2} \right) + \frac{V_2^2}{2} = \frac{k}{k-1} \left(\frac{3}{\rho_3} \right) + H + \frac{V_3^2}{2} \quad (3)$$

อนึ่งสามารถสร้างสมการนี้ได้โดยตรงจากสมการพลังงานผนวกกับสมการสถานะของแก๊สอุดมคติ ค่าตัวห้อย 1, 2, 3 คือตัวเลขบอกตำแหน่งต่างๆ ดังแสดงใน รูปที่ 1 และจากสมการของการเปลี่ยนแปลงความดันสถิต สามารถเขียน , ในพจน์ของความดันนอกปล่องที่ระดับพื้นดิน = ได้เป็น

$$p_3 = p_\infty - \rho_\infty (H +) \quad (4)$$

และจากสมการ Isentropic สำหรับแก๊สอุดมคติ

$$p_2 \rho_2^{-k} = p_3 \rho_3^{-k} \quad (5)$$

2) การไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 1-2

สมการพลังงาน สำหรับการไหลของอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{Q} = \dot{m} \left\{ c_p (2 - 1) + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) \right\} \quad (6)$$

สมการสถานะ (equation of state) สำหรับแก๊สอุดมคติ

$$\frac{1}{\rho_1} = \frac{2}{\rho_2} \quad (7)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

$$(1 - 2)A - \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} A - \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 A = \dot{m} (V_2 - V_1) \quad (8)$$

พจน์ที่ 3 ด้านซ้ายมือของสมการที่ (8) เป็นพจน์ของแรงต้านการไหลของอากาศเนื่องจากการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งการศึกษาในขั้นต้นนี้จะยังไม่พิจารณาผลกระทบนี้ ดังนั้นจึงกำหนดให้ μ มีค่าเป็นศูนย์

สำหรับการไหลของอากาศจากด้านนอกปล่องเข้าสู่ฐานปล่องลม (การไหลจาก $\infty - 1$ ในรูปที่ 1) อากาศนอกปล่องที่ระดับพื้นดินเร่งตัวจากความเร็วศูนย์เป็น V_1 ที่ตำแหน่งที่ 1 จะสมมุติให้กระบวนการดังกล่าวเป็นกระบวนการอุณหภูมิคงที่ (isothermal process: $T = \infty$) ด้วยสมมุติฐานดังกล่าวสามารถเขียน , ในพจน์ของ ∞ โดยใช้สมการอนุรักษ์พลังงานได้เป็น

$$1 = \infty - \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 - \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 \quad (9)$$

พจน์ที่ 3 ด้านขวามือของสมการที่ (9) เป็นพจน์ของการสูญเสียเนื่องจากการไหลเสียดตัวของอากาศผ่านขอบของปล่องลมที่ทางเข้า ซึ่งการศึกษาเบื้องต้นนี้จะยังไม่พิจารณาผลกระทบนี้ ดังนั้นค่า , จึงกำหนดให้เป็นศูนย์

ดังนั้นเมื่อทราบค่าความดันและอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งที่ 1 แล้ว สามารถคำนวณหาค่าความหนาแน่นได้จากสมการสถานะของแก๊สอุดมคติ

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R T_1} \quad (10)$$

และจากสมการอนุรักษ์มวล สำหรับการไหลแบบอัดตัวได้

$$\dot{m} = \rho_1 A V_1 = \rho_2 A V_2 = \rho_3 A V_3 \quad (11)$$

ซึ่งสมการที่ (11) ยังสามารถแยกเป็นสมการย่อยได้อีก 2 สมการ ดังนี้

$$\rho_1 A V_1 = \rho_2 A V_2 \quad (11.a)$$

$$\rho_1 A V_1 = \rho_3 A V_3 \quad (11.b)$$

สมการที่ (3) – (11) เป็นสมการที่ถูกสร้างขึ้นมาจากสมการควบคุมทางวิศวกรรมศาสตร์พื้นฐาน ซึ่งมีทั้งหมด 10 สมการที่เป็นอิสระต่อกัน และอีก 1 สมการได้จากการใช้สมมุติฐานทางวิศวกรรมศาสตร์ ($\gamma = \infty$) ส่วนตัวแปร γ จะพบว่ามีปรากฏในสมการควบคุมใหญ่ แต่สามารถคำนวณได้โดยใช้สมการสถานะของแก๊สอุดมคติ ($\gamma = \frac{c_p}{c_v}$) หรือจะคำนวณตอนท้ายหลังจากแก้ระบบสมการหาค่าตัวแปรต่างๆ เสร็จแล้วก็สามารถทำได้ ดังนั้น ถ้ารวมสมการสุดท้ายที่กล่าวมาข้างต้นด้วย ก็จะได้จำนวนสมการทั้งหมดของระบบครบ 12 สมการ ซึ่งเท่ากับจำนวนตัวแปรของระบบ (12 ตัวแปร) และการแก้ระบบสมการเพื่อหาค่าตัวแปรต่างๆ จะได้นำเสนอในหัวข้อต่อไป

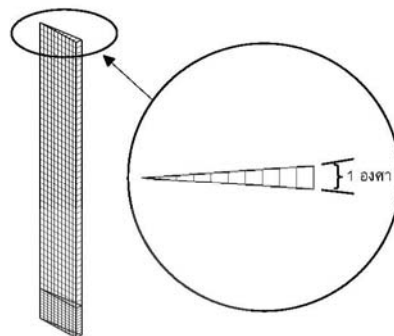
การหาคำตอบของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ระบบสมการที่จำลองขึ้นมาได้นี้เป็นระบบสมการที่มีปฏิสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ ไม่เป็นเชิงเส้น ในที่นี้จะใช้กรรมวิธีของ "Newton-Raphson" เพื่อแก้ระบบสมการ วิธีนี้เป็นการใช้การประยุกต์ใช้อ่อนกุ่มเทเลอร์ (Taylor-series) เพื่อประมาณค่าตัวแปรของระบบสมการ [9] โดยวิธีการวนซ้ำ (iteration) โดยการเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยคำนวณ

3 การวิเคราะห์ด้วยกรรมวิธีเชิงตัวเลข CFD

ในการศึกษาจะใช้โปรแกรม CFX แก๊สการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการอนุรักษ์พลังงาน ด้วยกรรมวิธีปริมาตรจำกัด (finite volume method) ใน 3 มิติ [2] โดยเลือกพิจารณาปล่องระบายความร้อนทรงกระบอกพื้นที่หน้าตัดคงที่ขนาด 100 mm² ความสูงของปล่องช่วงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 เมตร และความสูงรวมของปล่อง (+ H) แบ่งออกเป็น 6 ระดับความสูง ได้แก่ 50 100 150 200 250 และ 300 เมตร ตามลำดับ กำหนดให้พลังงานความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่า 25 MW ซึ่งเป็นค่าที่เท่ากับที่ใช้ในการวิเคราะห์เชิงทฤษฎี และเพื่อประหยัดเวลาในการคำนวณได้เลือกใช้โดเมนการคำนวณเป็นแบบ axis-symmetric โดยให้

มีส่วนของเส้นรอบวงเพียง 1 องศา รูปที่ 3 แสดงการแบ่งกริดของปล่องระบายความร้อน 1 องศา เพื่อง่ายแก่การมองเห็นรูปที่ 3 ได้ถูกขยายให้ใหญ่เกินความเป็นจริง



รูปที่ 3 กริดของปล่องระบายความร้อน 1 องศา axis-symmetry

ในรูปที่ 3 ได้แสดงให้เห็นถึงรายละเอียดของการแบ่งขนาดกริดตามแนวรัศมีซึ่งจะต้องแบ่งให้ได้ขนาดเท่ากับ 1 กริดตลอดแนวรัศมี ซึ่งการแบ่งกริดเช่นนี้จะช่วยให้การคำนวณมีประสิทธิภาพ (จากการลองผิด ลองถูก) สำหรับการกำหนดค่าที่ด้าน (boundary condition) ของ CFD นั้น ที่ทางเข้าปล่องลมกำหนดให้เป็นแบบ "inlet" พร้อมกำหนดค่าความดันรวม (total pressure) และอุณหภูมิ ที่ด้านบนของปล่องลมกำหนดให้เป็น "outlet" พร้อมกำหนดค่าความดันสถิต (static pressure) ส่วนบริเวณผนังของปล่องลม กำหนดให้เป็น "wall" แบบ adiabatic free-slip wall ซึ่งเป็นการจำลองที่ไม่เกิดผลของแรงเสียดทาน และไม่มีการถ่ายเทความร้อนที่ผนัง ทั้งนี้เพื่อให้สอดคล้องกับการวิเคราะห์เชิงทฤษฎี ส่วนหน้าด้านข้างกำหนดให้เป็น "symmetry plane" ส่วนการจำลองบริเวณที่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นได้สร้าง "sub-domain" ขึ้น แล้วกำหนดให้เป็นแหล่งกำเนิดพลังงาน (energy source) พร้อมกำหนดค่า energy source ให้มีขนาดเท่ากับพลังงานความร้อนที่ต้องการระบายออก (125000 W/m²) โดยบริเวณที่เป็นหน้าสัมผัสของโดเมนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับปล่องลม กำหนดให้เป็น "domain interface" แบบ conservative interface flux

ในการวิเคราะห์ระบบระบายความร้อนทั้งเชิงทฤษฎีและกรรมวิธีเชิงตัวเลข CFD จะใช้คุณสมบัติของอากาศที่สภาวะแวดล้อมดังนี้

- อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมที่ระดับพื้นดิน $T_\infty = 308$ (35°C)
- ความดันสิ่งแวดล้อมที่ระดับพื้นดิน $p_\infty = 101325$ a
- ค่าความจุความร้อนที่ความดันคงที่ $c_p = 1004.4$ / kg °C
- ค่าความจุความร้อนจำเพาะ $k = 1.4$

4 ผลการคำนวณ และอภิปรายผล

รูปที่ 4-7 แสดงการกระจายของตัวแปรปฐมภูมิ (primary variable) ของอากาศ ได้แก่ ความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ และความเร็ว ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ของระบบปล่องระบายความร้อน โดยเปรียบเทียบกันระหว่างผลเชิงทฤษฎีและผลเชิงตัวเลข

รูปที่ 4 แสดงผลการคำนวณค่าความดันอากาศ เห็นได้ชัดว่าที่ตำแหน่งทางเข้า (section 1) ทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (section 2) ความดันจะลดลงตามลำดับ มีลักษณะเป็นการลดแบบเชิงเส้น สำหรับความดันที่ปลายปล่องลมไม่ได้แสดงไว้เนื่องจากเป็นค่ากำหนดขอบซึ่งเท่ากับความดันบรรยากาศนอกปล่องที่ระดับความสูงเดียวกัน ผลการคำนวณเชิงทฤษฎีกับการคำนวณเชิงตัวเลข CFD มีค่าต่างกันสูงสุดประมาณ 0.01 %

รูปที่ 5 แสดงผลการคำนวณค่าความหนาแน่นของอากาศ ที่ตำแหน่ง 1, 2 และ 3 พบว่าความหนาแน่นลดลงตามความสูงปล่อง ผลการคำนวณเชิงทฤษฎีกับ CFD มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน และการคำนวณเชิงทฤษฎีได้ค่าสูงกว่า CFD ผลต่างสูงสุดประมาณ 0.8 % (ที่ section 3)

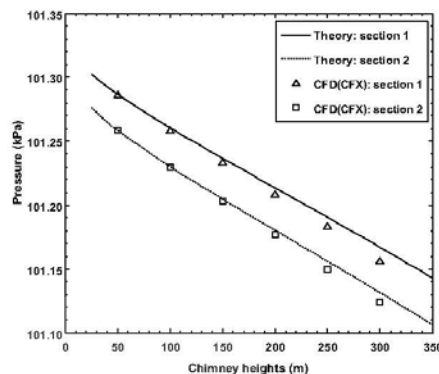
รูปที่ 6 แสดงผลการคำนวณค่าอุณหภูมิของอากาศ เห็นได้ว่าค่าอุณหภูมิจะลดลงตามลำดับ ซึ่งเป็นไปตามสมการสถานะและกระบวนการขยายตัวแบบ Isentropic ส่วนผลการคำนวณจาก CFD พบว่าผลการคำนวณเป็นกระบวนการอุณหภูมิคงที่ แต่อย่างไรก็ดีผลการคำนวณที่ได้จากทั้งสองวิธีมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน ผลต่างของการคำนวณเชิงทฤษฎีต่ำกว่า CFD สูงสุดประมาณ 0.8 % (ที่ section 3) และการทำปล่องลมให้สูงขึ้น จะส่งผลให้อุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ลดลงจากเดิม ที่น่าสนใจคือที่ตำแหน่ง 2 ซึ่งจะเป็นผลดีสำหรับโรงจักรไอน้ำ เช่นการทำปล่องลมให้สูงขึ้นจาก 50 เมตร เป็น 300 เมตร สามารถลดอุณหภูมิที่ตำแหน่ง 2 ลงได้ประมาณ 13 °C ซึ่งจากการวิเคราะห์ตัวจักรไอน้ำการลดนี้จะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของโรงจักรต้นกำลังได้

รูปที่ 7 แสดงผลการคำนวณค่าความเร็วของอากาศ พบว่าความเร็วจะเพิ่มขึ้นตามลำดับ และการทำปล่องลมให้สูงขึ้น จะส่งผลให้ค่าความเร็วที่ตำแหน่งต่างๆ เพิ่มขึ้นจากเดิม ซึ่งผลการคำนวณเชิงทฤษฎีกับ CFD ผลที่ได้มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน และการคำนวณเชิงทฤษฎีต่ำกว่า CFD สูงสุดประมาณ 3.2 % (ที่ section 3)

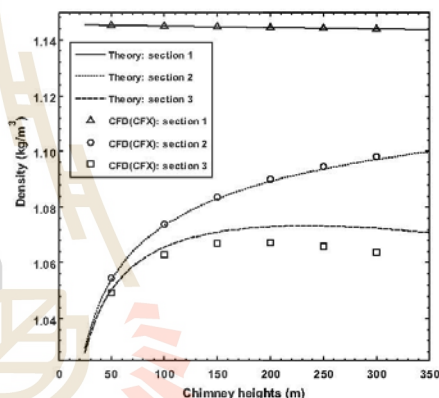
ตารางที่ 1 ตารางเปรียบเทียบเวลาที่ใช้ในการคำนวณ

Case	Total chimney height (m)	CPU time		
		Theory (second)	CFD (second)	CFD/Theory
A	50	0.0224	1.109E+03	4.95E+04
B	100	0.0249	1.961E+03	7.88E+04
C	150	0.0226	1.761E+03	7.79E+04
D	200	0.0229	2.506E+03	1.09E+05
E	250	0.0231	3.085E+03	1.34E+05
F	300	0.0272	3.498E+03	1.29E+05

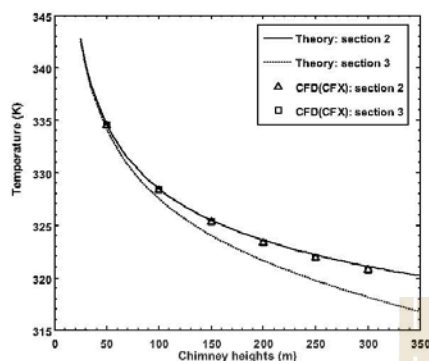
คำนวณโดยใช้คอมพิวเตอร์ intel Core 2 Duo CPU P7450 2.13 GHz, RAM 2 GB



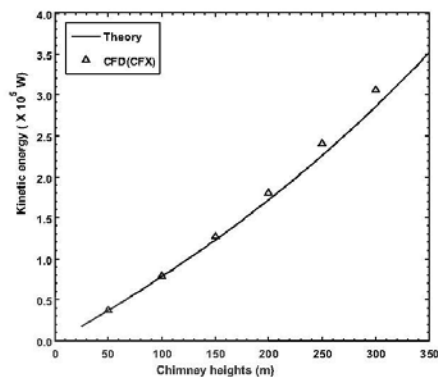
รูปที่ 4 ค่าความดันของอากาศ ณ ตำแหน่งต่างๆ ในทางทฤษฎีเทียบกับ CFD ที่ความสูงของปล่องลมค่าต่างๆ



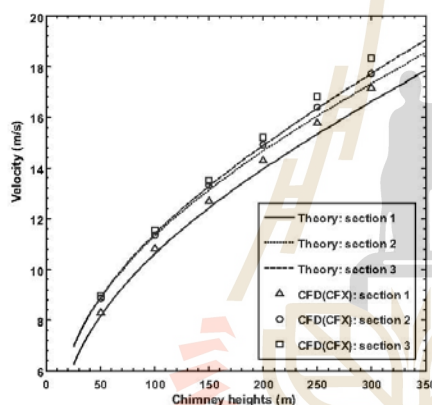
รูปที่ 5 ค่าความหนาแน่นของอากาศ ณ ตำแหน่งต่างๆ ในทางทฤษฎีเทียบกับ CFD ที่ความสูงของปล่องลมค่าต่างๆ



รูปที่ 6 ค่าอุณหภูมิของอากาศ ณ ตำแหน่งต่างๆ ในทางทฤษฎีเทียบกับ CFD ที่ความสูงของปล่องลมค่าต่างๆ



รูปที่ 8 ค่าพลังงานจลน์ในทางทฤษฎีเทียบกับ CFD ที่ความสูงของปล่องลมค่าต่างๆ



รูปที่ 7 ค่าความเร็วของอากาศ ณ ตำแหน่งต่างๆ ในทางทฤษฎีเทียบกับ CFD ที่ความสูงของปล่องลมค่าต่างๆ

รูปที่ 8 แสดงผลการคำนวณค่าพลังงานจลน์ $\frac{\rho V^2}{2}$ ผลการคำนวณที่ได้จากทั้งสองวิธีมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน คือพลังงานจลน์จะเพิ่มขึ้นเมื่อปล่องลมสูงขึ้น และค่าที่ได้จากการวิเคราะห์เชิงทฤษฎีจะต่ำกว่า CFD เหตุผลที่คำนวณค่าพลังงานจลน์ของอากาศที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือถ้าพลังงานจลน์มีค่าสูงจะส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนของระบบดีขึ้นด้วย นั่นก็หมายความว่าสามารถเลือกใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็กลงได้ และสามารถลดต้นทุนลงได้ (น่าจะประหยัดกว่าค่าใช้จ่ายในการสร้างปล่องลมที่สูงขึ้น)

ประโยชน์ของการจำลองทางคณิตศาสตร์นั้นนอกจากผลประโยชน์หลักที่ทำให้สามารถศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ในเชิงคุณภาพแล้ว (ซึ่งการศึกษาเชิงตัวเลขกระทำไม่ได้) ยังช่วยในการลดเวลาการคำนวณลงได้มากอีกด้วย ดังเช่นที่ได้เปรียบเทียบให้เห็นในตารางที่ 1

5 สรุป

ได้ทำการวิเคราะห์ระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อนโดยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ซึ่งมีจำนวนตัวแปร 12 ตัวแปร และแก้ระบบสมการด้วยกรรมวิธีเชิงตัวเลขแบบ Newton-Raphson ได้ ซึ่งสามารถคำนวณผลได้รวดเร็วแต่เสียวินาที ซึ่งผลการคำนวณที่ได้ได้นำไปเปรียบเทียบกับผลการคำนวณเชิงตัวเลข CFD จากโปรแกรมสำเร็จรูป CFX ซึ่งผลการเปรียบเทียบเป็นที่น่าสนใจ แนวคิดของระบบระบายความร้อนด้วยปล่องลมร้อนเป็นอีกแนวคิดทางเลือกสำหรับระบบระบายความร้อนของอุตสาหกรรมโรงจักรต้นกำลัง เนื่องจากมีข้อได้เปรียบหลายประการดังที่ได้กล่าวไว้ในตอนต้น การศึกษาขั้นต่อไปจะทำการวิเคราะห์ผลกระทบเนื่องจากการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และหาทางออกแบบระบบให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น

6 สัญลักษณ์

- A = พื้นที่หน้าตัดของการไหล (m^2)
- C = ค่าคงที่
- C_p = ความจุความร้อนของอากาศที่ความดันคงที่ ($J/kg \cdot ^\circ C$)
- ρ = ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)
- H = ความสูงของปล่องลม (m)
- h = ความสูงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m)
- n = สัมประสิทธิ์การสูญเสียของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

i	=	สัมประสิทธิ์การสูญเสียที่ทางเข้าปล่องลม
k	=	ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ
$\dot{m}$	=	อัตราการไหลเชิงมวล (k / s)
	=	ความดันของอากาศ (a)
$\dot{Q}$	=	พลังงานความร้อน (W)
	=	ค่าคงที่ของแก๊ส ($J / kg \cdot ^\circ C$)
	=	อุณหภูมิของอากาศ ($^\circ C$)
V	=	ความเร็วของอากาศ (m / s)
	=	ความสูงของปริมาตรควบคุม (m)
ρ	=	ความหนาแน่นของอากาศ (kg / m^3)

เอกสารอ้างอิง

- [1] A. Koonsrisuk and T. Chitsomboon. "Effect of Tower Area Change on the Potential of Solar Tower," *The 2nd Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment*, Bangkok, Thailand, B-029 (O), 21-23 November 2008, pp. 1-61.
- [2] ANSYS. "ANSYS CFX, Release 12.0: reference guide," ANSYS, 2009.
- [3] M. M. El-Wakil. *Powerplant Technology*, International editions, McGraw-Hill, 1984, pp. 260-261.
- [4] T. Chitsomboon. "A Validated Analytical Model for Flow in Solar Chimney," *International Journal of Renewable Energy Engineering*, Vol. 3, No.2, August 2001, pp. 339-346.
- [5] T. Chitsomboon and P. Tongbai. "The Effect of Chimney-Top Convergence on Efficiency of a Solar Chimney," *Proceedings of the 13th National Mechanical Engineering Conference*, Pataya, Thailand, 2-3 December 1999, pp. 263-268.
- [6] W. F. Stoecker. *Design of Thermal systems*, Third edition, McGraw-Hill, 1989, pp. 124-125.

ประวัติผู้เขียนบทความ

Mr. Withun Hemsuwan

B.Eng.: 2007, in Mechanical Engineering, Suranaree University of Technology. Current is graduate students, Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology. Field of research is: heat removal from power plant.

Dr. Atit Koonsrisuk

Ph.D.: 2009, in Mechanical Engineering. Has been teaching at Suranaree University of Technology, Thailand, since 2010. Fields of research are: solar chimney power plant; dimensional analysis; and photovoltaic thermal hybrid solar

collector. Published 19 research papers in journals and conference proceedings.

Assoc. Prof. Dr. Tawit Chitsomboon

Ph.D.: 1986, in Mechanical Engineering. Worked as a research engineer with NASA Langley Research Center, USA, (7 years); GE Aircraft Engines (1 year); NASA Lewis Research Center (5 years); and has been teaching at Suranaree University of Technology, Thailand, since 1995. Fields of research are: wind turbine aerodynamics; solar chimney power plant; grain drying; solar still; natural ventilation; CFD; optimization; heat removal from power plant; appropriate technology for rural applications; mechanical anthropology; and others. Published about 60 research papers in journals and conference proceedings.

ประวัติผู้เขียน

นายวิฑูรย์ เหมสุวรรณ เกิดเมื่อวันที่ 13 มีนาคม พ.ศ. 2528 ที่จังหวัดร้อยเอ็ด สำเร็จการศึกษาระดับประถมศึกษาจากโรงเรียนบ้านคู อำเภอกาจสามารถ จังหวัดร้อยเอ็ด สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนต้นจากโรงเรียนบ้านจี้เหล็กพิทยาคม อำเภอกาจสามารถ จังหวัดร้อยเอ็ด สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนปลายจากโรงเรียนศรีรัชวิทยาลัย อำเภอธวัชบุรี จังหวัดร้อยเอ็ด สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) “เกียรตินิยมอันดับสอง” จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา เมื่อปี พ.ศ. 2550 ภายหลังจากสำเร็จการศึกษาได้ทำงานในตำแหน่ง ผู้ช่วยสอนและผู้ช่วยวิจัย สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี เป็นเวลา 1 ปี จากนั้นเข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาโท วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี เมื่อปี พ.ศ. 2552 โดยได้รับทุนการศึกษา “ทุนเรียนดี” จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ขณะที่ศึกษาต่อในระดับมหาบัณฑิตนั้น ได้มีประสบการณ์เป็นผู้สอนปฏิบัติการของสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล จำนวน 4 รายวิชาดังนี้ (1) วิชาปฏิบัติการเครื่องกล 1 (2) วิชาปฏิบัติการเครื่องกล 2 (3) วิชาเขียนแบบวิศวกรรม 1 (4) วิชาเขียนแบบวิศวกรรม 2 และมีผลงานวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ 1 บทความ ดังในภาคผนวก ก.

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี