กรมโรงงานอุตสาหกรรม กระทรวงอุตสาหกรรม
75/6 ถนนพระรามที่ 6 แขวงทุ่งพญาไท เขตราชเทวี กรุงเทพฯ 10400
โทรศัพท์ 0-2202-444 โทรสาร 0-2354-3390
www.diw.go.th

คู่มือการเพิ่มประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (VSPP)



กรมโรงงานอุตสาหกรรม
กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน
กระทรวงพลังงาน

คู่มือการเพิ่มประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (VSPP)

เจ้าของลิขสิทธิ์
กรมโรงงานอุตสาหกรรม
75/6 ถนนพระรามที่ 6 แขวงทุ่งพญาไท เขตราชเทวี กรุงเทพฯ 10400
พิมพ์ครั้งที่ 1: ธันวาคม 2561

คำนำ

กรมโรงงานอุตสาหกรรม ซึ่งมีอำนาจหน้าที่กำกับดูแลการประกอบกิจการโรงงานให้มีความปลอดภัยต่อคน ทรัพย์สิน ชุมชน สิ่งแวดล้อม และส่งเสริมการประหยัดพลังงานในโรงงานอุตสาหกรรม โดยได้ดำเนินการโครงการอนุรักษ์พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมมาอย่างต่อเนื่อง และในปีงบประมาณ 2561 กรมโรงงานอุตสาหกรรม (กรอ.) ร่วมกับ กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน (พพ.) ได้จัดทำ “โครงการความร่วมมือระหว่าง พพ. กับ กรอ. ในการขับเคลื่อนและเพิ่มประสิทธิภาพพลังงานในภาคอุตสาหกรรม” โดยมีโครงการย่อย 7 โครงการ ทั้งนี้หนึ่งในโครงการย่อย คือ “โครงการเพิ่มประสิทธิภาพระบบไอน้ำสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวล” ภายใต้งบประมาณสนับสนุนจากกองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน โดยมีวัตถุประสงค์ (1) เพื่อส่งเสริมให้มีการเพิ่มประสิทธิภาพระบบไอน้ำของโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (2) เพื่อขยายผลการใช้เกณฑ์มาตรฐานและขั้นตอนในการตรวจประเมินประสิทธิภาพระบบไอน้ำไปสู่โรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (3) เพื่อพัฒนาบุคลากรที่เกี่ยวข้องกับหม้อน้ำของโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากให้สามารถดำเนินการตรวจประเมินระบบไอน้ำตามเกณฑ์มาตรฐาน โดยโครงการนี้ได้ดำเนินสำรวจ ตรวจวัดและวิเคราะห์ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (VSPP) เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพพลังงาน จำนวน 10 โรงไฟฟ้า จากจำนวนโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (VSPP) 170 โรงไฟฟ้า รวมทั้งพัฒนาองค์ความรู้และถ่ายทอดองค์ความรู้ โดยดำเนินการจัดอบรมให้กับบุคลากรที่เกี่ยวข้องกับระบบไอน้ำของโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก กว่า 100 คน เพื่อให้บุคลากรประจำโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากมีความรู้ความเข้าใจในเกณฑ์มาตรฐานและขั้นตอนในการตรวจประเมินประสิทธิภาพระบบไอน้ำและความปลอดภัย และร่วมดำเนินการให้โรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากมีการเพิ่มประสิทธิภาพระบบไอน้ำให้สูงขึ้น ทำให้เกิดการประหยัดพลังงาน ประหยัดเชื้อเพลิง และยกระดับการปฏิบัติงานในโรงไฟฟ้าให้เกิดการอนุรักษ์พลังงานในโรงไฟฟ้าอย่างแท้จริง

ผลจากดำเนินโครงการเพิ่มประสิทธิภาพระบบไอน้ำสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวล กรมโรงงานอุตสาหกรรมได้จัดทำ “คู่มือการเพิ่มประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (VSPP)” ฉบับนี้ขึ้น โดยเสนอแนวทางและเทคนิคการประเมินศักยภาพด้านพลังงานของโรงไฟฟ้าในส่วนต่างๆ คือ ส่วนผลิตไอน้ำที่ใช้เชื้อเพลิงชีวมวล ส่วนส่งจ่ายไอน้ำ ส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ (กังหันไอน้ำ) ส่วนเครื่องควบแน่นและหอผึ่งเย็น รวมทั้งหลักการประเมินประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าชีวมวล พร้อมกันนี้คู่มือนี้ได้รวบรวมเอาแนวทางการตรวจประเมินความปลอดภัยของหม้อน้ำของโรงไฟฟ้าชีวมวลและตัวอย่างมาเรียบเรียงไว้ในคู่มือเล่มนี้ เพื่อใช้เป็นแนวทางให้กับโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากในการปฏิบัติ ดำเนินการปรับปรุงประสิทธิภาพอุปกรณ์ต่างๆในโรงไฟฟ้า เพิ่มประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าและลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานจากเชื้อเพลิง และเกิดความปลอดภัยและรักษาสิ่งแวดล้อมอย่างยั่งยืน

กรมโรงงานอุตสาหกรรม กระทรวงอุตสาหกรรม ขอขอบคุณโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก ที่เข้าร่วมโครงการโดยได้ให้ความร่วมมือดำเนินโครงการและให้ข้อมูลอย่างดียิ่ง จนบรรลุวัตถุประสงค์ของโครงการฯ ข้อมูลเหล่านี้ได้ใช้เป็นกรณีตัวอย่างให้แก่โรงไฟฟ้าชีวมวลอื่น ๆ และหวังเป็นอย่างยิ่งว่าคู่มือฉบับนี้จะเป็นประโยชน์ต่อผู้ประกอบการโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (VSPP) เป็นอย่างดี

กรมโรงงานอุตสาหกรรม
ธันวาคม 2561

สารบัญ

	หน้า
บทที่ 1 บทนำ	**1-1**
1.1 ประเภทของโรงไฟฟ้า	1-1
1.2 ข้อมูลโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากในประเทศไทย	1-5
บทที่ 2 กระบวนการผลิตไฟฟ้าสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก	**2-1**
2.1 พื้นฐานทางเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก	2-1
2.2 รูปแบบการผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วม (Cogeneration Plant)	2-11
2.3 ตัวอย่างระบบผลิตไฟฟ้าในโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก	2-13
2.3.1 ระบบปรับปรุงคุณภาพน้ำ	2-15
2.3.2 ระบบบำบัดน้ำเสีย	2-26
2.3.3 ระบบลำเลียงเชื้อเพลิง	2-27
2.3.4 ระบบไอน้ำ	2-33
2.3.4.1 ส่วนผลิตไอน้ำ: หม้อน้ำ	2-33
2.3.4.2 ส่วนท่อส่งจ่ายไอน้ำ	2-39
2.3.4.3 ส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ: กังหันไอน้ำ	2-40
2.3.4.4 ส่วนการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่: เครื่องควบแน่น	2-41
2.3.4.5 หอผึ่งเย็น (Cooling tower)	2-42
2.3.5 ระบบดักจับขี้เถ้าลอยและลำเลียงขี้เถ้า	2-43
2.3.6 ระบบระบายก๊าซไอเสีย	2-47

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 3 เทคโนโลยีการเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็ง และการควบคุมมลภาวะ	**3-1**
3.1 เชื้อเพลิงชีวมวล	3-1
3.2 การเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็ง	3-6
3.3 ระบบการเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็ง	3-8
3.3.1 ระบบการป้อนเชื้อเพลิงแข็ง (Stoker)	3-8
3.3.2 ระบบตะกรับเตา (Grate)	3-10
3.4 ระบบควบคุมมลภาวะทางอากาศจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็ง	3-13
3.4.1 ฝุ่นละออง เถ้าลอย เขม่า ควันไฟ	3-14
3.4.2 ออกไซด์ของไนโตรเจน (No_x)	3-20
3.4.3 ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO_2)	3-22
3.4.4 ออกไซด์ของคาร์บอน (CO_2, CO)	3-23
บทที่ 4 ระบบผลิตไอน้ำและประสิทธิภาพหม้อน้ำ	**4-1**
4.1 เครื่องกำเนิดไอน้ำสำหรับโรงไฟฟ้า (Steam Generator for Power Plants)	4-1
4.2 น้ำป้อนสำหรับหม้อน้ำ (Boiler Makeup and Treatment)	4-9
4.2.1 การเตรียมน้ำดิบ (Pretreatment)	4-10
4.2.2 การปรับสภาพโดยวิธีแลกเปลี่ยนไอออน (Demineralization)	4-11
4.3 การประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ	4-12
4.3.1 ประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรง (Direct method)	4-12
4.3.2 ประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางอ้อม (Indirect method)	4-13

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.4 มาตรฐานที่เกี่ยวข้องกับการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ	4-14
4.5 แนวทางการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ	4-20
(อ้างอิงมาตรฐาน Japanese; JIS B8222: 1993 Land Boilers and Heat Balance)	
4.5.1 นิยามและขอบเขตมาตรฐาน	4-20
4.5.2 การระบุตัวแปรหรือข้อมูลที่จำเป็นต้องใช้ในการประเมิน	4-24
4.5.3 เงื่อนไขและการเตรียมความพร้อมระบบก่อนการเก็บตัวอย่างข้อมูล	4-25
4.5.4 เครื่องมือ ความแม่นยำและหลักเกณฑ์ในการตรวจวัด	4-26
4.5.5 แนวทางการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ	4-29
4.6 ตัวอย่างการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ	4-50
4.6.1 การตรวจวัดก๊าซไอเสียของหม้อน้ำ	4-50
4.6.2 การตรวจวัดปริมาณไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่า (Soot blower) ที่ผิวท่อไอน้ำ	4-56
4.6.3 การตรวจวัดปริมาณคาร์บอนที่เหลือจากการเผาไหม้ในขี้เถ้า	4-57
4.6.4 การตรวจวัดความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี	4-57
4.6.5 การตรวจวัดการสูญเสียจากการโบล์วดาวน์	4-60
4.6.6 การตรวจวิเคราะห์องค์ประกอบของเชื้อเพลิง	4-61
4.6.7 การสูญเสียทางปล่อง (Stack loss), L_1	4-62
4.6.8 การสูญเสียจากการใช้ไอน้ำหรือน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ (Soot blow loss), L_2	4-64
4.6.9 การสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (CO loss), L_3	4-64
4.6.10 การสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่หมด (Unburned loss), L_4	4-65
4.6.11 การสูญเสียจากการแผ่รังสี (Radiation loss), L_5	4-65
4.6.12 การสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ (Blowdown loss), L_6	4-66

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 5 ระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ (Steam Distribution)	**5-1**
5.1 ความร้อนสูญเสียจากการรั่วของไอน้ำในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ	5-1
5.1.1 ข้อมูลที่ต้องทำการจดบันทึก	5-2
5.1.2 วิธีการตรวจวัดการรั่วของไอน้ำของระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ	5-2
5.1.3 หลักการประเมินการรั่วของไอน้ำในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ	5-3
5.1.4 การประเมินความร้อนสูญเสียจากการรั่วของไอน้ำในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ	5-6
5.2 ความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำ	5-8
5.2.1 ข้อมูลที่ต้องทำการจดบันทึก	5-8
5.2.2 วิธีการตรวจวัดความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำ	5-9
5.2.3 หลักการประเมินความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำ	5-11
5.2.4 การประเมินความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำ	5-12
5.3 ตัวอย่างการประเมินศักยภาพด้านพลังงานส่วนท่อส่งจ่ายไอน้ำ	5-17
5.3.1 การประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียจากการรั่วไหลของไอน้ำ	5-17
5.3.2 การประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียจากผิวท่อส่งจ่ายไอน้ำ	5-21
บทที่ 6 กังหันไอน้ำ (Steam Turbine)	**6-1**
6.1 ประเภทของกังหันไอน้ำ	6-1
6.1.1 Condensing turbine	6-1
6.1.2 Back pressure turbine	6-2
6.1.3 Extraction turbine	6-3
6.1.4 Back pressure extraction turbine	6-3
6.1.5 Impulse turbine	6-4

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
6.1.6 Reaction turbine	6-5
6.2 การตรวจวัดประสิทธิภาพกังหันไอน้ำ	6-6
6.2.1 ขอบเขต	6-6
6.2.2 ตัวแปรหรือค่าที่ทำการตรวจวัด	6-6
6.2.3 ขั้นตอนการทดสอบสมรรถนะของกังหันไอน้ำ	6-10
6.2.4 หลักการในการทดสอบกังหันไอน้ำ	6-10
6.2.5 ตัวอย่างการประเมิน และการวิเคราะห์ผล	6-14
6.2.6 การประเมิน และการวิเคราะห์ผล ผ่านเว็บไซต์กระทรวงพลังงานอเมริกา ด้วยโปรแกรม Steam System Modeler Tool (SSMT)	6-16
6.3 การอนุรักษ์พลังงานสำหรับกังหันไอน้ำ	6-23
6.3.1 ความสูญเสียพลังงานของกังหันไอน้ำ	6-23
6.3.2 การควบคุมการเดินเครื่องกังหันไอน้ำ	6-25
6.4 ตัวอย่างการประเมินประสิทธิภาพกังหันไอน้ำ (กรณีศึกษา)	6-28
บทที่ 7 เครื่องควบแน่น (Condenser)	**7-1**
7.1 เครื่องควบแน่นแบบสัมผัสโดยตรง (Direct-Contact Condensers)	7-2
7.2 เครื่องควบแน่นแบบผิวสัมผัส (Surface Condensers)	7-4
7.3 การประเมินสมรรถนะเครื่องควบแน่น	7-6
7.4 การประเมินความสะอาดของเครื่องควบแน่น	7-17

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 8 ระบบน้ำหล่อเย็น (Cooling Water System)	**8-1**
8.1 การแบ่งประเภทของระบบน้ำหล่อเย็น	8-1
8.2 หอผึ่งเย็นแบบเปียก (Wet-Cooling Towers)	8-4
8.3 หอผึ่งเย็นแบบแห้ง (Dry-Cooling Tower)	8-8
8.4 หลักเกณฑ์ในการประเมินสมรรถนะของหอผึ่งเย็น	8-9
8.4.1 เครื่องมือที่ใช้ในการตรวจวัด	8-9
8.4.2 หลักเกณฑ์และการคำนวณตามมาตรฐาน CTI	8-9
8.5 ตัวอย่างการประเมินสมรรถนะหอผึ่งเย็น	8-14
บทที่ 9 มาตรการประหยัดพลังงานสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวล	**9-1**
9.1 การประเมินระบบไอน้ำเบื้องต้นด้วยโปรแกรม Steam System Scoping Tool (SSST)	9-1
9.2 สมดุลมวลและพลังงานของโรงไฟฟ้า	9-2
9.3 การประเมินศักยภาพด้านพลังงานของโรงไฟฟ้าชีวมวล	9-4
9.3.1 การประเมินศักยภาพด้านพลังงานส่วนผลิตไอน้ำ	9-4
9.3.2 การประเมินศักยภาพด้านพลังงานส่วนส่งจ่ายไอน้ำ	9-15
9.3.3 การประเมินศักยภาพด้านพลังงานส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ	9-19
9.3.4 การประเมินศักยภาพด้านพลังงานระบบนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่และเครื่องควบแน่น	9-27
9.3.5 การประเมินศักยภาพด้านพลังงานของหอผึ่งเย็น	9-28
9.3.6 การประเมินประสิทธิภาพโรงไฟฟ้า	9-29

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
9.4 ตัวอย่างการประเมินศักยภาพพลังงานสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวล	9-30
9.4.1 ส่วนการผลิตไอน้ำ	9-30
9.4.2 ส่วนระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ	9-64
9.4.3 ส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ (กังหันไอน้ำ)	9-65
9.4.4 ส่วนการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่	9-91
9.4.5 ส่วนอื่นๆ ที่เกี่ยวข้องกับโรงไฟฟ้า	9-97
บทที่ 10 การตรวจประเมินความปลอดภัยของหม้อน้ำ	**10-1**
10.1 การเตรียมหม้อน้ำก่อนการตรวจสอบ	10-1
10.1.1 ความปลอดภัยทั่วไปและส่วนบุคคล (General and Personal Safety)	10-1
10.1.2 ด้านสัมผัสน้ำ (Water Side)	10-2
10.1.3 ด้านสัมผัสไฟ (Fire Side)	10-2
10.1.4 ผิวภายนอกและส่วนที่เกี่ยวข้อง (External Surfaces and Parts)	10-3
10.2 ขั้นตอนและวิธีการตรวจสอบหม้อน้ำ	10-3
10.2.1 การตรวจสภาพภายนอก (External Inspection)	10-4
10.2.2 การตรวจสภาพภายใน (Internal Inspection)	10-5
10.2.3 การตรวจทดสอบโดยการอัดน้ำ (Hydrostatic Test)	10-8
10.2.4 การตรวจสอบและปรับตั้งลิ้นนิรภัย (Function Test For Safety Valve)	10-8
10.2.5 การตรวจสอบระบบการควบคุมความปลอดภัย (Function Test For Safety Valve)	10-10
10.3 เครื่องแสดงผลและเครื่องบันทึกผล	10-10

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
10.4 กรณีศึกษาด้านความปลอดภัยของหม้อน้ำ	10-12
10.4.1 ข้อมูลด้านเทคนิคของหม้อน้ำ	10-12
10.4.2 ประวัติการใช้งานหม้อน้ำ	10-13
10.4.3 การตรวจสอบระบบปรับปรุงคุณภาพน้ำ (Water Treatment)	10-17
10.4.4 การตรวจสอบสภาพภายนอกหม้อน้ำ (External Inspection)	10-18
10.4.5 การตรวจสอบสภาพภายในหม้อน้ำ (Internal Inspection)	10-42

บทที่ 1

บทนำ

โรงไฟฟ้าทำหน้าที่แปลงพลังงานที่อยู่ในรูปอื่นเช่นพลังงานความร้อนในเชื้อเพลิง พลังงานน้ำและพลังงานแสงอาทิตย์เป็นต้น ให้เป็นพลังงานไฟฟ้า ในปัจจุบันพลังงานไฟฟ้าปริมาณมากสามารถผลิตได้โดยใช้พลังงานกลขับเคลื่อนเครื่องกังหันที่มีแกนหมุนร่วมกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

1.1 ประเภทของโรงไฟฟ้า

โรงไฟฟ้าสามารถแบ่งประเภทตามเชื้อเพลิงที่ใช้และกระบวนการผลิตไฟฟ้า ดังนี้

1.1.1 โรงไฟฟ้าพลังงานความร้อน (thermal power plant) เป็นโรงไฟฟ้าที่ใช้เชื้อเพลิงฟอสซิลหรือเชื้อเพลิงชีวมวลในการทำให้น้ำกลายเป็นไอน้ำที่มีอุณหภูมิสูงและความดันสูง เพื่อใช้เดินเครื่องกังหันไอน้ำและเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

1.1.2 โรงไฟฟ้ากังหันก๊าซ (gas turbine power plant) ส่วนใหญ่เป็นโรงไฟฟ้าที่ใช้ก๊าซธรรมชาติในการผลิตก๊าซที่มีอุณหภูมิสูงและความดันสูงเพื่อใช้เดินเครื่องกังหันก๊าซและเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

1.1.3 โรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วม (combined-cycle power plant) ส่วนใหญ่เป็นโรงไฟฟ้าก๊าซธรรมชาติในการผลิตก๊าซที่ได้มีอุณหภูมิสูงและความดันสูงโรงไฟฟ้ากังหันก๊าซ ก๊าซเสียที่ออกจากเครื่องกังหันก๊าซยังคงมีอุณหภูมิสูง จึงใช้เดินเครื่องกังหันไอน้ำได้ด้วย

1.1.4 โรงไฟฟ้าพลังงานน้ำ (hydroelectric power plant) เป็นโรงไฟฟ้าที่แปลงพลังงานศักย์จากน้ำในเขื่อนเป็นพลังงานไฟฟ้าโดยใช้เครื่องกังหันน้ำ

1.1.5 โรงไฟฟ้าดีเซล (diesel power plant) เป็นโรงไฟฟ้าที่ผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องยนต์ดีเซลขนาดใหญ่ที่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิง

1.1.6 โรงไฟฟ้าที่ใช้พลังงานหมุนเวียน (renewable energy power plant) เป็นโรงไฟฟ้าที่ผลิตไฟฟ้าโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานลม พลังงานความร้อนใต้พิภพและพลังงานหมุนเวียนอื่นๆ

ทั้งนี้ โรงงานไฟฟ้าประเภทต่างๆ มีหน่วยงานหรือผู้ประกอบการที่ดูแลหรือเป็นเจ้าของกิจการ ดังนี้

1. การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย หรือ กฟผ. (Electricity Generating Authority of Thailand, EGAT) เป็นรัฐวิสาหกิจที่มีโรงไฟฟ้าในความรับผิดชอบหลายโรง ส่วนใหญ่จะเป็นโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่ซึ่งต้องการการลงทุนสูง โรงไฟฟ้าพลังน้ำขนาดใหญ่ทั้งหมดอยู่ในความดูแลของ กฟผ. แต่โรงไฟฟ้าที่ใช้เชื้อเพลิงฟอสซิลและเชื้อเพลิงชีวมวลบางส่วนอยู่ในความดูแลของภาคเอกชน ซึ่งก็คือ IPP, SPP และ VSPP

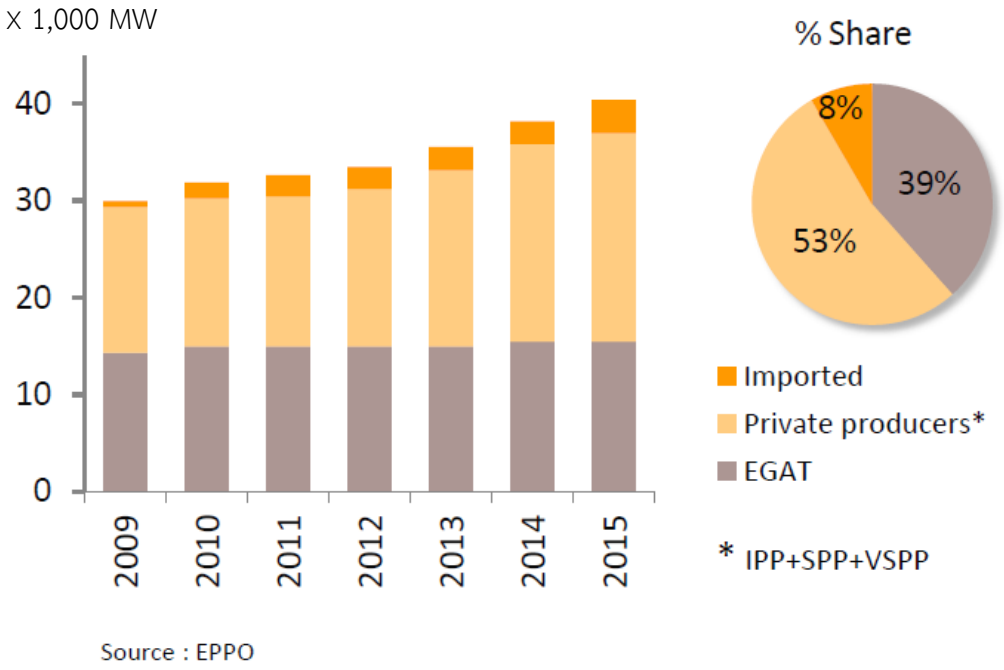
2. ผู้ผลิตไฟฟ้าอิสระ (Independent power producer, IPP) คือ เอกชนที่สร้างโรงไฟฟ้าและผลิตไฟฟ้าเอง แต่ต้องขายไฟฟ้าให้แก่ กฟผ. โดย กฟผ. จะกำหนดปริมาณไฟฟ้าที่รับซื้อ มีกำลังไฟฟ้าตามสัญญาขายมากกว่า 90 MW โดยเงื่อนไขของการรับซื้อไฟฟ้าคือ (1) โรงไฟฟ้าจะต้องใช้เชื้อเพลิงที่สะอาดเป็นที่ยอมรับของประชาชน (2) โรงไฟฟ้าจะต้องตั้งอยู่ในบริเวณที่ กฟผ. กำหนดและ กฟผ. จะเป็นผู้สั่งให้

เดินเครื่องโรงไฟฟ้าและจ่ายไฟฟ้าเข้าระบบไฟฟ้า (3) รวมไปถึงโรงไฟฟ้าจะต้องปฏิบัติตามมาตรฐานทางด้านสิ่งแวดล้อมที่ทางราชการกำหนด

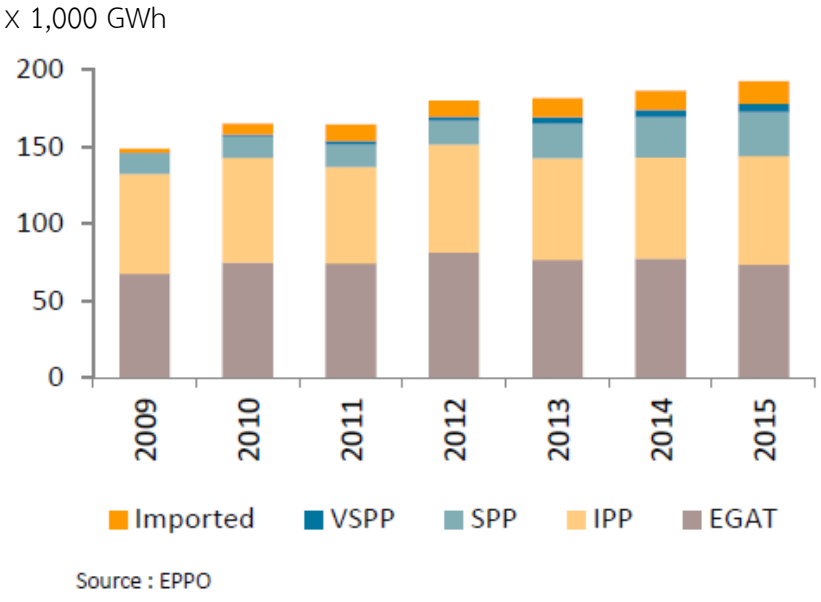
3. ผู้ผลิตไฟฟ้ารายเล็ก (Small power producer, SPP) คือ เอกชนที่สร้างโรงฟ้าและผลิตไฟฟ้าในปริมาณน้อย โดยจะจำหน่ายให้ กฟผ. มีกำลังไฟฟ้าตามสัญญาขายไม่เกิน 90 MW แต่อาจขายไฟฟ้าให้ผู้บริโภคบริเวณใกล้เคียงได้ ผู้ผลิตไฟฟ้ารายเล็ก (SPP) ผลิตไฟฟ้าโดยใช้พลังงานทดแทน เช่น วัสดุเหลือทิ้งทางเกษตร ก๊าซชีวภาพจากมูลสัตว์ ขยะ หรือพลังงานลม แต่ถ้าใช้เชื้อเพลิงอื่น เช่น ก๊าซธรรมชาติ น้ำมัน หรือถ่านหิน การผลิตไฟฟ้าจะต้องเป็นระบบการผลิตพลังงานไฟฟ้าร่วมกับพลังงานความร้อน (Cogeneration) ซึ่งหมายถึง ระบบที่พลังงานความร้อนที่เหลือจากการผลิตพลังงานไฟฟ้าจะไม่ปล่อยทิ้งแต่จะนำมาใช้ประโยชน์ พลังงานความร้อนที่นำไปใช้ประโยชน์จะต้องมีปริมาณไม่ต่ำกว่า 10% ของพลังงานที่ผลิตได้ทั้งหมด นอกจากนี้ประสิทธิภาพของโรงงานไฟฟ้าต้องไม่ต่ำกว่า 45%

4. ผู้ผลิตไฟฟ้ารายเล็กมาก (Very small power producer, VSPP) คือ ผู้ผลิตไฟฟ้าทั้งภาคเอกชน รัฐบาล รัฐวิสาหกิจ และประชาชนทั่วไปที่มีเครื่องผลิตไฟฟ้าของตนเอง มีกำลังไฟฟ้าตามสัญญาขายไม่เกิน 10 MW โดยจะมีลักษณะคล้ายกับ SPP แต่มีขนาดเล็กกว่า และสามารถใช้เชื้อเพลิงเชิงพาณิชย์ เช่น น้ำมัน ก๊าซธรรมชาติและถ่านหินเป็นเชื้อเพลิงเสริมได้ แต่ไม่เกิน 25% ของพลังงานความร้อนทั้งหมดที่ใช้ในการผลิตไฟฟ้า มักเป็นการผลิตไฟฟ้าจากวัสดุเหลือใช้ในโรงงานแปรรูปเกษตรเพื่อใช้เองและส่วนที่เหลือจะขายไฟฟ้าให้กับ MEA และ PEA ในอัตรารับซื้อไฟฟ้าระบบ Feed-in Tariff (FiT) ตลอดอายุโครงการตามประเภทเชื้อเพลิง

ในปี พ.ศ.2558 ประเทศไทยมีกำลังการผลิตไฟฟ้าติดตั้งอยู่ที่ 40,398 MW เป็นกำลังการผลิตติดตั้งของ กฟผ. สัดส่วน 39% ผู้ผลิตไฟฟ้าเอกชนรายใหญ่ (IPP) สัดส่วน 36% ผู้ผลิตไฟฟ้าเอกชนรายเล็กและเล็กมาก (SPP+VSPP) สัดส่วน 17% และนำเข้าไฟฟ้าจากประเทศลาวและสายส่งเชื่อมโยงไทย-มาเลเซีย มีสัดส่วนรวม 8% ดังแสดงในรูปที่ 1.1 ส่วนพลังงานไฟฟ้า (GWh) ที่ผลิตโดยผู้ผลิตไฟฟ้าต่างๆแสดงในรูปที่ 1.2

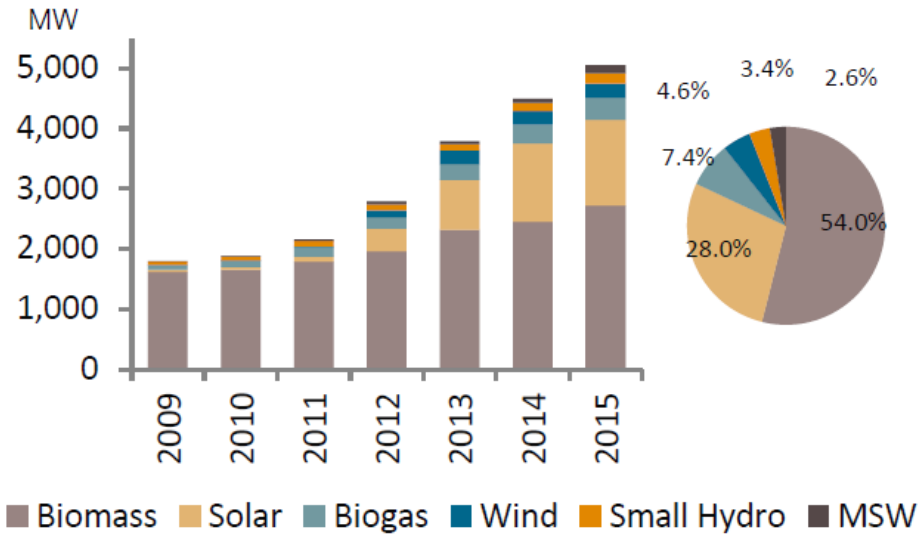


รูปที่ 1.1 กำลังการผลิตติดตั้งของโรงไฟฟ้าประเภทต่างๆในประเทศไทย



รูปที่ 1.2 พลังงานไฟฟ้า (GWh) ที่ผลิตโดยผู้ผลิตไฟฟ้าต่างๆ

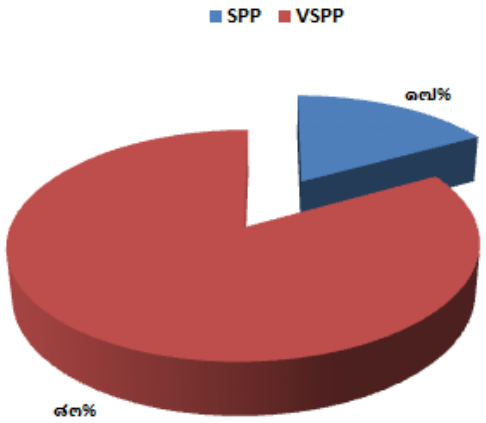
สำหรับการใช้พลังงานหมุนเวียน ได้แก่ แสงอาทิตย์ น้ำ ลม ไม้ ฟืน แกลบ กาก (ชาน) อ้อย เป็นต้น ในการผลิตไฟฟ้านั้นพบว่ามีการใช้ชีวมวลจำนวนมากที่สุดในสัดส่วนถึงร้อยละ 54 ดังแสดงในรูปที่ 1.3 เนื่องจากเป็นพลังงานที่ใช้ไม่หมด มีแหล่งพลังงานอยู่ภายในประเทศและมีผลกระทบต่อสภาวะแวดล้อมน้อย จึงเป็นทางเลือกหนึ่งที่รัฐให้ความสำคัญในการพัฒนาศักยภาพ และสร้างความเชื่อมั่นกับการใช้พลังงานจากแหล่งภายในประเทศ เพื่อลดความเสี่ยงต่อการพึ่งพาพลังงานที่ต้องนำเข้าจากต่างประเทศ



Source : DEDE, data was accumulated.

รูปที่ 1.3 สัดส่วนการใช้พลังงานหมุนเวียน

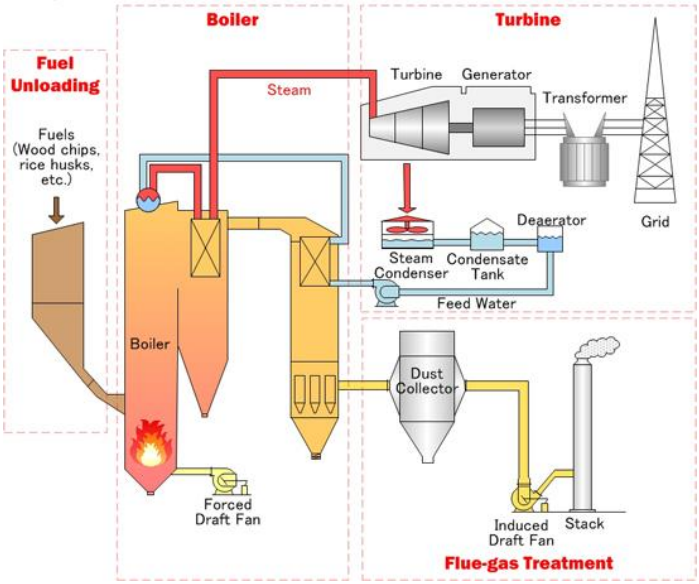
จากสถิติและข้อมูลพลังงานของกรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน เกี่ยวกับสัดส่วนการใช้พลังงานหมุนเวียนของประเทศไทยในปี 2559 พบว่า พลังงานขั้นต้นทั้งหมดประมาณ 16,851 kTOE ต่อปี ของพลังงานหมุนเวียนทั้งหมดมาจากชีวมวล (Solid biomass) โดยถูกใช้เป็นพลังงานสำหรับโรงไฟฟ้าประมาณ 10,344 kTOE ต่อปี และจากข้อมูลของคณะกรรมการกำกับกิจการพลังงาน พบว่า ชีวมวลถูกใช้เป็นเชื้อเพลิงให้กับโรงไฟฟ้าขนาดเล็กมากที่มีขนาดต่ำกว่า 10 MW (VSPP) ที่เดินเครื่องจ่ายไฟฟ้าเชิงพาณิชย์ (COD) ประมาณ 170 โรงไฟฟ้า หรือคิดเป็น 83% ของโรงไฟฟ้าที่ใช้เชื้อเพลิงชีวมวล ดังรูปที่ 1.4



รูปที่ 1.4 สัดส่วนจำนวนโรงไฟฟ้าที่ใช้เชื้อเพลิงชีวมวล

1.2 ข้อมูลโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากในประเทศไทย

โรงไฟฟ้าชีวมวล คือโรงไฟฟ้าที่ใช้เศษวัสดุต่างๆ ที่เป็นชีวมวล ส่วนใหญ่มาจากกากหรือเศษวัสดุเหลือใช้จากการเกษตร หรือ กากจากกระบวนการผลิตทางอุตสาหกรรม เช่น แกลบ ฟางข้าว ชานอ้อย เศษไม้ เส้นใยและกะลาปาล์ม กากมันสำปะหลัง ซังข้าวโพด ฯลฯ ซึ่งอาจเป็นวัสดุชนิดเดียวกันหรือหลายชนิดรวมกัน เช่น โรงน้ำตาลใช้กากอ้อยที่ได้จากการหีบอ้อยเป็นเชื้อเพลิงในการผลิตไฟฟ้า โรงสีขนาดใหญ่ที่ใช้แกลบเป็นเชื้อเพลิงหลักในการผลิตไฟฟ้า การใช้ก๊าซชีวภาพ (Biogas) จากการหมักน้ำเสีย (ที่ได้มาจากกระบวนการผลิตทางอุตสาหกรรม) หรือมูลสัตว์ (จากฟาร์มเลี้ยงสัตว์) เป็นเชื้อเพลิงในการผลิตไฟฟ้า หลักการทำงานของโรงไฟฟ้าชีวมวลดังแสดงในรูปที่ 1.5



รูปที่ 1.5 แผนผังการทำงานของโรงไฟฟ้าชีวมวล
[https://www.yokogawa.com/industries/power/renewable-energy/biomass-power/]

ขั้นตอนการผลิตไฟฟ้าจะเริ่มด้วยการสูบน้ำดิบจากแหล่งน้ำธรรมชาติหรือบ่อน้ำที่ขุดขึ้นผ่านกระบวนการบำบัดน้ำ (Water treatment system) แล้วเข้าสู่หม้อน้ำ (Boiler) ขณะที่ชีวมวลต่างๆ ถูกลำเลียงเข้าเผาไหม้ในเตาเผาเพื่อให้เกิดความร้อนในระดับสูง ถ่ายโอนความร้อนให้น้ำในหม้อน้ำกลายสภาพเป็นไอน้ำแรงดันสูงไปหมุนขับกังหันไอน้ำ (Steam turbine) ของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) ทำให้เกิดกระแสไฟฟ้าขึ้น กระแสไฟฟ้าที่ผลิตได้จะถูกส่งผ่านสายส่งเพื่อขายให้กับผู้รับซื้อ เช่น การไฟฟ้าส่วนภูมิภาค (กฟภ.) หรือ การไฟฟ้านครหลวง (กฟน.) ไอน้ำที่ใช้ในการหมุนกังหันไอน้ำจะผ่านกระบวนการควบแน่นให้กลับมาเป็นน้ำและนำมาใช้หมุนเวียนหลายครั้ง จนสุดท้ายจึงถูกปรับคุณภาพให้อยู่ในเกณฑ์มาตรฐานซึ่งไม่เป็นพิษต่อสิ่งแวดล้อมแล้วปล่อยลงสู่บ่อพักน้ำขนาดใหญ่ เพื่อให้ระเหยตามธรรมชาติ

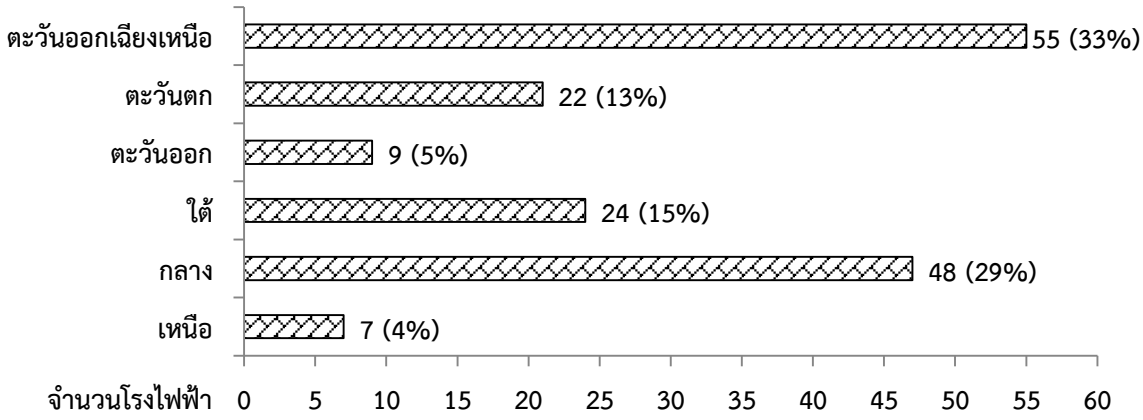
โรงไฟฟ้ามีกำลังการผลิตต่ำกว่า 10 MW ถือว่าเป็นผู้ผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กมาก (Very Small Power Producer: VSPP) ดังนั้นโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก หมายถึงโรงไฟฟ้าที่ใช้ชีวมวลเป็นเชื้อเพลิงและมีกำลังไฟฟ้าตามสัญญาขายน้อยกว่า 10 MW

ประเทศไทยมีโรงไฟฟ้าเอกชนอยู่ด้วยกัน 3 ประเภทตามกำลังการผลิตไฟฟ้า ได้แก่ 1) ผู้ผลิตไฟฟ้าอิสระ (Independent Power Producer : IPP) หรือผู้ผลิตไฟฟ้ารายใหญ่ มีกำลังไฟฟ้าตามสัญญาขายมากกว่า 90 MW 2) ผู้ผลิตไฟฟ้ารายเล็ก (Small Power Producer : SPP) มีกำลังไฟฟ้าตามสัญญาขาย 10-90 MW และ 3) ผู้ผลิตไฟฟ้ารายเล็กมาก (Very Small Power Producer: VSPP) มีกำลังไฟฟ้าตามสัญญาขายน้อยกว่า 10 MW จากข้อมูลของคณะกรรมการกำกับกิจการพลังงาน (กกพ.) ณ วันที่ 31 ตุลาคม 2561 พบว่า มีโรงไฟฟ้า SPP ทั้งหมด 138 โรงไฟฟ้า และมีโรงไฟฟ้า VSPP ทั้งหมด 921 โรงไฟฟ้าที่เดินเครื่องจ่ายไฟฟ้าเชิงพาณิชย์ (COD) เรียบร้อยแล้ว แต่หากนับเฉพาะโรงไฟฟ้าที่ใช้ชีวมวลเป็นเชื้อเพลิงและเดินเครื่องจ่ายไฟฟ้าเชิงพาณิชย์เรียบร้อยแล้ว พบว่ามีทั้งหมด 204 โรงไฟฟ้า แบ่งเป็น โรงไฟฟ้า SPP จำนวน 34 โรงไฟฟ้า และ โรงไฟฟ้า VSPP จำนวน 170 โรงไฟฟ้า

จากการรวบรวมข้อมูลโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากของกรมโรงงานอุตสาหกรรม เช่น ขนาดหม้อน้ำ ชนิดและปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ ระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ กังหันไอน้ำและชุดคอนเดนเซอร์และหอผึ่งเย็น เป็นต้น ในฐานข้อมูลของคณะกรรมการกำกับกิจการพลังงาน (กกพ.) จำนวนทั้งสิ้น 170 โรงไฟฟ้า จากข้อมูลที่ได้รับจากแบบสอบถาม จำนวน 70 โรงไฟฟ้า (ณ วันที่ 31 ตุลาคม 2561) สามารถสรุปผลได้ ดังนี้

1.2.1 จำนวนโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากในแต่ละภูมิภาค

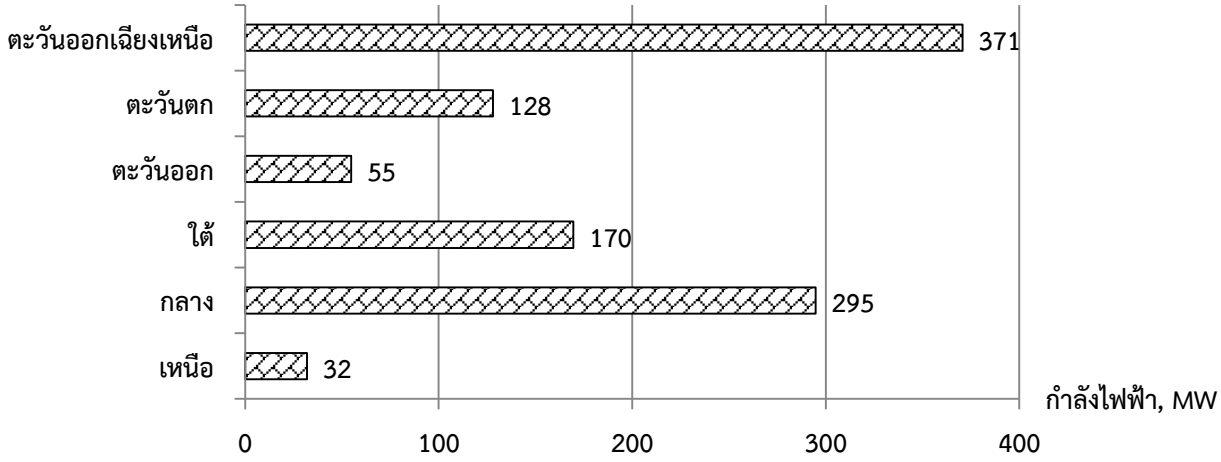
จากโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากทั่วประเทศจำนวน 170 โรงไฟฟ้า แบ่งออกตามที่ตั้งในแต่ละภูมิภาค ดังแสดงในรูปที่ 1.6 พบว่า โรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากส่วนใหญ่ตั้งอยู่ที่ภาคตะวันออกเฉียงเหนือ ภาคกลาง ภาคใต้ และภาคตะวันตก มีจำนวน 55 โรงไฟฟ้า 48 โรงไฟฟ้า 24 โรงไฟฟ้า และ 22 โรงไฟฟ้า ตามลำดับ ส่วนภาคตะวันออก และภาคเหนือ คือ 2 ภูมิภาคที่มีโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากตั้งอยู่น้อย คือ 9 โรงไฟฟ้า และ 7 โรงไฟฟ้า ตามลำดับ



รูปที่ 1.6 จำนวนโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากในแต่ละภูมิภาค (170 โรงไฟฟ้า)

1.2.2 กำลังการผลิตไฟฟ้าในแต่ละภูมิภาค

จากข้อมูลกำลังการผลิตไฟฟ้าขายตามสัญญาของประเทศไทยทั้งหมดประมาณ 1,050 MW แบ่งตามภูมิภาคพบว่า ภาคตะวันออกเฉียงเหนือ มีกำลังการผลิตไฟฟ้าขายตามสัญญาสูงที่สุดคือ 371 MW และภาคเหนือ มีกำลังการผลิตไฟฟ้าขายตามสัญญาต่ำที่สุดคือ 32 MW ดังแสดงในรูปที่ 1.7



รูปที่ 1.7 กำลังการผลิตไฟฟ้าของโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากในแต่ละภูมิภาค (170 โรงไฟฟ้า)

นอกเหนือจากข้อมูลจำนวนโรงไฟฟ้าและกำลังการผลิตไฟฟ้าแล้ว ยังมีการรวบรวมข้อมูลครอบคลุมระบบไอน้ำทั้ง 4 ส่วน และส่วนอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องในระบบไอน้ำ ได้แก่

1) ส่วนผลิตไอน้ำ ประกอบด้วย ข้อมูลขนาดพิกัดหม้อน้ำ ชนิดตะกรับของหม้อน้ำ อายุหม้อน้ำ ชนิดและปริมาณการใช้เชื้อเพลิง แหล่งน้ำดิบ และชนิดน้ำป้อนหม้อน้ำ

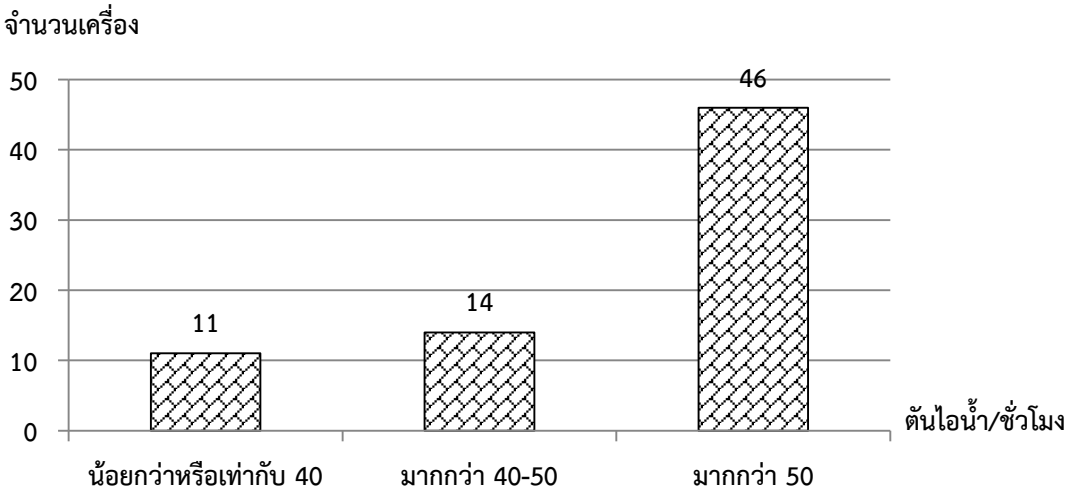
2) ส่วนระบบส่งจ่ายไอน้ำ ประกอบด้วย ข้อมูลสภาพฉนวน ปริมาณการรั่วไหลของไอน้ำ

3) ส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ ประกอบด้วย ประเภทของกังหันไอน้ำ

4) ส่วนนำความร้อนกลับ ประกอบด้วย ประเภทของคอนเดนเซอร์ และส่วนอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องในระบบไอน้ำ ประกอบด้วย ประเภทหอผึ่งเย็น

1.2.3 ขนาดพิกัดหม้อน้ำ

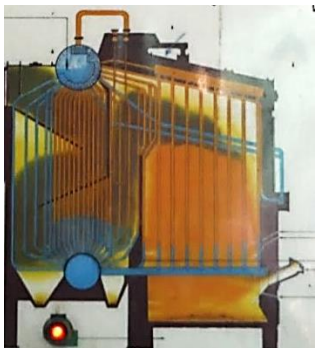
จากข้อมูลพบว่า โรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากที่ได้ตอบแบบสอบถาม 70 โรงไฟฟ้า มีจำนวนหม้อน้ำทั้งหมด 71 เครื่อง ส่วนใหญ่มีขนาดพิกัดหม้อน้ำมากกว่า 50 ตันไอน้ำ/ชั่วโมง ดังแสดงในรูปที่ 1.8



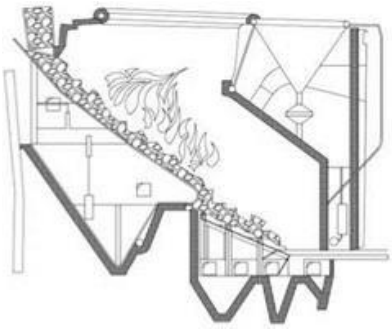
รูปที่ 1.8 ขนาดพิกัดหม้อน้ำในโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก
(ข้อมูลจากแบบสอบถาม 70 โรงไฟฟ้า)

1.2.4 ชนิดตะกรับของหม้อน้ำ

จากข้อมูลพบว่า ในโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก จำนวน 70 โรงไฟฟ้า มีจำนวนหม้อน้ำทั้งหมด 71 เครื่อง ชนิดตะกรับที่มีการใช้งานในหม้อน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 1.9 พบว่า ตะกรับเคลื่อนที่ (Traveling grate) และตะกรับเคลื่อนที่ไปมา (Reciprocating grate) เป็นชนิดของตะกรับหม้อน้ำที่มีใช้งานมากเป็น 2 อันดับแรก และตะกรับแบบอื่นๆ เช่น ตะกรับพลิก (dumping grate) ก็พบมีการใช้งานบางส่วน ส่วนตะกรับแนวเอียงอยู่กับที่ (Stationary sloping grate) ยังไม่พบการใช้งาน ดังแสดงในรูปที่ 1.10

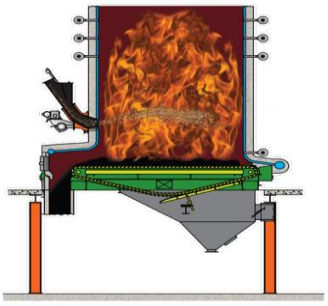


ตะกรับแนวราบอยู่กับที่

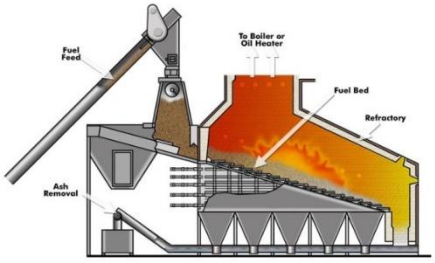


ตะกรับแนวเอียงอยู่กับที่

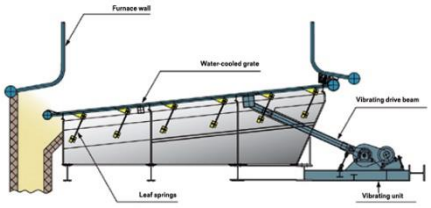
รูปที่ 1.9 ชนิดตะกรับของหม้อน้ำ



ตะกรับเคลื่อนที่



ตะกรับเคลื่อนที่ไปมา

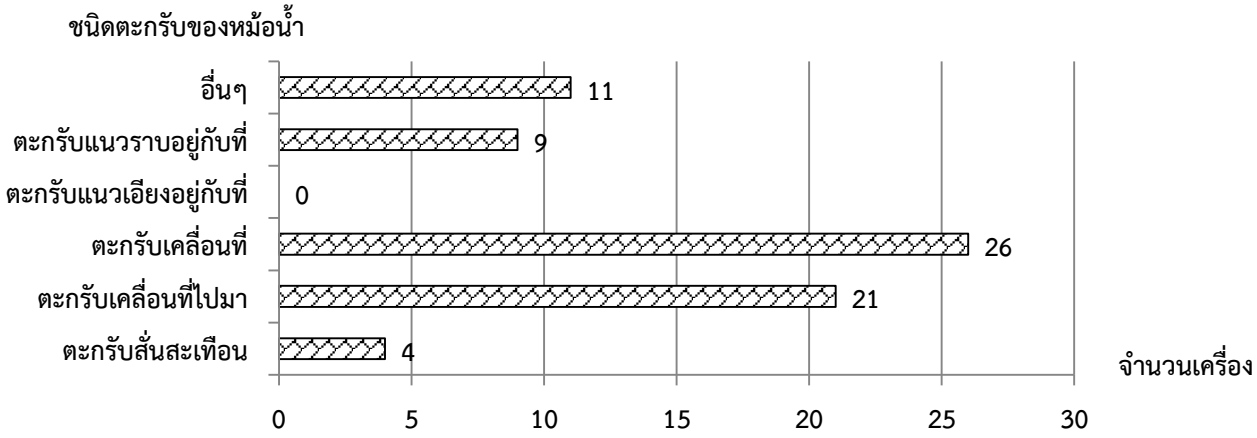


ตะกรับสั่นสะเทือน



ตะกรับพลิก

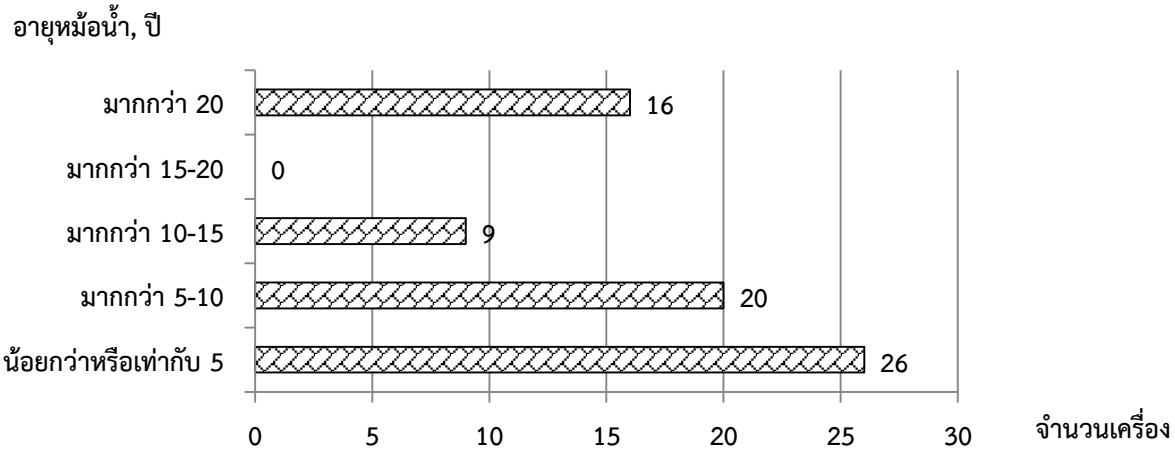
รูปที่ 1.9 ชนิดตะกรับของหม้อน้ำ (ต่อ)



รูปที่ 1.10 ชนิดตะกรับของหม้อน้ำในโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก
(ข้อมูลจากแบบสอบถาม 70 โรงไฟฟ้า)

1.2.5 อายุหม้อน้ำ

จากข้อมูลพบว่า โรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก จำนวน 70 โรงไฟฟ้า มีจำนวนหม้อน้ำทั้งหมด 71 เครื่อง อายุของหม้อน้ำส่วนใหญ่มากกว่า 20 ปี เนื่องจากเป็นหม้อน้ำที่ใช้สำหรับผลิตไอน้ำเพื่อใช้ในกระบวนการผลิตในอุตสาหกรรมอื่นๆ เช่น อุตสาหกรรมน้ำตาล ต่อมาเมื่อได้สัญญาขายไฟฟ้าจึงใช้หม้อน้ำเครื่องดังกล่าวมาผลิตไฟฟ้า แต่สำหรับหม้อน้ำที่อายุอยู่ระหว่าง 5-10 ปี ส่วนใหญ่เป็นหม้อน้ำที่ใช้สำหรับผลิตไอน้ำเพื่อผลิตไฟฟ้าอย่างเดียว ดังแสดงในรูปที่ 1.11



รูปที่ 1.11 อายุหม้อน้ำในโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (ข้อมูลจากแบบสอบถาม 70 โรงไฟฟ้า)

1.2.6 ชนิดและปริมาณการใช้เชื้อเพลิง

จากข้อมูลพบว่า โรงไฟฟ้าชีว/มวลขนาดเล็กมาก จำนวน 70 โรงไฟฟ้า มีการใช้เชื้อเพลิงชีวมวลที่หลากหลาย เช่น ทะลายปาล์ม แกลบ ไม้สับ ชานอ้อย อื่นๆ (ซังข้าวโพด) เป็นต้น ดังแสดงในรูปที่ 1.12 ขึ้นอยู่กับที่ตั้งของโรงไฟฟ้าและแหล่งวัตถุดิบที่มีใกล้โรงไฟฟ้า ในการเผาไหม้บางโรงไฟฟ้าใช้การผสมเชื้อเพลิงคนละชนิดกันในอัตราส่วนเฉพาะของแต่ละโรงไฟฟ้า โดยพบว่า ชานอ้อยเป็นเชื้อเพลิงที่มีปริมาณการใช้มากที่สุดคือ ประมาณ 9.4 ล้านตัน/ปี ดังแสดงในรูปที่ 1.13


ทะลายปาล์ม


แกลบ

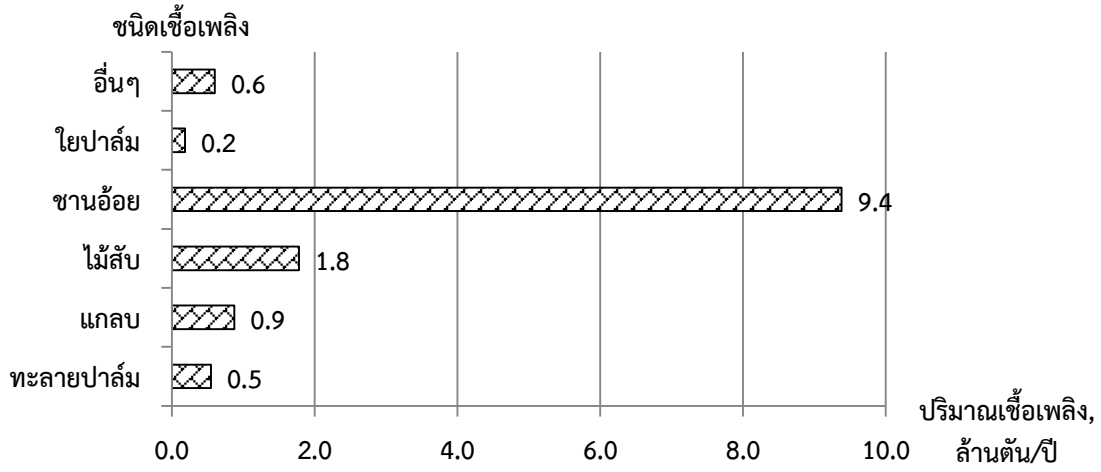

ไม้สับ


ชานอ้อย


ใยปาล์ม


ซังข้าวโพด

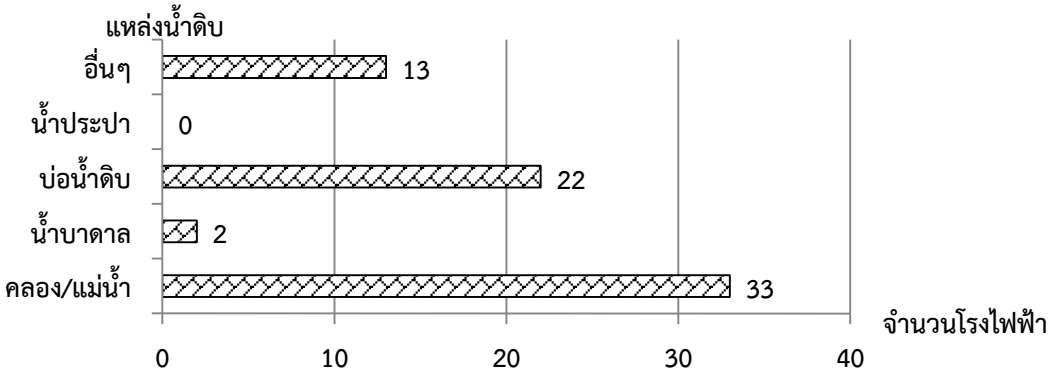
รูปที่ 1.12 ชีวมวลที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวล



รูปที่ 1.13 ปริมาณการใช้เชื้อเพลิงชนิดต่างๆ ในโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (ข้อมูลจากแบบสอบถาม 70 โรงไฟฟ้า)

1.2.7 แหล่งน้ำดิบ

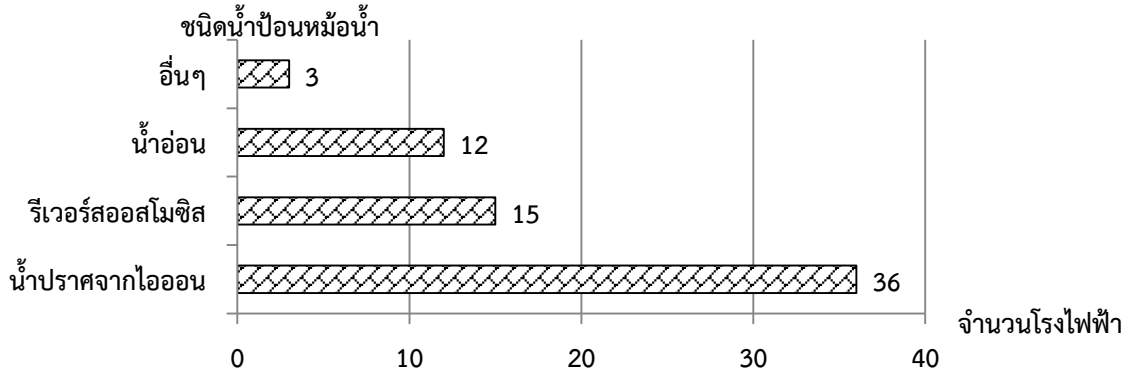
จากข้อมูลพบว่า โรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก จำนวน 70 โรงไฟฟ้า ส่วนใหญ่ใช้น้ำจากแม่น้ำ/คลอง หรือบ่อน้ำดิบที่ขุดขึ้นเอง มาใช้ปรับปรุงคุณภาพเพื่อใช้เป็นน้ำป้อนหม้อน้ำผลิตไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 1.14 ซึ่งน้ำจากทั้ง 2 แหล่งเป็นน้ำผิวดิน ในระบบการบำบัดน้ำจึงจำเป็นต้องมีถังตกตะกอน (Clarifier tank) และมีการควบคุมคุณภาพน้ำจากค่าความขุ่น (Turbidity) ค่าความกระด้างทั้งหมด (Total Hardness) และค่าของแข็งละลายน้ำทั้งหมด (Total Dissolved Solid)



รูปที่ 1.14 แหล่งน้ำดิบสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (ข้อมูลจากแบบสอบถาม 70 โรงไฟฟ้า)

1.2.8 ชนิดน้ำป้อนหม้อน้ำ

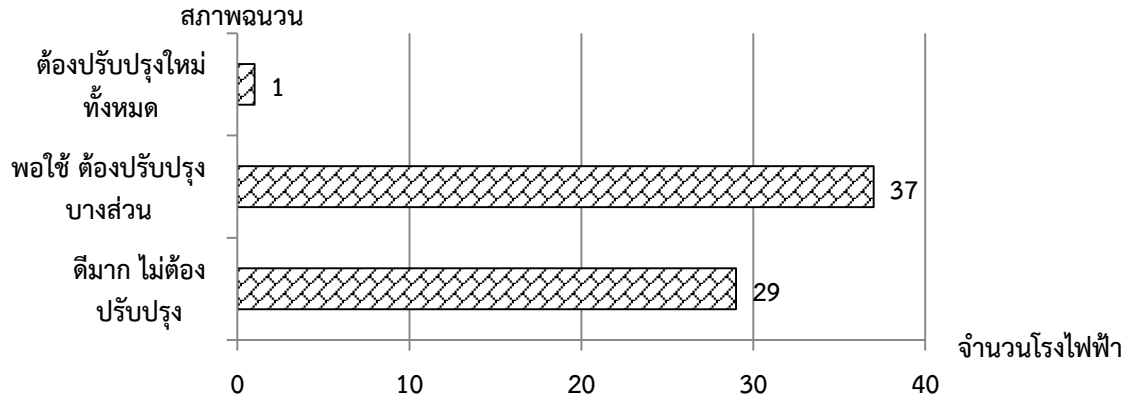
จากข้อมูลพบว่า โรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก จำนวน 70 โรงไฟฟ้า ส่วนใหญ่ใช้วิธีการปรับปรุงคุณภาพน้ำด้วยการทำน้ำปราศจากไอออน (Demineralized water) เพื่อใช้เป็นน้ำป้อนหม้อน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 1.15



รูปที่ 1.15 ชนิดน้ำป้อนหม้อน้ำโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (ข้อมูลจากแบบสอบถาม 70 โรงไฟฟ้า)

1.2.9 สภาพฉนวนในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ

จากข้อมูลพบว่า โรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก จำนวน 70 โรงไฟฟ้า ส่วนใหญ่มีสภาพฉนวนพอใช้ ทำให้การสูญเสียความร้อนน้อย เนื่องจากการที่ฉนวนจะชำรุดหรือสูญเสียสภาพความเป็นฉนวนมีโอกาสเกิดขึ้นได้ยาก หรือโรงไฟฟ้ามีการซ่อมแซมบำรุงอยู่อย่างต่อเนื่อง เพราะสามารถบำรุงรักษาได้ง่าย แต่ก็ยังมีฉนวนบางส่วนที่ชำรุดเนื่องจากอายุการใช้งาน ดังแสดงในรูปที่ 1.16

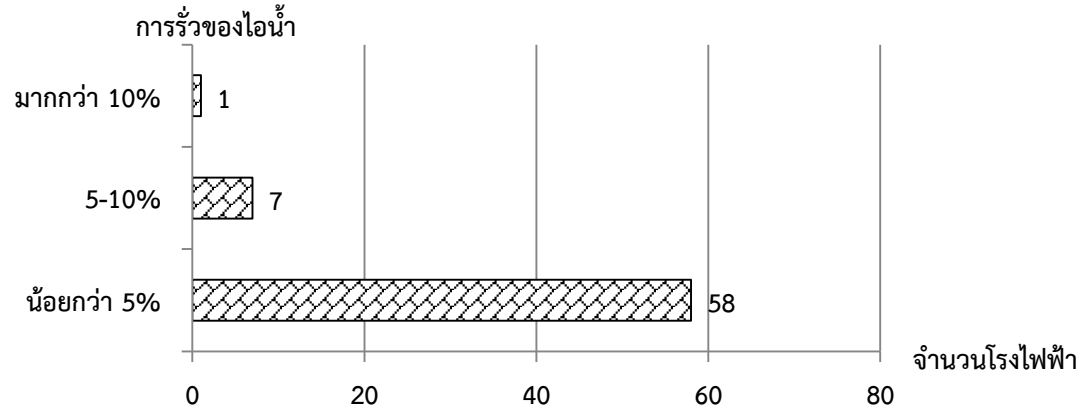


รูปที่ 1.16 สภาพฉนวนในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำของโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (ข้อมูลจากแบบสอบถาม 70 โรงไฟฟ้า)

1.2.10 การรั่วของไอน้ำในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ

จากข้อมูลพบว่า โรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก จำนวน 70 โรงไฟฟ้า มีสภาพท่อส่งจ่ายและกับดักไอน้ำต่างๆ ยังอยู่ในเกณฑ์ที่ดีและมีการรั่วของไอน้ำน้อยมากคือ น้อยกว่า 5% ทั้งนี้อาจเป็นผลมาจากโรงไฟฟ้า

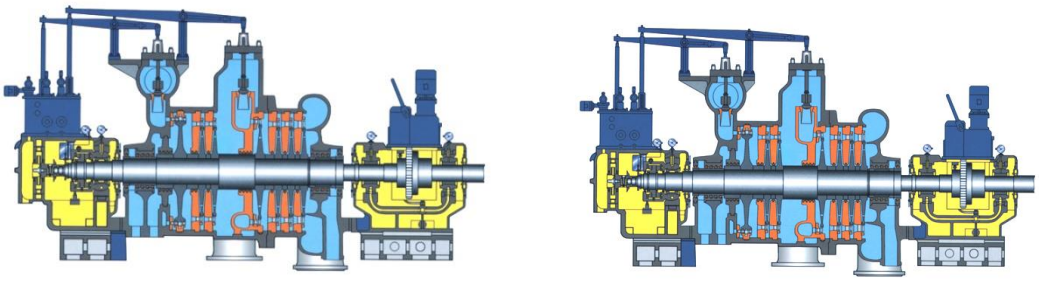
ส่วนใหญ่มีการซ่อมแซมการรั่วไหลของไอน้ำอย่างสม่ำเสมอ เพราะเป็นสิ่งที่ตรวจสอบได้ด้วยสายตา ดังแสดงในรูปที่ 1.17



รูปที่ 1.17 สภาพฉนวนในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำของโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (ข้อมูลจากแบบสอบถาม 70 โรงไฟฟ้า)

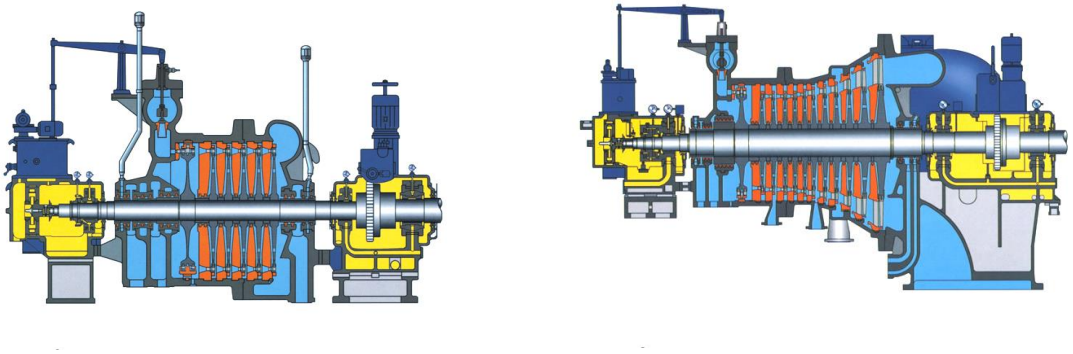
1.2.11 ประเภทของกังหันไอน้ำ

จากข้อมูลพบว่า โรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก จำนวน 70 โรงไฟฟ้า มีการใช้งานกังหันไอน้ำอยู่ 3 ประเภทหลักๆ คือ Extraction and condensing turbine, Back-pressure turbine, Condensing turbine ดังแสดงในรูปที่ 1.18 โดยในโรงไฟฟ้าที่เน้นผลิตไฟฟ้าเพื่อขายเพียงอย่างเดียวนิยมใช้ Condensing turbine หรือ Extraction and condensing turbine มากกว่ากังหันไอน้ำประเภทอื่นๆ แต่สำหรับโรงงานที่ต้องการใช้ไอน้ำในกระบวนการผลิตและผลิตไฟฟ้าด้วยจะนิยมใช้ Back-pressure turbine รายละเอียดจำนวนการใช้งานกังหันไอน้ำแต่ละประเภท สรุปได้ดังแสดงในรูปที่ 1.19



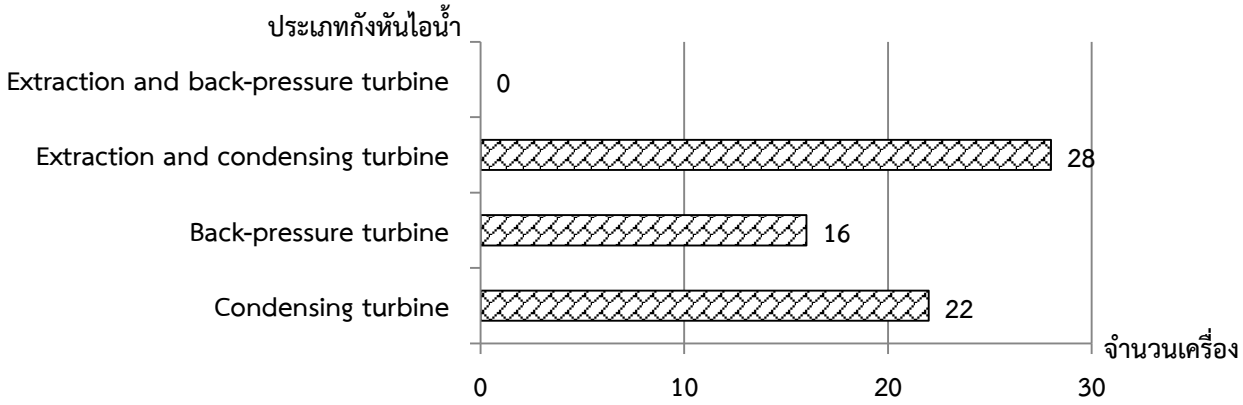
Extraction and back-pressure turbine Extraction and condensing turbine

รูปที่ 1.18 ประเภทของกังหันไอน้ำ



Back-pressure turbine Condensing turbine

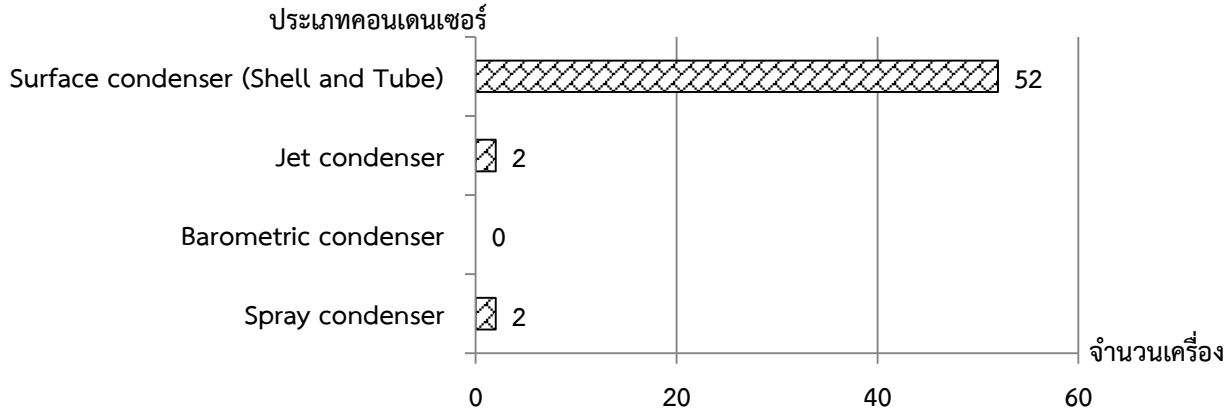
รูปที่ 1.18 ประเภทของกังหันไอน้ำ (ต่อ)



รูปที่ 1.19 ประเภทของกังหันไอน้ำที่ใช้ในโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก
(ข้อมูลจากแบบสอบถาม 70 โรงไฟฟ้า)

1.2.12 ประเภทของคอนเดนเซอร์

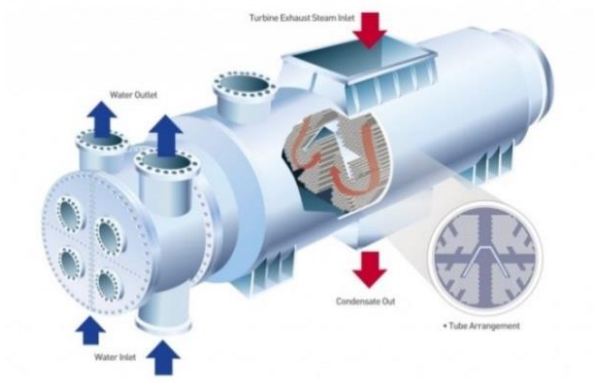
จากข้อมูลพบว่า โรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก จำนวน 70 โรงไฟฟ้า ที่มีการใช้งานกังหันไอน้ำประเภท Extraction and condensing turbine หรือ Condensing turbine จะต้องใช้คอนเดนเซอร์ในการทำให้ไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำเปลี่ยนสถานะกลายเป็นน้ำ โดยคอนเดนเซอร์ที่นิยมคือประเภท Surface condenser (Shell and Tube) มากที่สุด ดังแสดงในรูปที่ 1.20 แต่ในโรงไฟฟ้าใดๆ ที่มีการใช้กังหันไอน้ำประเภท Back-pressure turbine จะไม่มีการใช้งานคอนเดนเซอร์และหอผึ่งเย็น



รูปที่ 1.20 ประเภทของคอนเดนเซอร์ที่ใช้ในโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก
(ข้อมูลจากแบบสอบถาม 70 โรงไฟฟ้า)

คอนเดนเซอร์ มีหน้าที่ทำให้ไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำกลายเป็นน้ำที่สามารถสูบกลับไปยังหม้อน้ำได้ และรักษาระดับสุญญากาศบริเวณไอน้ำขาออกจากกังหันไอน้ำ ซึ่งมีผลต่องานที่ออกจากกังหันไอน้ำและประสิทธิภาพของระบบผลิตไฟฟ้าเพิ่มขึ้น รวมทั้งลดความเค้นในสเตจหลังๆ ของกังหันไอน้ำ คอนเดนเซอร์มีใช้งานอยู่ 4 ประเภท ดังนี้

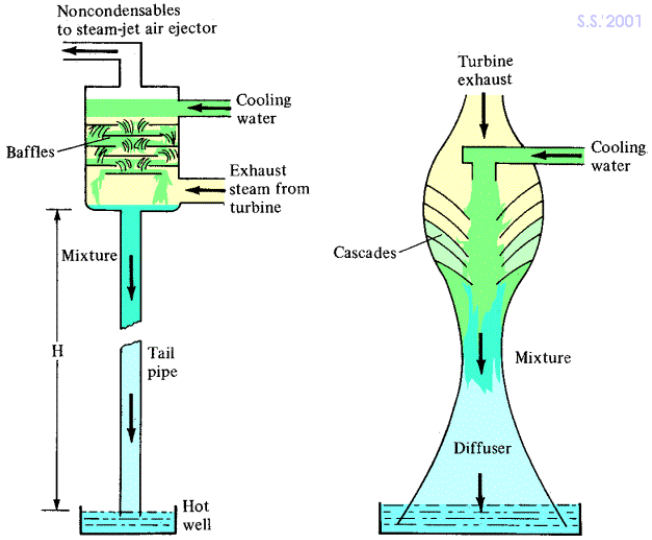
1. Surface condenser เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและเปลือกหุ้ม กลไกการถ่ายเทความร้อนคือ การกลั่นตัวของไอน้ำที่ผิวนอกท่อ และการพาความร้อนแบบบังคับของน้ำหล่อเย็นในท่อ ดังแสดงในรูปที่ 1.21



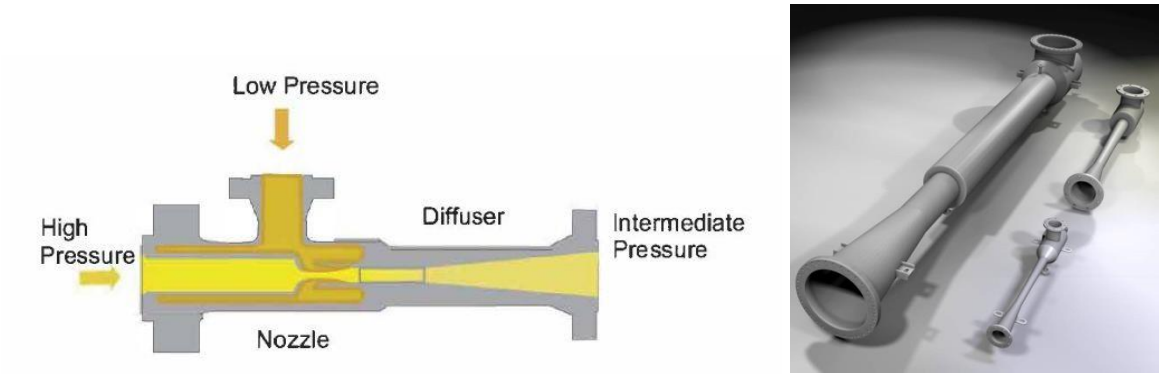
รูปที่ 1.21 Surface condenser

2. Jet condenser คอนเดนเซอร์ยุคแรกที่ไม่ใช้ปั๊มสร้างสุญญากาศ ดังแสดงในรูปที่ 1.22 ออกแบบให้มี diffuser เพื่อช่วยในการลดความดันลง ทำให้ความสูงของท่อหาง (tail pipe) ลดลง น้ำผสมที่ได้ถูกแยกและส่งไประบายความร้อนทิ้งแบบเดียวกับใน Spray condenser และในคอนเดนเซอร์แบบเปิดทุกแบบต้องมีการแยกก๊าซที่ไม่ละลายน้ำออกทิ้ง โดยทั่วไปใช้แยกด้วย SJAE (steam-jet air ejector) ดังแสดงในรูปที่ 1.23

3. Barometric condenser เป็นคอนเดนเซอร์ยุคแรกที่ไม่ใช้ปั๊มสร้างสุญญากาศ เช่นเดียวกับ Jet condenser ในคอนเดนเซอร์ประเภทนี้ น้ำหล่อเย็นถูกปล่อยให้ไหลผ่านชุดผนังกั้น (baffles) เพื่อทำหน้าที่เป็นม่านกั้น ที่มีพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูง เพื่อให้เกิดการผสมกับไอน้ำระบายจากกังหันได้อย่างทั่วถึง ไอน้ำเกิดการกลั่นตัวผสมกับน้ำไหลลงตามท่อหาง (tail pipe) ลงบ่อน้ำร้อน (hot well) ดังแสดงในรูปที่ 1.22

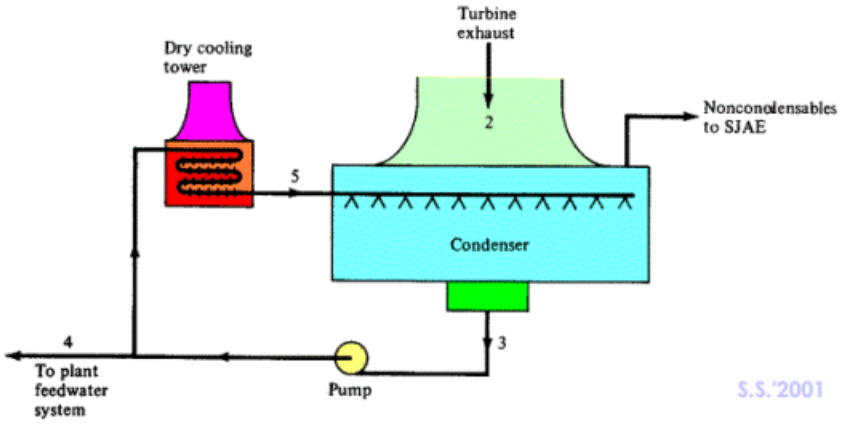


รูปที่ 1.22 Barometric condenser (ซ้าย) และ Jet condenser (ขวา)



รูปที่ 1.23 Steam-jet air ejector

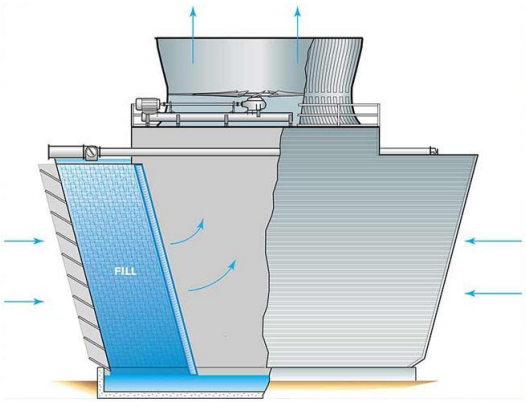
4. Spray condenser เป็นคอนเดนเซอร์ที่ทำให้ไอน้ำกลั่นตัวโดยรวมตัวเข้ากับน้ำหล่อเย็น โดยใช้วิธีการพ่นละอองน้ำเข้าไปในไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 1.24 ไอน้ำที่ออกจากกังหันที่จุด 2 ผสมเข้ากับน้ำหล่อเย็น 5 ทำให้ได้น้ำใกล้เคียงภาวะอิ่มตัวที่ 3 แล้วปั๊มไปยัง 4 ส่วนหนึ่งของน้ำปริมาณเท่ากับส่วนที่ระบายจากกังหันไอน้ำ จะถูกส่งกลับเข้าเป็นน้ำป้อน ส่วนที่เหลือจะนำไประบายความร้อนทิ้ง ซึ่งปรกติจะระบายด้วยหอเย็นแบบแห้ง (ชนิดปิด) จนได้ภาวะ 5 อีกครั้ง



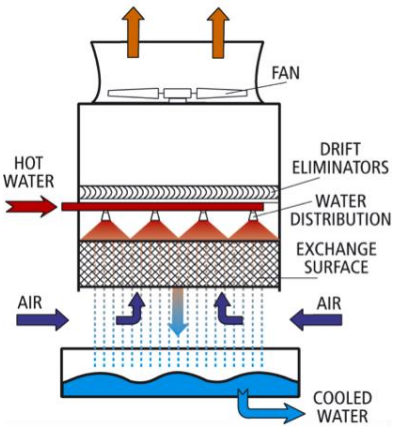
รูปที่ 1.24 Spray condenser

1.2.13 ประเภทของหอผึ่งเย็น

จากข้อมูลพบว่า โรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก จำนวน 70 โรงไฟฟ้า ที่มีการใช้งานคอนเดนเซอร์จำเป็นต้องมีหอผึ่งเย็นเพื่อใช้ระบายความร้อน โดยทั่วไปหอผึ่งเย็นที่นิยมใช้งานแบ่งได้เป็น 2 ประเภทคือ ประเภทไหลตัดกัน (cross flow) และประเภทไหลสวนกัน (Counter flow) ดังแสดงในรูปที่ 1.25 สำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลข้อมูลที่ได้จากการสำรวจชี้ให้เห็นว่า หอผึ่งเย็นประเภทไหลสวนกันนิยมใช้งานในโรงไฟฟ้ามากกว่าประเภทไหลตัดกัน ดังแสดงในรูปที่ 1.26

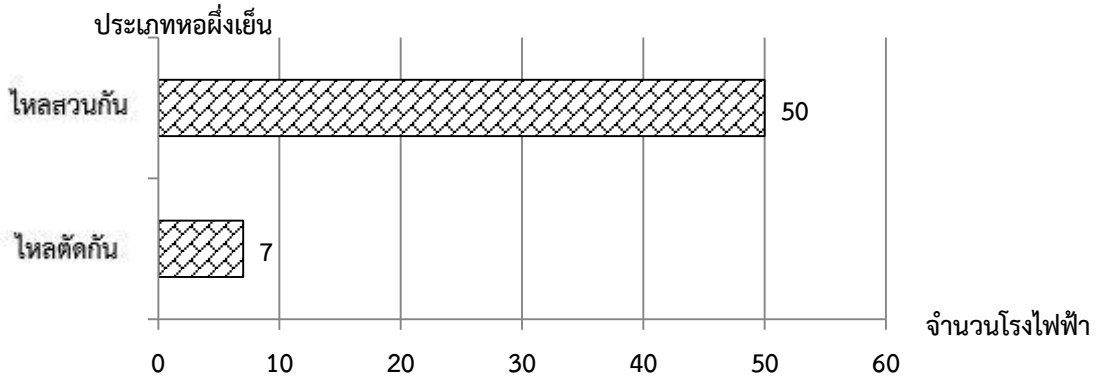


ไหลตัดกัน (Cross flow)



ไหลสวนกัน (Counter flow)

รูปที่ 1.25 ประเภทหอผึ่งเย็นที่ใช้ในโรงไฟฟ้าชีวมวล

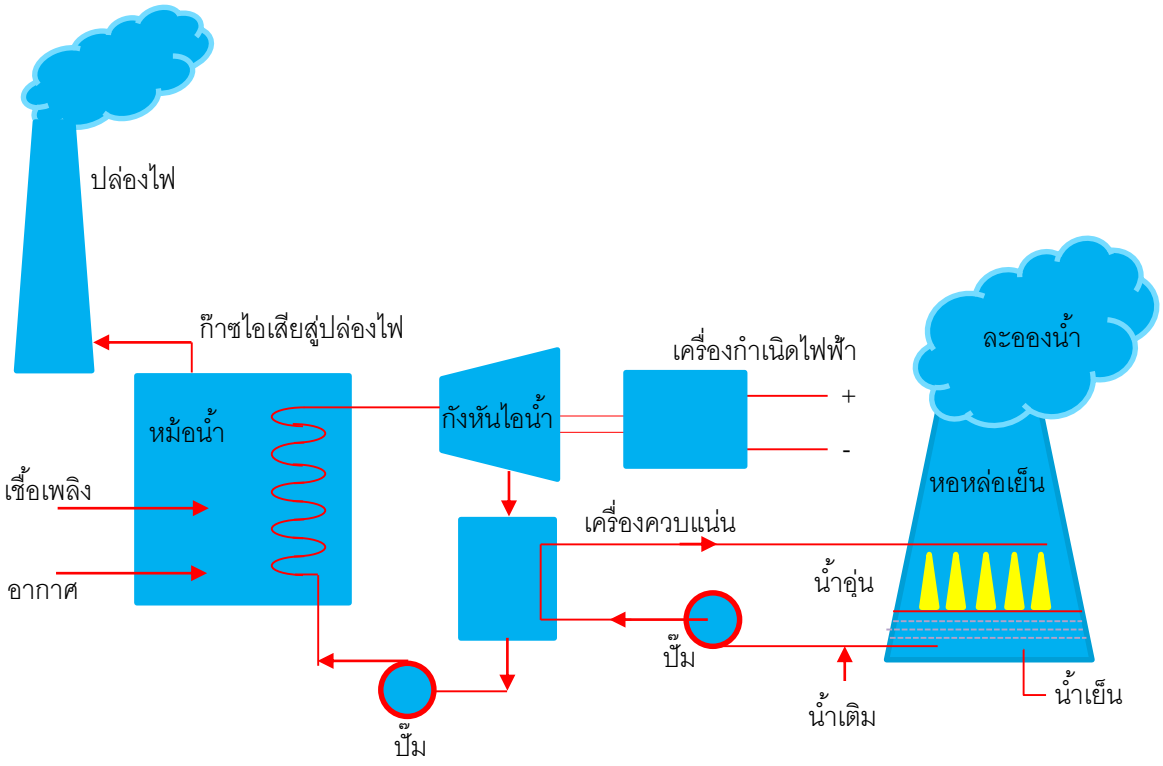


รูปที่ 1.26 ประเภทของหอผึ่งเย็นที่ใช้ในโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก
(ข้อมูลจากแบบสอบถาม 70 โรงไฟฟ้า)

บทที่ 2

กระบวนการผลิตไฟฟ้าสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก

โรงงานไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากส่วนใหญ่จะผลิตไฟฟ้าจากพลังงานไอน้ำหรือ โรงไฟฟ้ากำลังไอน้ำ (Steam power plant) ซึ่งประกอบด้วยส่วนประกอบหลักๆ คือ เครื่องกำเนิดไอน้ำ (Steam generation including Boiler, Economizer, Air Preheater, Superheater ect.) โดยเครื่องกำเนิดไอน้ำเป็นตัวเปลี่ยนพลังงานเคมีจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงเป็นความร้อนที่อยู่ในไอน้ำ กังหันไอน้ำ (Steam turbine) ทำหน้าที่ในการเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกล เครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานกลเป็นพลังงานไฟฟ้า เครื่องควบแน่น (Condenser) และระบบหล่อเย็น (Cooling system) ช่วยในการระบายความร้อนออกจากเครื่องควบแน่น นอกจากนี้ยังมีอุปกรณ์ช่วยในระบบการทำงานต่างๆ เช่น พัดลม ปั๊ม วาล์ว และอุปกรณ์ควบคุมต่างๆ ซึ่งส่วนประกอบของโรงไฟฟ้ากังหันไอน้ำอย่างง่าย ดังแสดงในรูปที่ 2.1



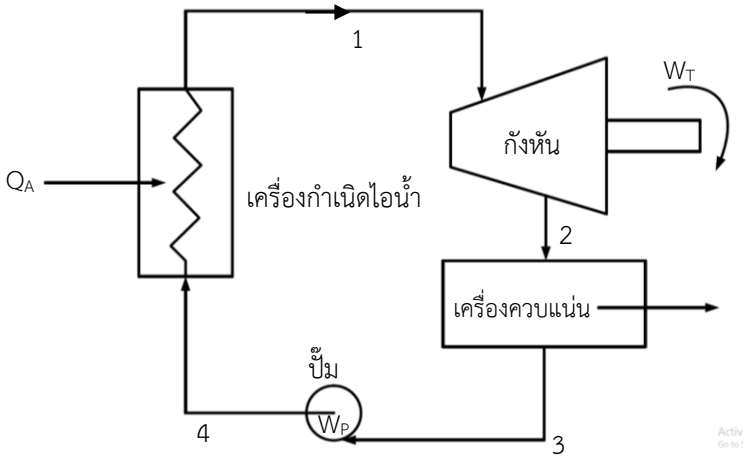
รูปที่ 2.1 ส่วนประกอบของโรงงานไฟฟ้ากำลังไอน้ำอย่างง่าย

2.1 พื้นฐานทางเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก

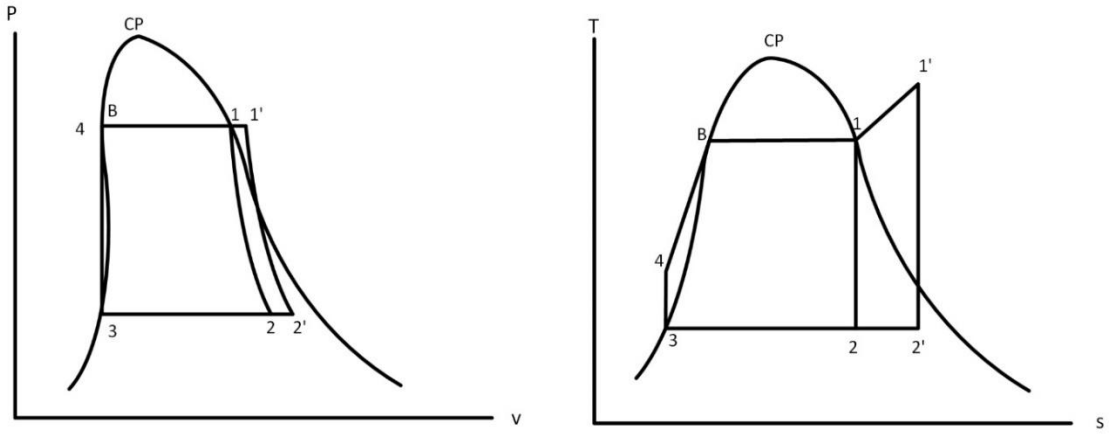
การทำงานของโรงไฟฟ้ากำลังไอน้ำอาศัยหลักการทำงานของวัฏจักรแรงคิน (Ranking cycle) ดังแสดงในรูปที่ 2.2 โดยวัฏจักรแรงคินในอุดมคติประกอบด้วยอุปกรณ์ในการทำงาน 4 อุปกรณ์ คือ กังหัน (Turbine) เครื่องควบแน่น (Condenser) ปั๊ม (Pump) และหม้อน้ำ (Boiler) หรือเรียกว่า เครื่องกำเนิดไอน้ำ

(Steam generation) สำหรับการใช้งานจริง เครื่องกำเนิดไฟฟ้าไม่เพียงแต่ทำให้น้ำเดือดเท่านั้น แต่ยังมีส่วนทำให้เป็นไอดง (Superheated steam) ซึ่งอุปกรณ์ที่ทำให้เป็นไอดงเรียกว่า เครื่องดงไอ (Superheater) และยังมีส่วนที่ใช้อุ่นน้ำป้อนให้อุณหภูมิสูงขึ้นก่อนการต้มน้ำที่เรียกว่า เครื่องประหยัดเชื้อเพลิง (Economizer) รวมไปถึงทำหน้าที่ต้มน้ำให้เดือดที่เรียกว่า หม้อน้ำ (Boiler) โดยทั้งหมดรวมอยู่ในเครื่องกำเนิดไอน้ำ

จากรูปที่ 2.2 แสดงแผนภาพ การทำงานอย่างง่ายของวัฏจักรแรงคิน ส่วนในรูปที่ 2.3 แสดงแผนภาพ P-v และ T-s ของวัฏจักรแรงคิน ตามลำดับ



รูปที่ 2.2 แผนภาพการทำงานอย่างง่ายของวัฏจักรแรงคิน



(a) แผนภาพ P-v (b) แผนภาพ T-s

รูปที่ 2.3 แผนภาพ P-v และ T-s ของวัฏจักรแรงคินอย่างง่าย

จากรูปที่ 2.3 แสดงแผนภาพ P-v และ T-s ของวัฏจักรแรงคินอย่างง่าย โดยที่วัฏจักร 1-2-3-4-B-1 เป็นวัฏจักรแรงคินไอน้ำอิ่มตัว ซึ่งเป็นวัฏจักรที่ไอน้ำอิ่มตัวเข้าสู่กังหัน

ซึ่งประกอบด้วยกระบวนการดังนี้

1-2 : การขยายตัวแบบแอเดียแบติกย้อนกลับได้ผ่านกังหัน (Adiabatic reversible expansion process หรือ Isentropic expansion process)

2-3 : การระบายความร้อนที่ความดันคงที่ภายในเครื่องควบแน่นและมีอุณหภูมิคงที่โดยของไหลทำงานอยู่ในสภาวะของผสมอิ่มตัว

3-4 : การอัดแบบแอเดียแบติกย้อนกลับได้ โดยปั๊มของของเหลวอิ่มตัวที่ความดันเครื่องควบแน่นที่สภาวะที่ 3 ไปที่ความดันเครื่องกำเนิดไอน้ำที่สภาวะที่ 4 (Adiabatic reversible compression process หรือ Isentropic reversible compression process)

4-1 : การถ่ายเทความร้อนสู่ระบบที่ความดันคงที่ภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำเส้น 4-B-1 เป็นเส้นความดันคงที่โดยแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ

* ช่วง 4-B เป็นช่วงเหลวอิ่มตัวจากสภาวะที่ 4 ได้รับความร้อนมาเป็นของเหลวอิ่มตัวที่สภาวะ B ในส่วนของเครื่องประหยัดเชื้อเพลิง (Economizer)

* ช่วง B-1 เป็นการให้ความร้อนที่ความดันและอุณหภูมิคงที่ ซึ่งของเหลวอิ่มตัวที่สภาวะที่ B จะกลายเป็นไออิ่มตัวที่สภาวะที่ 1 ในส่วนของหม้อน้ำ (Boiler) หรือ เครื่องระเหย (Evaporator)

จากรูปที่ 2.3 แสดงแผนภาพ P-v และ T-s สำหรับวัฏจักร 1'-2'-3-4-B-1' เป็นวัฏจักรแรงคินไอดงหรือไอน้ำยิ่งยวด ซึ่งเป็นวัฏจักรไอดง หรือไอน้ำยิ่งยวดเข้าสู่กังหัน ซึ่งประกอบด้วยกระบวนการดังนี้

1'-2' : การขยายตัวแบบแอเดียแบติกย้อนกลับได้ผ่านกังหัน (Adiabatic reversible expansion process หรือ Isentropic expansion process)

2’-3 : การระบายความร้อนที่ความดันคงที่ภายในเครื่องควบแน่นและมีอุณหภูมิคงที่โดยของไหลทำงานอยู่ในสภาวะของผสมอิ่มตัว

3-4 : การอัดแบบแอเดียแบติกย้อนกลับได้ โดยปั๊มของของเหลวอิ่มตัวที่ความดันเครื่องควบแน่นที่สภาวะที่ 3 ไปที่ความดันเครื่องกำเนิดไอน้ำที่สภาวะที่ 4 (Adiabatic reversible compression process หรือ Isentropic reversible compression process)

4-1’ : การถ่ายเทความร้อนสู่ระบบที่ความดันคงที่ภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำเส้น 4-B-1-1’ เป็นเส้นความดันคงที่โดยแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ

* ช่วง4-B เป็นช่วงเหลวอิ่มตัวจากสภาวะที่ 4 ได้รับความร้อนมาเป็นของเหลวอิ่มตัวที่สภาวะ B ในส่วนของเครื่องประหยัดเชื้อเพลิง (Economizer)

* ช่วง B-1 เป็นการให้ความร้อนที่ความดันและอุณหภูมิคงที่ ซึ่งของเหลวอิ่มตัวที่สภาวะที่ B จะกลายเป็นไออิ่มตัวที่สภาวะที่ 1 ในส่วนของหม้อน้ำ (Boiler) หรือ เครื่องระเหย (Evaporator)

* ช่วง 1-1’ ในช่วงของไอน้ำอิ่มตัวจากสภาวะที่ 1 ได้รับความร้อนจนกลายเป็นไอดงในส่วนของเครื่องดงไอ (Superheater)

เครื่องดงไอ (superheater) ทำหน้าที่เปลี่ยนสภาพไอน้ำอิ่มตัวเป็นไอน้ำร้อนยวดยิ่ง (superheated steam) จากรูปที่ 2.3 การผลิตไอน้ำร้อนยวดยิ่งก่อนเข้าเครื่องกังหันจะเพิ่มทั้งงานที่ได้จากเครื่องกังหันและความร้อนที่ให้กับเครื่องกำเนิดไอน้ำ อย่างไรก็ตามเมื่อเปรียบเทียบกับวัฏจักรแรงคินแบบไออิ่มตัว (วัฏจักร 1-2-3-4-B-1) ในรูปที่ 2.3 งานที่เพิ่มขึ้นของกังหันไอน้ำจากการเพิ่มอุณหภูมิไอน้ำก่อนเข้าเครื่องกังหันมีค่ามากกว่าความร้อนที่ต้องให้เครื่องกำเนิดไอน้ำเพิ่ม ดังนั้นจึงส่งผลให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรที่สูงขึ้น การเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพอาจมองได้ว่าเป็นผลมาจากอุณหภูมิเฉลี่ยของการให้ความร้อนแก่วัฏจักรแรงคินไอดงหรือไอน้ำยิ่งยวด (วัฏจักร 1'-2'-3-4-B-1') สูงกว่าวัฏจักรแรงคินไออิ่มตัว (วัฏจักร 1-2-3-4-B-1) นอกจากนี้วัฏจักรแรงคินไอดงหรือไอน้ำยิ่งยวดยังช่วยลดปริมาณความชื้นในของไหลที่ออกจากเครื่องกังหัน อย่างไรก็ตามในทางปฏิบัติอุณหภูมิของไอน้ำถูกจำกัดให้ไม่เกิน 650 °C เนื่องจากอุณหภูมิที่สูงกว่านี้จะส่งผลเสียต่อใบพัดของเครื่องกังหันไอน้ำ

วัฏจักรแรงคินแบบไออิ่มตัว (วัฏจักร 1-2-3-4-B-1) ดังกล่าวเป็นวัฏจักรที่ย้อนกลับได้ภายใน ซึ่งของไหลทำงานไหลผ่านกังหันและปั๊มเป็นแบบเอเดียแบติกย้อนกลับได้และไม่มีการสูญเสียความดันในท่อ ดังนั้น จึงใช้กฎการอนุรักษ์พลังงานสำหรับสภาวะคงที่และการไหลคงที่ (Steady state and steady flow, SSSF) ในการวิเคราะห์วัฏจักรต่อหน่วยน้ำหนักของไอน้ำอิ่มตัวได้ ดังนี้

* ความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอน้ำได้รับ	$qA = h_1 - h_4$	Btu/lbm หรือ kJ/kg
* งานที่ได้จากกังหัน	$W_T = h_1 - h_2$	Btu/lbm หรือ kJ/kg
* ความร้อนที่ถ่ายเททิ้งที่เครื่องควบแน่น	$q_R = h_2 - h_3$	Btu/lbm หรือ kJ/kg
* งานให้กับปั๊ม	$W_p = h_4 - h_3$	Btu/lbm หรือ kJ/kg
หรือ	$W_p = v_3*(P_4-P_3)$	Btu/lbm หรือ kJ/kg
* งานสุทธิ	$\Delta W_{net} = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)$	Btu/lbm หรือ kJ/kg

ประสิทธิภาพเชิงความร้อน $\eta_{th} = \frac{\triangle w_{net}}{q_A} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$

สำหรับวัฏจักรแรงคินไอดงหรือไอน้ำยิ่งยวด (วัฏจักร 1'-2'-3-4-B-1') การวิเคราะห์วัฏจักรต่อหน่วยน้ำหนักของไอน้ำอิ่มตัวได้ ดังนี้

* ความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอน้ำได้รับ	$qA = h_{1'} - h_4$	Btu/lbm หรือ kJ/kg
* งานที่ได้จากกังหัน	$W_T = h_{1'} - h_{2'}$	Btu/lbm หรือ kJ/kg
* ความร้อนที่ถ่ายเททิ้งที่เครื่องควบแน่น	$q_R = h_{2'} - h_3$	Btu/lbm หรือ kJ/kg
* งานให้กับปั๊ม	$W_p = h_4 - h_3$	Btu/lbm หรือ kJ/kg

หรือ $W_p = v_3*(P_4-P_3)$ Btu/lbm หรือ kJ/kg

* งานสุทธิ $\Delta W_{net} = (h_{1'} - h_{2'}) - (h_4 - h_3)$ Btu/lbm หรือ kJ/kg

ประสิทธิภาพเชิงความร้อน $\eta_{th} = \frac{\triangle w_{net}}{q_A} = \frac{(h_{1'} - h_{2'}) - (h_4 - h_3)}{(h_{1'} - h_4)}$

ในทางปฏิบัตินั้นอาจใช้ค่าอัตราความร้อน (heat rate) เป็นค่าเปรียบเทียบสมรรถนะของโรงไฟฟ้า โดยค่าอัตราความร้อนคือสัดส่วนของพลังงานความร้อนที่ต้องใช้ในการผลิตพลังงานงานไฟฟ้า 1 kW.h กล่าวคือ

อัตราความร้อน (heat rate) = $HR = \frac{m_f \times HV}{P_e \triangle t}$

โดยที่ m_f คือ มวลเชื้อเพลิงที่ใช้ผลิตไฟฟ้าในช่วงเวลานั้น (kg), HV คือค่าความร้อนของเชื้อเพลิงที่ใช้ (kJ/kg) อาจเป็นค่าความร้อนสูง (HHV) หรือค่าความร้อนต่ำ (LHV) ก็ได้ P_e คือพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ (kW) และ Δt คือ ช่วงเวลาที่ผลิตไฟฟ้า (h)

สำหรับประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า (η_0) นั้น จะประเมินจากส่วนของกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ต่อส่วนของอัตราพลังงานความร้อนหรือพลังงานเคมีของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าโรงไฟฟ้า

$$\eta_0 = \frac{P_e}{m_f \cdot HV}$$

โดยที่ P_e คือกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้, m_f คืออัตราการใช้เชื้อเพลิง และ HV (heating value) คือ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง HV อาจเป็นค่าความร้อนสูง (HHV) หรือค่าความร้อนต่ำ (LHV) ก็ได้ ถ้า HV เป็นค่าความร้อนสูง ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าจะมีค่าต่ำกว่าถ้า HV เป็นค่าความร้อนต่ำ การคำนวณประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าควรระบุให้ชัดเจนว่าจะใช้ค่าความร้อนใด

η_0 สามารถเขียนเป็นผลคูณของประสิทธิภาพสามค่าดังนี้

$$\eta_0 = \eta_b \cdot \eta \cdot \eta_g$$

โดยที่ (η_b) คือประสิทธิภาพของหม้อน้ำ (boiler efficiency) ซึ่งเท่ากับอัตราส่วนของเอนทัลปีที่เพิ่มขึ้นเมื่อน้ำกลายเป็นไอน้ำจากการไหลผ่านหม้อน้ำต่อพลังงานเคมีของเชื้อเพลิง

$$\eta_b = \frac{m_s (h_{out} - h_{in})}{m_f \cdot HV} = \frac{Q_{in}}{m_f \cdot HV}$$

โดยที่ m_s คืออัตราการผลิตไอน้ำของหม้อน้ำ, h_{in} คือ เอนทัลปีของน้ำป้อนที่ไหลเข้าหม้อน้ำและ h_{out} คือ เอนทัลปีของไอน้ำที่ไหลออกจากหม้อน้ำ

η คือ ประสิทธิภาพของวัฏจักรกำลังงานซึ่งเท่ากับอัตราส่วนของกำลังงานสุทธิที่ได้จากวัฏจักร (P_{net}) ต่อกำลังงานความร้อนที่เข้าหม้อน้ำ (Q_{in})

$$\eta = \frac{P_{net}}{Q_{in}}$$

โดยที่ Q_{in} มีค่าเท่ากับอัตราการเพิ่มขึ้นของเอนทัลปีเมื่อน้ำกลายเป็นไอน้ำ

η_g คือประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ซึ่งเป็นสัดส่วนของกำลังไฟฟ้า (P_e) ต่อกำลังงานสุทธิที่ได้จากวัฏจักร (P_{net})

$$\eta_g = \frac{P_e}{P_{net}}$$

นอกจากนี้เพื่อป้องกันไม่ให้น้ำป้อนหม้อน้ำมีอุณหภูมิต่ำเกินไป จึงมีการเพิ่มอุณหภูมิน้ำป้อนด้วยการดึงเอาไอน้ำบางส่วนออกจากเครื่องกังหันมาอุ่นน้ำป้อน โดยใช้เครื่องอุ่นน้ำป้อน (feed water heater) การอุ่นน้ำป้อนนับเป็นกระบวนการในทางปฏิบัติที่ลดสภาวะการย้อนกลับไม่ได้ของเครื่องกำเนิดไอน้ำ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของวัฏจักร เนื่องจากการได้รับความร้อนของน้ำก่อนเข้าเครื่องกำเนิดไอน้ำ (Steam generator) ทำให้น้ำเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอน้ำต่ำกว่าน้ำอิ่มตัวที่ความดันไอน้ำเพียงเล็กน้อย ซึ่งทำให้เครื่องประหยัดเชื้อเพลิง (Economizer) มีขนาดเล็กลงกว่าที่ไม่มีกระบวนการอุ่นน้ำป้อน ทั้งนี้เครื่องอุ่นน้ำป้อนเป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่ใช้ไอน้ำบางส่วนจากเครื่องกังหัน

เครื่องอุ่นน้ำป้อนที่ใช้กันอยู่ในโรงไฟฟ้ามีด้วยกัน 3 แบบ คือ

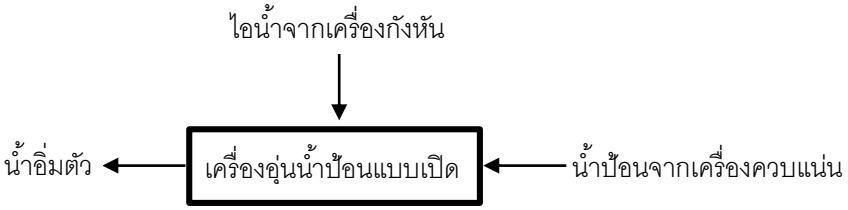
1.แบบเปิด หรือสัมผัสโดยตรง (Open or direct-contact feedwater heaters)

2.แบบปิดโดยขับน้ำย้อนกลับ (Closed-type feedwater heaters with drains cascaded backward)

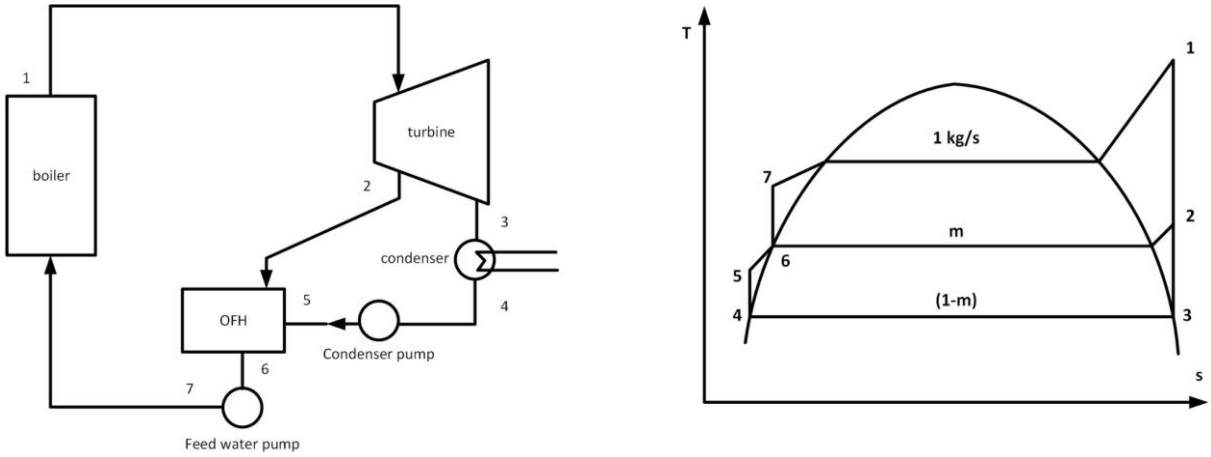
3.แบบปิดโดยใช้ปั๊มขับน้ำไปด้านหน้า (Closed-type feedwater heaters with drains pumped forward)

(a) เครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปิด (open feed water heater) ดังแสดงในรูปที่ 2.4 ทำหน้าที่ผสมไอน้ำที่ดึงมาจากเครื่องกังหันกับน้ำป้อนจากเครื่องควบแน่น ไอน้ำที่ถูกแบ่งออกจากกังหัน (Extraction steam) จะผสมโดยตรงกับน้ำป้อนที่อยู่ในสภาวะของเหลวอัดตัวเพื่อผลิตน้ำในสภาวะของเหลวอิ่มตัวที่ความดันไอน้ำที่ถูกแบ่งออกมา ผลที่ได้เป็นน้ำอิ่มตัวซึ่งมีอัตราการไหลเท่ากับผลรวมของอัตราการไหลของไอน้ำและน้ำป้อน ไอน้ำและน้ำป้อนจะมีความดันเท่ากัน ดังนั้นน้ำป้อนจึงต้องไหลผ่านเครื่องสูบก่อนไหลเข้าเครื่องอุ่น

น้ำป้อนแบบเปิด ดังแสดงในรูปที่ 2.5 แสดงวัฏจักรแรงคินที่มีเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปิด และแผนภาพ T-S ของวัฏจักรที่มีเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปิด



รูปที่ 2.4 เครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปิด

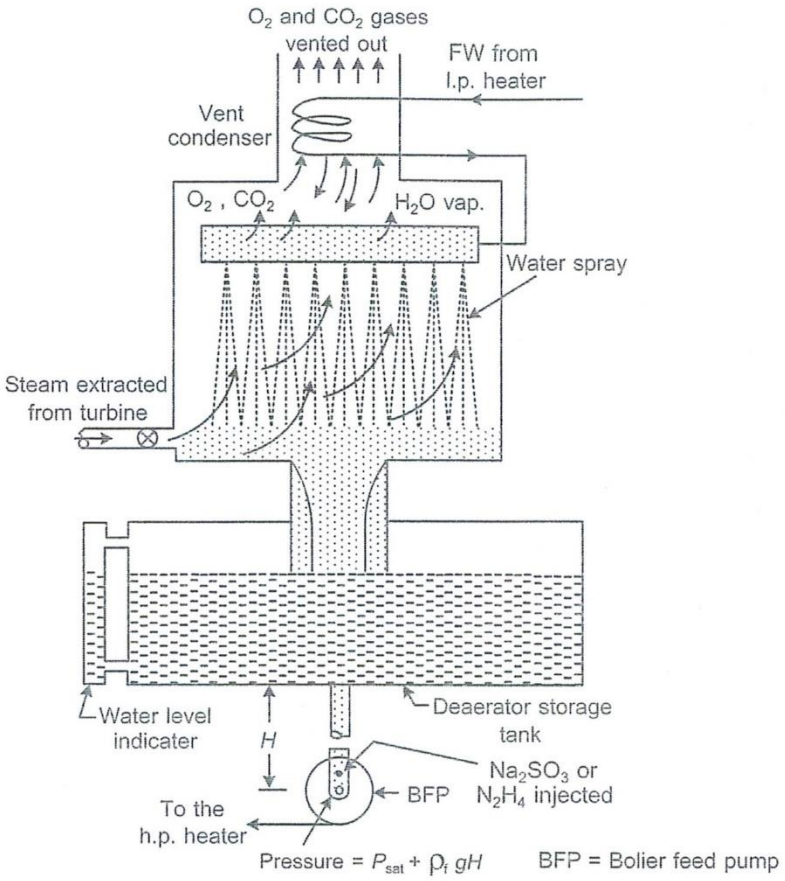


รูปที่ 2.5 วัฏจักรแรงคินที่มีเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปิด

เนื่องจากการผสมกันของน้ำในเครื่องอุ่นน้ำป้อน จึงทำให้น้ำกระจายออก ซึ่งจะช่วยให้พื้นผิวของน้ำเพิ่มขึ้นซึ่งเป็นการช่วยให้เกิดการปลดปล่อยก๊าซต่างๆที่ไม่ควบแน่น เช่น อากาศ ออกซิเจน ไฮโดรเจน และคาร์บอนไดออกไซด์ ระบายออกสู่บรรยากาศ บางครั้งจึงเรียกเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปิดนี้ว่า เครื่องกำจัดฟองอากาศ (Deaerating heater หรือ Deaerator) โดยมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 2.6 ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปิด จะทำหน้าที่สำคัญ 2 ประการที่สำคัญ คือ

1. อุ่นน้ำให้อุณหภูมิสูงขึ้นก่อนเข้าเครื่องกำเนิดไอโดยอาศัยไอน้ำบางส่วนจากกังหัน (Bleed steam)

2. กำจัดฟองอากาศ และก๊าซ O_2, H_2 และ CO_2 เพื่อให้คุณภาพน้ำดีขึ้น ป้องกันการกัดกร่อนที่เกิดจากออกไซด์ คาร์บอเนตหรือจากกรดที่อาจเกิดขึ้น



รูปที่ 2.6 เครื่องกำจัดฟองอากาศ (Deaerator)

ในการหาประสิทธิภาพของวัฏจักรแรงคินที่มีเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปิด ดังแสดงในรูปที่ 2.5 ต้องใช้สมการต่อไปนี้

$$\eta = \frac{w_{net}}{q_{in}}$$

w_{net} คือ อัตราการผลิตงานสุทธิและ q_{in} คืออัตราการไหลเข้าของความร้อน

$$w_{net} = h_1 - h_2 + (1-m)(h_2 - h_3) - (1-m)(h_5 - h_4) - (h_7 - h_6)$$

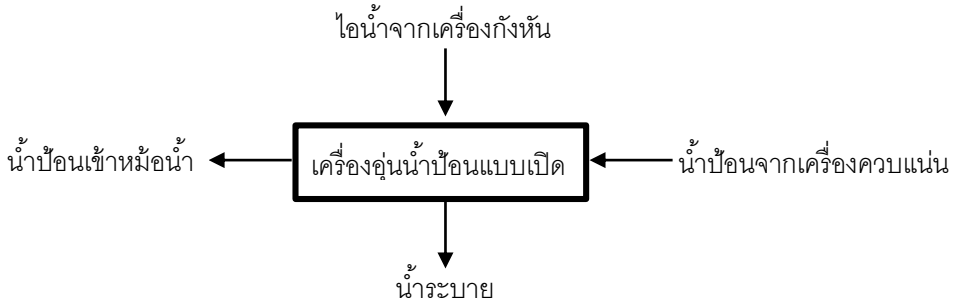
$$q_{in} = h_1 - h_7$$

โดยที่ m คือ อัตราการไหลของไอน้ำผ่านเครื่องอุ่นน้ำป้อน ถ้าอัตราการไหลของไอน้ำเข้าเครื่องกังหันเท่ากับ 1 kg/s ถ้าสมมุติว่าไม่มีการสูญเสียพลังงานในเครื่องอุ่นน้ำป้อนการหาค่า m จากการวิเคราะห์การอนุรักษ์พลังงานในเครื่องอุ่นน้ำป้อนซึ่งให้ผลลัพธ์ดังนี้

$$m = \frac{h_6 - h_1}{h_2 - h_5}$$

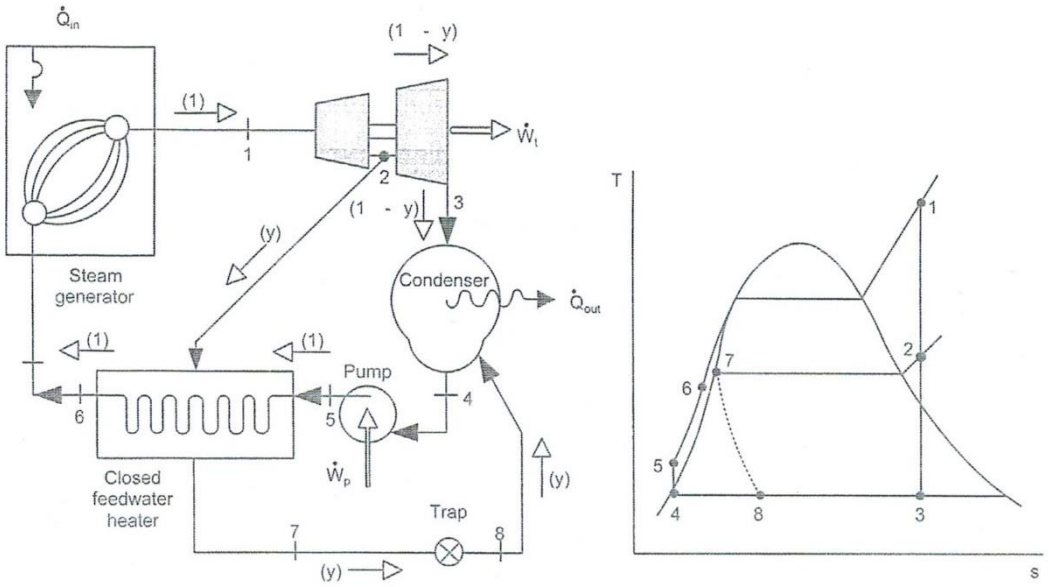
(b) เครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบปิดโดยขับน้ำย้อนกลับ (Closed-Type Feedwater Heaters with Drain Cascaded Backward)

เครื่องอุ่นน้ำป้อนชนิดนี้เป็นที่นิยมในโรงไฟฟ้าเนื่องจากรูปแบบง่ายกว่าแบบเปิด ถึงแม้ว่าจะทำให้ประสิทธิภาพของวัฏจักรต่ำกว่าของเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปิดก็ตาม โดยเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบนี้เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ (shell-and-tube heat exchanger) ไอน้ำจากเครื่องกังหันจะไหลนอกท่อและน้ำป้อนจากเครื่องควบแน่นจะไหลในท่อ ไอน้ำกับน้ำป้อนจึงอาจมีความดันต่างกันได้เนื่องจากไม่มีการผสมกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.7 แสดงแผนภาพของอุปกรณ์นี้ จะเห็นว่าไอน้ำที่ไหลเข้าเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบปิดจะกลายเป็นน้ำระบาย (drain) เมื่อไหลออก ดังนั้นอาจกล่าวได้ว่ามีลักษณะคล้ายเครื่องควบแน่นขนาดเล็กที่ทำงานที่ความดันสูงกว่าเครื่องควบแน่นหลักของโรงไฟฟ้า เนื่องจากการไหลของน้ำร้อนผ่านท่อในเครื่องอุ่นน้ำป้อน น้ำป้อนจึงไม่ผสมกับไอน้ำที่แบ่งออกมา ดังนั้นจึงสามารถเพิ่มความดันโดยการใช้เฉพาะปั๊มของน้ำควบแน่นตัวแรกตัวเดียวได้ แต่กรณีที่มีเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบเปิดที่ทำหน้าที่เป็นเครื่องลดปริมาณอากาศก่อนเข้าหม้อน้ำโดยปกติจะต้องมีปั๊มน้ำป้อนหม้อน้ำอีกหนึ่งเครื่องด้วย



รูปที่ 2.7 เครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบปิด

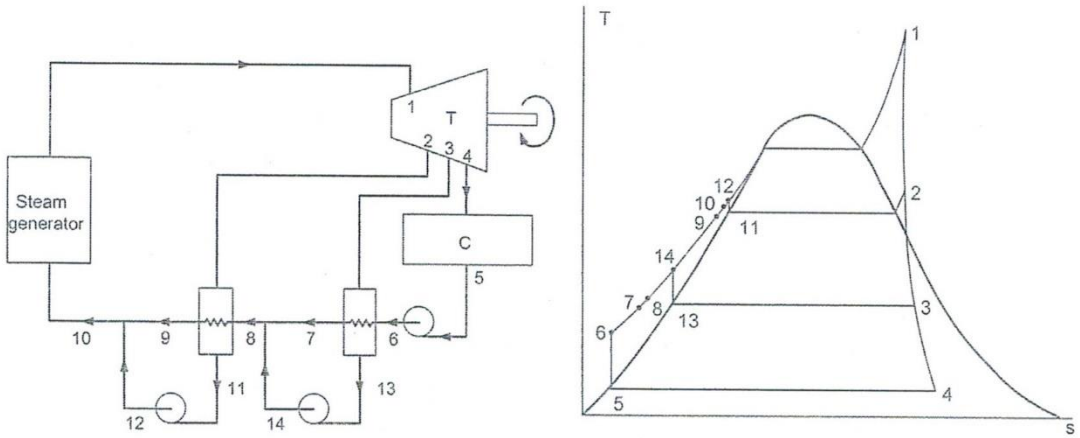
จากรูปที่ 2.8 แสดงแผนภาพการทำงานของวัฏจักร และแผนภาพ T-s ของวัฏจักรแรงคินไอดง โดยมีเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบปิดโดยขับน้ำย้อนกลับ 2 เครื่อง มีปั๊มเพิ่มความดันของน้ำควบแน่นเพื่อเพิ่มความดันที่เหมาะสมจากสภาวะที่ 5 เป็นสภาวะที่ 6 ให้สามารถไหลผ่านเครื่องอุ่นน้ำป้อนทั้งสอง และเข้าเครื่องกำเนิดไอ ในขณะที่ไอน้ำที่ถูกแบ่งออกมาจะควบแน่นในเครื่องอุ่นน้ำป้อน และจะถูกขับให้กลับคืนสู่วัฏจักรไปยังเครื่องอุ่นน้ำป้อนเครื่องถัดไปที่มีความดันต่ำกว่าเนื่องจากผลของความดันที่สูงกว่า ส่วนน้ำควบแน่นของเครื่องอุ่นน้ำป้อนตัวสุดท้ายที่มีความดันต่ำสุดจะถูกขับดันให้กลับสู่เครื่องควบแน่นหลักของวัฏจักรที่มีความดันต่ำกว่า



รูปที่ 2.8 แผนภาพของวัฏจักรแรงคินที่มีเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบปิดโดยขับน้ำย้อนกลับแสดงให้เห็นกับดักไอน้ำ (Steam trap)

(c) เครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบปิดโดยใช้ปั๊มขับน้ำไปด้านหน้า (Closed – Type Feedwater Heaters with Drains Pumped Forward)

เครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบปิดอีกชนิดหนึ่ง เป็นระบบที่น้ำป้อนถูกปั๊มไปด้านหน้าของเครื่องอุ่นน้ำป้อน เพื่อหลีกเลี่ยงกระบวนการทรอตลิ่ง (Throttling) แต่ต้องเพิ่มความซับซ้อนของระบบด้วยการเพิ่มปั๊มขนาดเล็ก เพื่อขับน้ำระบาย จึงเป็นทางเลือกในการเลือกใช้เครื่องอุ่นน้ำป้อนได้ตามสภาวะที่เหมาะสมที่สุดในการทำงานจริง ความร้อนของไอน้ำที่ถูกแบ่งจากกังหันจะถ่ายเทให้กับน้ำป้อนที่ไหลผ่านท่อ จากนั้นไอน้ำที่ถูกแบ่งจะควบแน่นในอุปกรณ์ที่มีลักษณะเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube) น้ำป้อนของเครื่องอุ่นน้ำป้อนนี้จะถูกปั๊มเข้าสู่วัฏจักรทางด้านหน้าเครื่องอุ่นน้ำป้อน ดังแสดงในรูปที่ 2.9



(ก) แผนภาพการทำงานของวัฏจักร (ข) แผนภาพ T-s ของวัฏจักร

รูปที่ 2.9 วัฏจักรแรงคินไอดงอุดมคติ ติดตั้งเครื่องอุ่นน้ำป้อนแบบปิดโดยใช้ปั๊มขับน้ำไปด้านหน้า

2.2 รูปแบบการผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วม (Cogeneration Plant)

ระบบผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วม (cogeneration Plant) หมายถึงระบบผลิตพลังงานไฟฟ้าร่วมกับพลังงานความร้อน ระบบนี้แตกต่างจากวัฏจักรกำลังงานทั่วไปซึ่งผลิตพลังงานไฟฟ้าโดยปล่อยความร้อนสู่แหล่งรับความร้อนโดยเปล่าประโยชน์ ระบบผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วมจึงเป็นระบบที่ใช้ประโยชน์จากเชื้อเพลิงอย่างมีประสิทธิภาพมากกว่าวัฏจักรกำลังงาน ระบบผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วมแบ่งเป็นระบบผลิตไฟฟ้าตามหลัง (bottoming system) และระบบผลิตไฟฟ้านำหน้า (topping system) ดังแสดงในรูปที่ 2.10

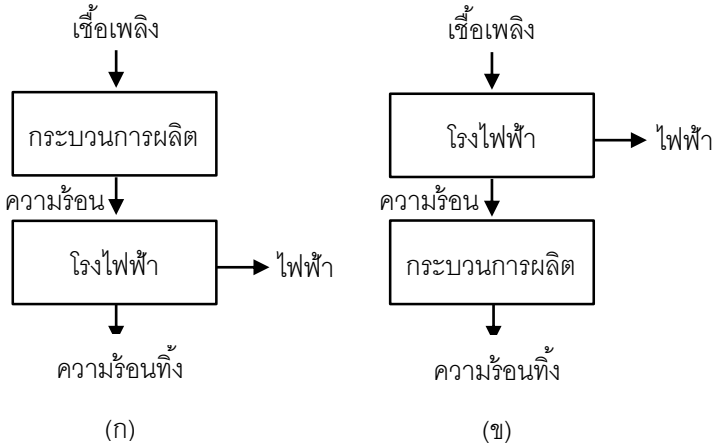
ระบบผลิตไฟฟ้าตามหลัง (bottoming system) เช่น ใช้ในอุตสาหกรรมเหล็ก คอนกรีต เซรามิก และอุตสาหกรรมปิโตรเคมีบางประเภท อุตสาหกรรมเหล่านี้จะใช้ความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่อุณหภูมิสูงไปใช้ในกระบวนการผลิต ความร้อนที่เหลือจะนำไปใช้ผลิตไฟฟ้าในวัฏจักรกำลังงาน

ระบบผลิตไฟฟ้านำหน้า (topping system) ใช้วัฏจักรกำลังงานผลิตไฟฟ้าและนำความร้อนที่ได้ไปใช้ประโยชน์ในกระบวนการผลิตของอุตสาหกรรมที่ไม่ต้องการอุณหภูมิที่สูงมากเช่น การกลั่น การอบแห้ง การฆ่าเชื้อโรค เป็นต้น นอกจากนี้ความร้อนที่ได้จากระบบผลิตไฟฟ้านำหน้ายังนำไปเดินเครื่องปรับอากาศแบบดูดกลืน (absorption chiller) ได้อีกด้วย ในปัจจุบันการใช้เชื้อเพลิงผลิตพลังงานไฟฟ้า พลังงานความร้อนและความเย็น ซึ่งเรียกว่า การผลิตพลังงานสามรูป (tri-generation)

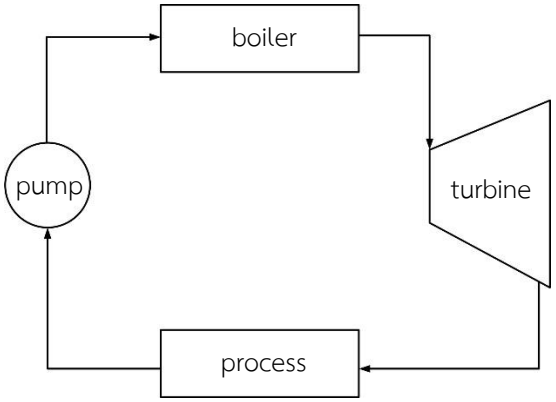
ระบบผลิตพลังงานร่วมในประเทศไทยส่วนใหญ่เป็นระบบผลิตไฟฟ้านำหน้า พบได้ในโรงงานอุตสาหกรรมและอาคารธุรกิจขนาดใหญ่ ระบบผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วมมีกำลังการผลิตไฟฟ้าน้อยกว่าโรงไฟฟ้ามากเนื่องจากระบบถูกออกแบบให้ผลิตไฟฟ้าเพียงพอกับการใช้งานในโรงงานอุตสาหกรรมและอาคารธุรกิจขนาดใหญ่ อย่างไรก็ตามโรงงานบางประเภทมีเชื้อเพลิงซึ่งเป็นวัสดุทางการเกษตรที่เหลือทิ้งปริมาณมากและสามารถใช้เชื้อเพลิงดังกล่าวผลิตไฟฟ้ามากเกินความต้องการของโรงงาน ในกรณีนี้โรงงานสามารถขายไฟฟ้าได้

ระบบผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วมมีหลายแบบขึ้นกับวัฏจักรกำลังงานที่ใช้ ดังแสดงในรูปที่ 2.11 แสดงระบบผลิตพลังงานร่วมที่ใช้วัฏจักรแรงคิน เครื่องกังหันไอน้ำถูกออกแบบให้ปล่อยไอน้ำออกที่ความดันสูงกว่าความดันบรรยากาศเพื่อนำไปใช้ในกระบวนการผลิต เครื่องกังหันแบบนี้เรียกว่า เครื่องกังหันแบบแรงดันย้อนกลับ (back-pressure turbine) ระบบนี้มีข้อดีคือ ไม่มีเครื่องควบแน่น มีราคาถูกและง่ายในการเดินเครื่อง แต่ข้อเสียคือ มีประสิทธิภาพต่ำ และขาดความยืดหยุ่นเพราะไม่สามารถตอบสนองความต้องการไฟฟ้าและความร้อนที่อาจเปลี่ยนแปลงได้ รูปที่ 2.12 แสดงระบบที่มีประสิทธิภาพดีขึ้นซึ่งใช้เครื่องกังหันแบบควบแน่นแยก (extraction turbine) ซึ่งปล่อยไอน้ำสู่เครื่องควบแน่นที่มีความดันต่ำกว่าบรรยากาศ ไอน้ำบางส่วนถูกดึงออกจากเครื่องกังหันเพื่อใช้ในกระบวนการผลิตโดยปริมาณไอน้ำนี้สามารถเปลี่ยนแปลงได้ตามความต้องการของกระบวนการผลิต ในกรณีที่ความต้องการสูงกว่าที่จะได้จากการดึงไอน้ำก็อาจควบคุมให้ไอน้ำ

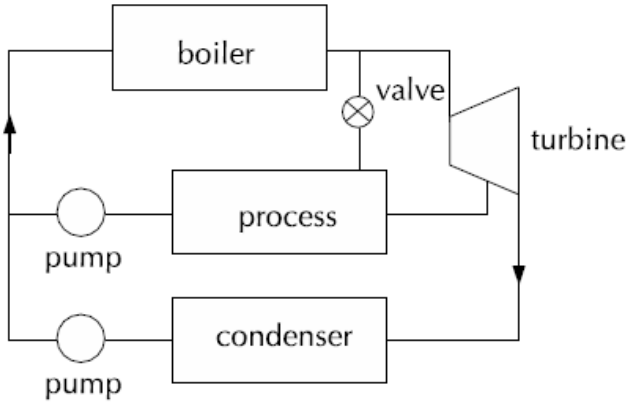
ไหลอ้อมเครื่องกังหันมายังกระบวนการผลิตโดยตรงได้ ระบบนี้จึงมีความยืดหยุ่นสูงแต่ก็มีค่าใช้จ่ายสูงกว่าระบบที่ใช้เครื่องกังหันแบบแรงดันย้อนกลับ



รูปที่ 2.10 (ก) ระบบผลิตไฟฟ้าตามหลัง และ (ข) ระบบผลิตไฟฟ้านำหน้า



รูปที่ 2.11 ระบบผลิตพลังงานร่วมที่ใช้เครื่องกังหันไอน้ำแบบแรงดันย้อนกลับ



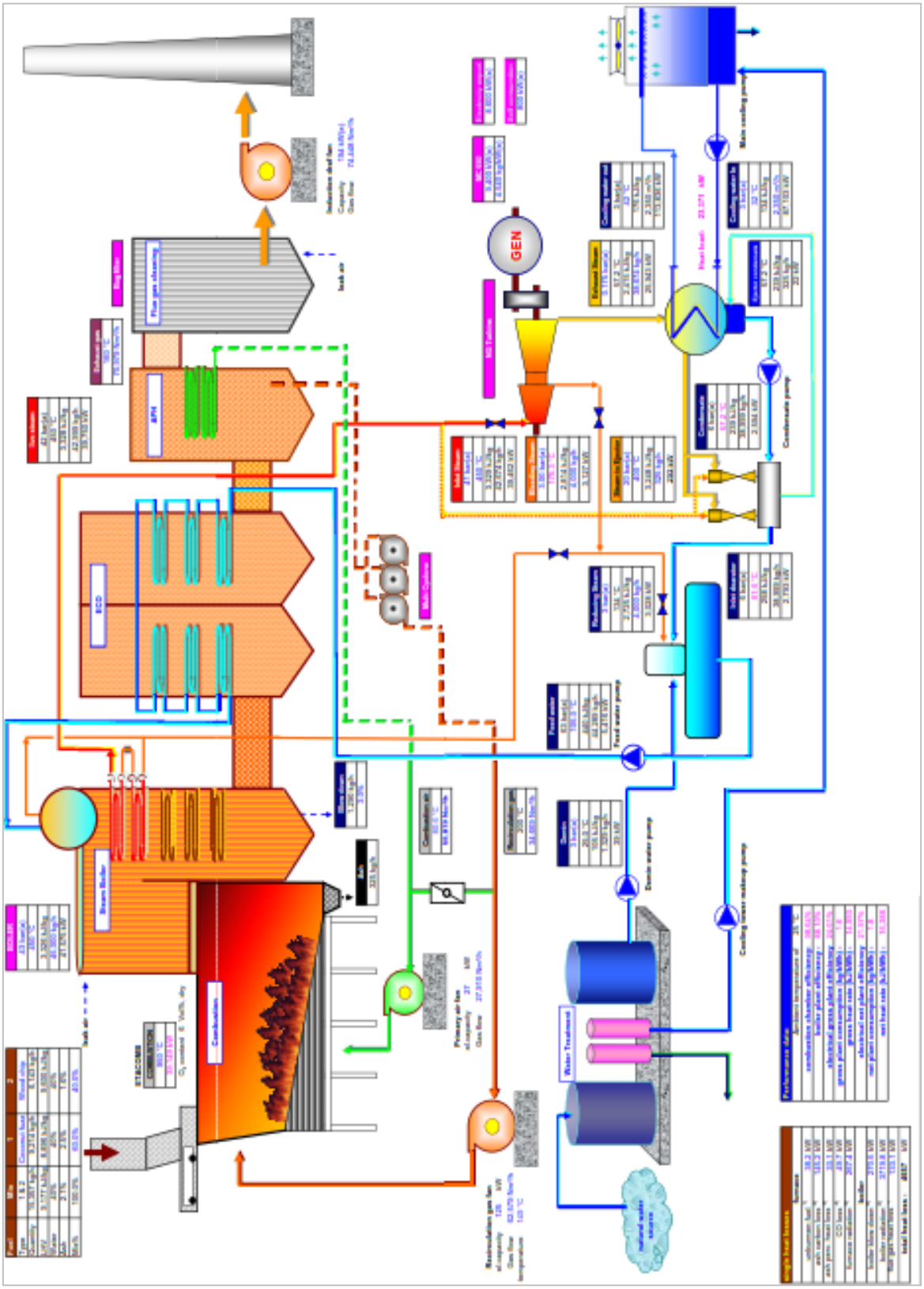
รูปที่ 2.12 ระบบผลิตพลังงานร่วมที่ใช้เครื่องกังหันไอน้ำแบบควบแน่นแยก

2.3 ตัวอย่างระบบผลิตไฟฟ้าในโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก

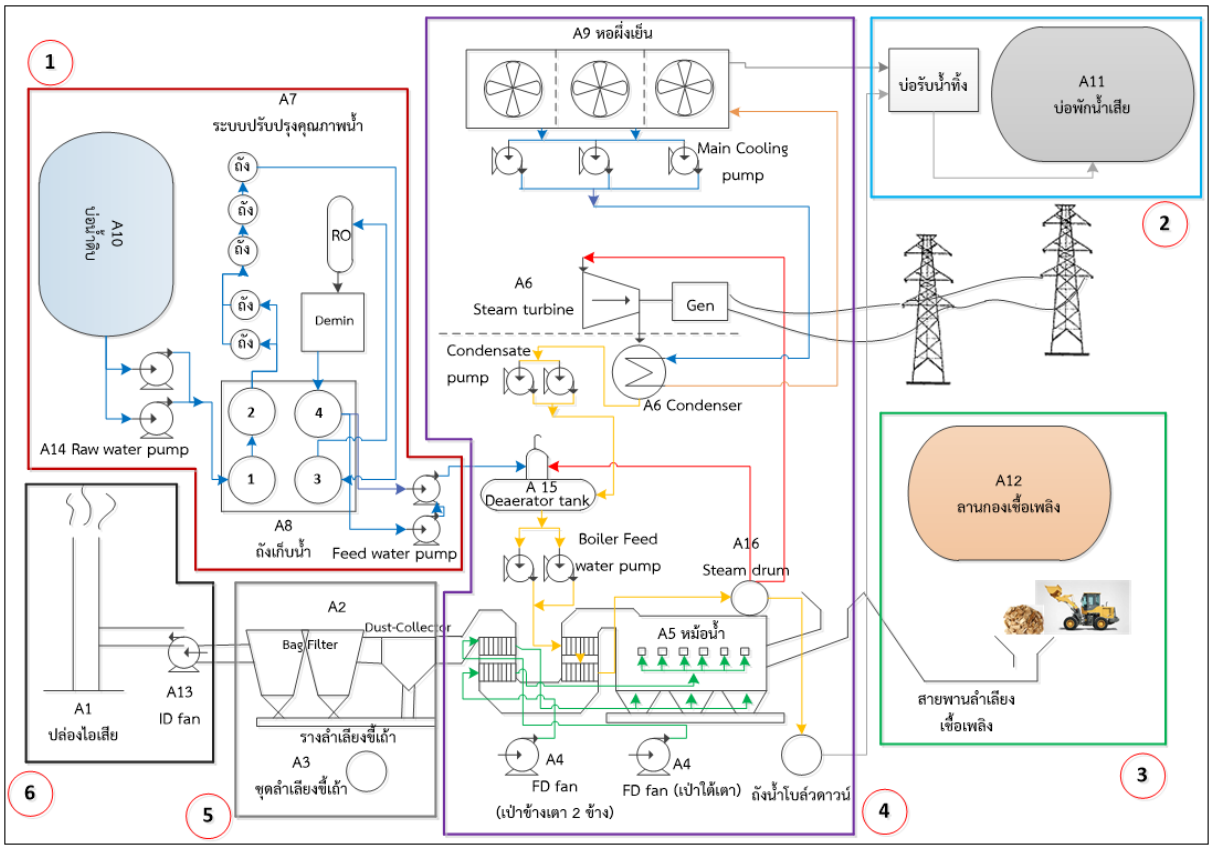
ระบบการผลิตไฟฟ้าของโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (Very Small Power Producer: VSPP) ประกอบไปด้วย 6 ระบบหลักๆ ดังแสดงในรูปที่ 2.13 คือ

1) ระบบปรับปรุงคุณภาพน้ำ
2) ระบบบำบัดน้ำเสีย
3) ระบบลำเลียงเชื้อเพลิง
4) ระบบไอน้ำ
5) ระบบดักจับขี้เถ้าลอยและลำเลียงขี้เถ้า
6) ระบบระบายก๊าซไอเสีย

ไดอะแกรมระบบต่างๆในโรงไฟฟ้า ดังแสดงในรูปที่ 2.14



รูปที่ 2.13 แผนผังกระบวนการผลิตไฟฟ้า

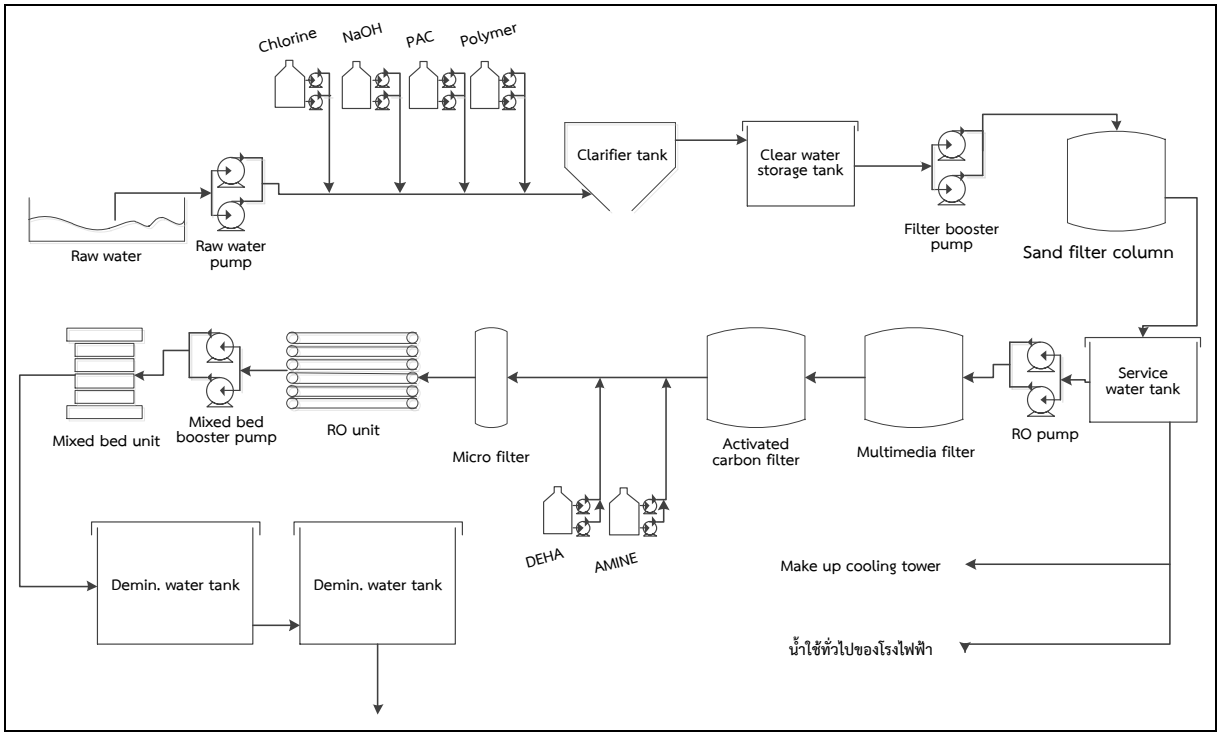


รูปที่ 2.14 ไดอะแกรมระบบต่างๆ ในโรงไฟฟ้า

2.3.1 ระบบปรับปรุงคุณภาพน้ำ

ตัวอย่าง ระบบการปรับปรุงคุณภาพน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 2.15 โดยใช้น้ำดิบ (Raw water) จากน้ำฝนและน้ำหลากตามฤดูกาล ไหลลงบ่อน้ำดิบที่ขุดขึ้นขนาดความจุประมาณ 170,000 m^3 หลังจากนั้น น้ำดิบถูกสูบด้วยปั๊มน้ำดิบ (Raw water pump) และถูกเติมสารเคมีได้แก่ คลอรีน (Cl), โซเดียมไฮดรอกไซด์ (NaOH), โพลอะลูมิเนียมคลอไรด์ (PAC) และพอลิเมอร์ (Polymer) ก่อนเข้าสู่ถังตกตะกอนขนาด 80 m^3/h (Clarifier tank) ผ่านถังตกตะกอนไปเข้าถังน้ำกรองใสขนาด 150 m^3 (Clear water storage tank) แล้วปั๊มเข้าสู่ระบบกรองผ่านชั้นทราย เพื่อกำจัดสิ่งเจือปนที่หลงเหลือจากกระบวนการตกตะกอน เรียกกระบวนการนี้ว่า Sand filter column มีขนาด 70 m^3/h หลังจากนั้นไหลลงเก็บไว้ในถังพักน้ำ (Treated water storage tank) ขนาด 500 m^3 น้ำจากถังพักถูกแบ่งมาใช้ 3 ส่วน ส่วนที่หนึ่งแบ่งมาใช้สำหรับเป็นน้ำเติมของหอผึ่งเย็น (Make up Cooling Tower) ส่วนที่สองนำไปใช้เป็นน้ำใช้ทั่วไปภายในโรงไฟฟ้า และส่วนสุดท้ายส่งไปเข้าระบบผลิตน้ำรีเวอร์สออสโมซิส (Reverse Osmosis) โดยระบบผลิตน้ำรีเวอร์สออสโมซิสเริ่มต้นจากน้ำเข้าระบบ Multimedia filter column (การกรองผ่านชั้นหิน และทราย) ขนาด 11.5 m^3/h ส่งต่อให้ระบบ Carbon filter column (การกรองผ่านชั้นถ่าน) ขนาด 11.5 m^3/h แล้วน้ำที่ได้จะถูกเติมด้วยสารเคมี 2 ชนิดคือ Antibiofouling และ Antiscale ผสมเข้าน้ำก่อนเข้าตัวกรองขนาด 5 micron (Micro filter) หลังจากนั้นจะปั๊มเข้าสู่ระบบรีเวอร์สออสโมซิส (Reverse osmosis membrane) ขนาด 8.0 m^3/h แล้วไหลเข้าถังพักน้ำ RO

(RO water storage tank) ขนาด 10 m^3/h จากนั้นปั๊มเข้าระบบ Mixed bed O_2 ได้เป็นน้ำปราศจากไอออน (Demineralized water) ประมาณ 8 m^3/h เก็บในถังน้ำ Demin ขนาด 250 m^3 สำหรับใช้เป็นน้ำป้อนหม้อน้ำ (Boiler feed water) โดยตัวอย่างอุปกรณ์ในระบบปรับปรุงคุณภาพ ดังแสดงในรูปที่ 2.16–2.31



รูปที่ 2.15 แผนผังระบบปรับปรุงคุณภาพน้ำ



รูปที่ 2.16 บ่อน้ำดิบของโรงไฟฟ้า



รูปที่ 2.17 ปั๊มน้ำดิบ (Raw water pump)



รูปที่ 2.18 ระบบเติมสารเคมีก่อนเข้าถังตกตะกอน



รูปที่ 2.19 ถังตกตะกอน (Clarifier tank)



รูปที่ 2.20 ถังพักน้ำกรองใส (Clear water storage tank)



รูปที่ 2.21 ถังกรองทราย (Sand filter column)



รูปที่ 2.22 ถังพักน้ำ Soft (Service water storage tank)



รูปที่ 2.23 ถังกรองผ่านชั้นหิน และทราย (Multimedia filter column)



รูปที่ 2.24 ถังกรองผ่านถ่าน (Carbon filter column)



รูปที่ 2.25 ระบบเติมสารเคมีก่อนเข้าชุดไส้กรองขนาด 5 Micron



รูปที่ 2.26 ไส้กรองขนาด 5 Micron (Micro filter column)



รูปที่ 2.27 ระบบรีเวอร์สออสโมซิส RO (Reverse osmosis membrane)



รูปที่ 2.28 ถังพักน้ำ RO (RO water storage tank)



รูปที่ 2.29 ระบบผลิตน้ำปราศจากอิออน (Demineralized water)



รูปที่ 2.30 ถังพักน้ำปราศจากไอออนใช้ป้อนหม้อน้ำ (Demineralized water)



รูปที่ 2.31 ระบบเติมสารเคมีก่อนเข้าถังดีแอร์เรเตอร์ (Deaerator tank) และชุดเติมสารเคมีเข้าดรัมบนของหม้อน้ำ (Boiler Drum)

นอกจากนี้ โรงไฟฟ้าได้เก็บตัวอย่างคุณภาพน้ำในส่วนต่างๆ มาวิเคราะห์ ด้วยเครื่องมือวิเคราะห์น้ำ ดังแสดงในรูปที่ 2.32-2.35 โดยมีเกณฑ์ในการควบคุมคุณภาพน้ำ ดังแสดงในตารางที่ 2.1 และ 2.2



รูปที่ 2.32 เครื่องวัดความขุ่น (Turbidity Lutron TU-2016)



รูปที่ 2.33 เครื่องวัดค่าสีน้ำ (Spectrophotometer HACH DR2700)



รูปที่ 2.34 เครื่องวัดออกซิเจนที่ละลายในน้ำ (DO) pH และ TDS
(Dissolved Oxygen MeterDO-pH-TDS-Conductivity Extech DO700)



รูปที่ 2.35 เครื่องวัดความเป็นกรด-ด่าง และวัดค่า Conductivity
(HqD field case HACH HQ40d)

ตารางที่ 2.1 เกณฑ์การควบคุมคุณภาพน้ำของโรงไฟฟ้า

ตัวแปร	หน่วย	น้ำดิบ	น้ำเซอร์วิส	น้ำหล่อเย็น
pH	-	6.8-8.0	6.0-8.0	7.8-8.8
Conductivity	µs/cm	N/A	N/A	<15,000
Turbidity	NTU	<5	<2	N/A
Total hardness	ppm	N/A	N/A	<400
Calcium hardness	ppm	N/A	N/A	<350
Total Iron	ppm	N/A	N/A	<3
Chlorine	ppm	N/A	N/A	N/A
Silica	ppm	N/A	N/A	<150
Ortho phosphate	ppm	N/A	N/A	10-20
Organic phosphate	ppm	N/A	N/A	2.0-5.0
Sulfate	ppm	N/A	N/A	<5,000

ตารางที่ 2.2 เกณฑ์การควบคุมคุณภาพน้ำของหม้อน้ำ

ตัวแปร	pH	Conductivity (µs/cm)	Silica (ppm)	Ortho-Phosphoric (ppm)	Total Iron (ppm)
น้ำปราศจากไอออน	6.0-8.0	<2.00	<0.02	-	<0.1
น้ำที่ถังดีแอร์เรเตอร์	8.0-9.0	≤10	<0.02	-	<0.1
น้ำที่สตีมดรัม	9.6-10.5	<500	<5	3-8	<1
น้ำจากโบล์วดาวน์แบบต่อเนื่อง	9.6-10.5	<500	<5	3-8	<1
น้ำจากเมนสตีม	8.0-9.0	<10	<0.02	-	-
น้ำคอนเดนเสท	8.0-9.0	<10	<0.02	-	<0.1

2.3.2 ระบบบำบัดน้ำเสีย

โรงไฟฟ้าชีวมวลมีน้ำเสียจากกระบวนการผลิตไฟฟ้า ประกอบด้วยน้ำเสียจากการระบายน้ำของหอผึ่งเย็น (Cooling Tower) และน้ำเสียจากการระบายน้ำในหม้อน้ำ (Blowdown) ถูกระบายมารวมกันที่บ่อผึ่งน้ำเสียขนาดความจุ 3,300 m^3 ดังแสดงในรูปที่ 2.36 น้ำบางส่วนถูกปล่อยให้ระเหยไป บางส่วนส่งกลับไปยังบ่อน้ำดิบและใช้รดน้ำต้นไม้



รูปที่ 2.36 บ่อบำบัดน้ำเสีย

2.3.3 ระบบลำเลียงเชื้อเพลิง

ตัวอย่าง โรงไฟฟ้าชีวมวลใช้ไม้ยางพาราสับ และใยปาล์มเป็นเชื้อเพลิงในการผลิตไฟฟ้า เฉลี่ยวันละ 18.64 ตัน/ชั่วโมง โดยทางโรงงานได้จัดเก็บเชื้อเพลิงไม้ยางพาราสับ แยกออกจากกองใยปาล์ม และนำเชื้อเพลิงขนใส่รถบรรทุกเพื่อชั่งน้ำหนักเชื้อเพลิงตามอัตราส่วนการผสมเชื้อเพลิง แล้วเทกองรวมกัน จากนั้นให้รถแม็คโครคลุกเคล้าเชื้อเพลิงให้เข้ากัน แล้วรถตักจะดันเชื้อเพลิงเข้าบล็อกถาดลำเลียงเชื้อเพลิง ถาดลำเลียงเชื้อเพลิงจะดึงเชื้อเพลิงลงรางสกรู (Moving for fuel) การลำเลียงเชื้อเพลิงใช้ระบบสะพานยางลำเลียงเชื้อเพลิงจากโกดังเก็บเชื้อเพลิงลงสะพานโซ่ลำเลียงเชื้อเพลิงหน้าหม้อน้ำ จากนั้นจะควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงลงซองเชื้อเพลิงโดยใช้บานประตูชักเพิ่ม-ลดเชื้อเพลิง สั่งงานด้วยระบบนิวเมติกส์ เข้าชุดป้อนเชื้อเพลิงแบบ Pusher 3 ชุดป้อน และเป่ากระจายเชื้อเพลิงเข้าห้องเผาไหม้ ดังแสดงในรูปที่ 2.37-2.46



รูปที่ 2.37 กองเชื้อเพลิงไม้ยางพาราสับ



รูปที่ 2.38 กองเชื้อเพลิงใยปาล์ม



รูปที่ 2.39 เชื้อเพลิงที่คลุกเคล้ากันแล้ว



รูปที่ 2.40 บล็อกให้รถตักดันเชื้อเพลิงเข้าถาดลำเลียง (Moving for fuel)



รูปที่ 2.41 ถาดลำเลียงเชื้อเพลิง (Moving for fuel)



รูปที่ 2.42 สะพานยางลำเลียงเชื้อเพลิงขึ้นหน้าหม้อน้ำ



รูปที่ 2.43 สะพานโซ่ลำเลียงเชื้อเพลิงหน้าหม้อน้ำก่อนป้อนลงซองเชื้อเพลิง



รูปที่ 2.44 บานประตูชักเพิ่ม-ลดเชื้อเพลิงใต้สะพานลำเลียงเชื้อเพลิงหน้าหม้อน้ำ สั่งงานด้วยระบบนิวเมติกส์



รูปที่ 2.45 ซองเชื้อเพลิง (Silo) ก่อนเข้าชุดป้อนเชื้อเพลิงเข้าหม้อน้ำ



รูปที่ 2.46 ชุดป้อนเชื้อเพลิงเข้าหม้อน้ำแบบ Pusher 3 ชุดป้อน

นอกจากนี้ โรงไฟฟ้าได้เก็บตัวอย่างเชื้อเพลิงมาวิเคราะห์หาความชื้นในเชื้อเพลิง ด้วยเครื่องมือวิเคราะห์ความชื้นในเชื้อเพลิง ดังแสดงในรูปที่ 2.47-2.49



รูปที่ 2.47 เครื่องมือวัดความชื้นเชื้อเพลิงแบบพกพา (Moisture Meter)



รูปที่ 2.48 ตู้อบลมร้อน ใช้ไล่ความชื้นเชื้อเพลิง เพื่อหาน้ำหนักก่อน และน้ำหนักหลังการอบ มาคำนวณหาความชื้นเชื้อเพลิงแบบ Moisture balance



รูปที่ 2.49 เครื่องชั่งน้ำหนักแบบดิจิตอล ใช้ชั่งน้ำหนักเชื้อเพลิง

2.3.4 ระบบไอน้ำ

ระบบไอน้ำของโรงไฟฟ้าชีวมวล ประกอบไปด้วย 4 ส่วนหลักๆ ได้แก่

1) ส่วนผลิตไอน้ำ คือ หม้อน้ำ

2) ส่วนท่อส่งจ่ายไอน้ำ

3) ส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ คือ กังหันไอน้ำ

4) ส่วนนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ คือ คอนเดนเซอร์ และส่วนที่เกี่ยวข้อง คือ หอผึ่งเย็น

2.3.4.1 ส่วนผลิตไอน้ำ: หม้อน้ำ

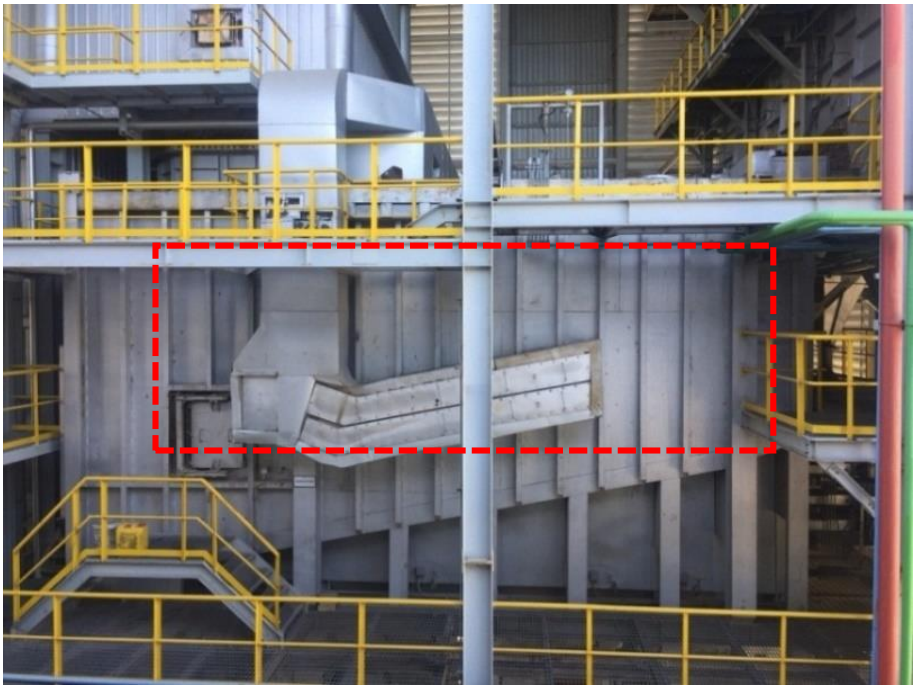
โรงไฟฟ้าชีวมวลมีหม้อน้ำที่ใช้ในการผลิตไอน้ำสำหรับผลิตกระแสไฟฟ้าจำนวน 1 เครื่อง เป็นหม้อน้ำชนิดท่อน้ำ (water tube boiler) ดังแสดงในรูปที่ 2.50-2.52 โดยข้อมูลพื้นฐานของหม้อน้ำ ดังแสดงในตารางที่ 2.3



รูปที่ 2.50 หม้อน้ำชนิดท่อน้ำ (water tube boiler)



รูปที่ 2.51 หม้อน้ำตะกรับเตาแบบเคลื่อนที่ไป-มา (Reciprocating grate)



รูปที่ 2.52 หม้อน้ำตะกรับเตาแบบเคลื่อนที่ไป-มา (Reciprocating grate) (ต่อ)

ตารางที่ 2.3 ข้อมูลพื้นฐานของหม้อน้ำ

หมายเลขหม้อน้ำ	1
ชื่อผู้ผลิตหม้อน้ำ	Eckrohrkessel
ปีที่ติดตั้ง (พ.ศ.)	2552
พิกัดกำลังผลิตไอน้ำ	45.0 ton/h
พิกัดความดันไอน้ำ	45.0 bar,g
พิกัดอุณหภูมิไอน้ำ	450.0 °C
กำลังผลิตไอน้ำใช้งาน	44.39 ton/h
ความดันไอน้ำใช้งาน	40.57 bar,g
อุณหภูมิไอน้ำใช้งาน	461.63 °C
ประเภทตะกรับ	ตะกรับเคลื่อนที่ไปมา (Reciprocating grate)
ชนิดเชื้อเพลิง	ไม้ยางพาราสับ และใยปาล์ม

ส่วนอุปกรณ์ควบหม้อน้ำได้แก่ พัดลมเป่าอากาศ (Forced-draft fan) ทำหน้าดูดอากาศผ่านอุปกรณ์อุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ (Air Preheater) และอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำ (Economizer) และจุดเด่นอีกอย่างหนึ่งคือ การนำก๊าซไอเสียกลับมาห้องเผาไหม้อีกครั้งในฐานะของลมทุติยภูมิ (Secondary air) ในโซนที่ 3 และในฐานะของลมปฐมภูมิ (Primary air) ในโซนที่ 4 ดังแสดงในรูปที่ 2.53-2.56 และระบบควบคุมน้ำป้อนหม้อน้ำ ได้แก่ เครื่องอุ่นน้ำป้อน (Deaerator) ทำหน้าที่สองส่วนคือ

1. อุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำให้อุณหภูมิสูงขึ้นก่อนเข้าหม้อน้ำ โดยอาศัยไอน้ำบางส่วนจากกังหันไอน้ำ (Bleed steam)

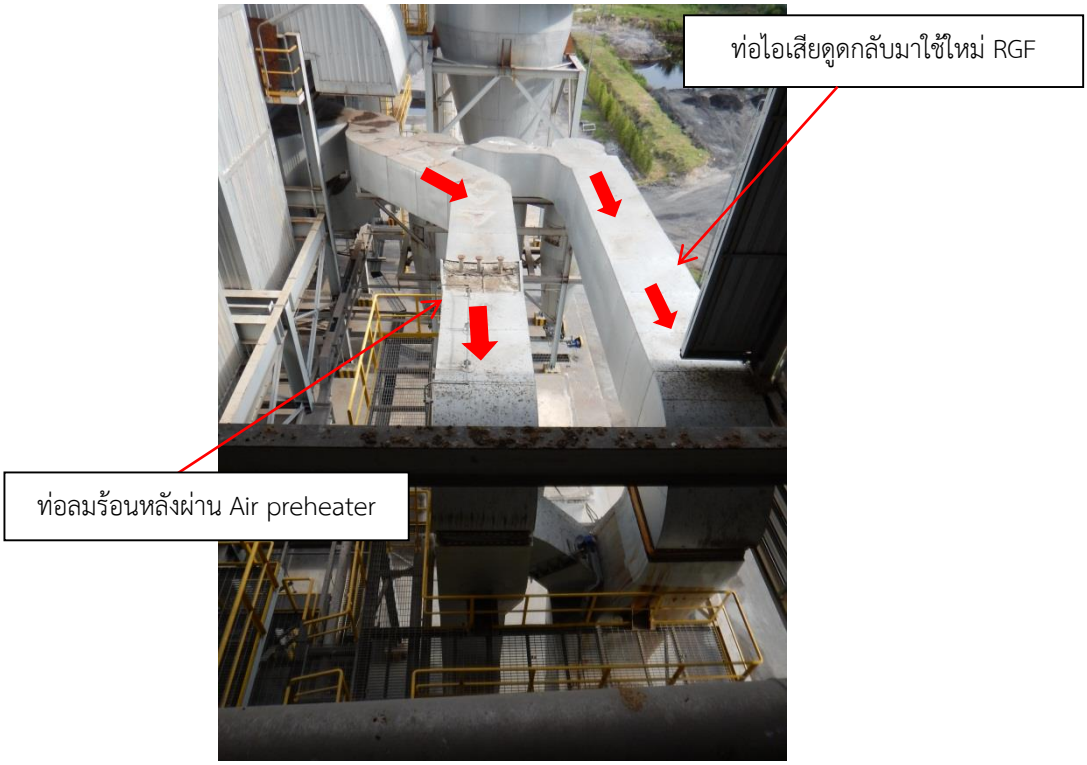
2. กำจัดฟองอากาศและก๊าซ O_2, H_2 และ CO_2 เพื่อให้คุณภาพน้ำป้อนหม้อน้ำดีขึ้น อีกทั้งยังช่วยป้องกันการกัดกร่อนที่เกิดจากออกไซด์คาร์บอเนต และส่วนควบคุมระดับน้ำภายในหม้อน้ำคือ ปั๊มน้ำป้อนหม้อน้ำ (Feedwater Boiler) ในการรักษาระดับน้ำภายในหม้อน้ำ



รูปที่ 2.53 ชุดอุ่นอากาศร้อน (Air preheater)



รูปที่ 2.54 พัดลมเป่า (Forced draft fan) ภาพซ้าย Primary air fan
และพัดลมดูดไอเสียกลับมาเป่าห้องเผาไหม้ (RGF) ภาพขวา Recirculation gas fan



รูปที่ 2.55 ท่อลมร้อนหลังผ่าน Air preheater ด้านซ้าย และท่อดูดไอเสียกลับมาใช้เผาไหม้ซ้ำ RGF (Recirculation gas fan)



รูปที่ 2.56 พัดลมดูด (Inducted Draft Fan)



รูปที่ 2.57 ถังดีแอร์เรเตอร์ (Deaerator)



รูปที่ 2.58 ปั๊มน้ำป้อนหม้อน้ำ (Feed water boiler)



รูปที่ 2.59 ชุดอุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำ (Economizer)

2.3.4.2 ส่วนท่อส่งจ่ายไอน้ำ

ไอน้ำที่ผลิตได้จากหม้อน้ำจะถูกส่งไปยังอุปกรณ์ใช้ไอน้ำผ่านทางท่อส่งจ่ายไอน้ำ โดยระหว่างทางจะมีการเปลี่ยนสถานะของไอน้ำจากไอน้ำกลายน้ำคอนเดนเสทและถูกดักจับไว้ด้วยกับดักไอน้ำ (Steam trap) ดังนั้น ในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำจะประกอบไปด้วย 2 ส่วนคือ 1) ท่อส่งจ่ายไอน้ำ และ 2) กับดักไอน้ำ

1) ท่อส่งจ่ายไอน้ำ

โรงไฟฟ้าชีวมวลใช้ใยแก้วเป็นฉนวนกันความร้อนสำหรับท่อส่งจ่ายไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 2.60



รูปที่ 2.60 ท่อส่งจ่ายไอน้ำ

2) กับดักไอน้ำ (Steam trap)

ภายในโรงไฟฟ้าชีวมวลมีการใช้งานกับดักไอน้ำ ร่วมกับระบบส่งจ่ายไอน้ำ ถังพักไอน้ำ และอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ เพื่อระบายน้ำคอนเดนเสทที่เกิดขึ้น โดยมีจำนวนกับดักไอน้ำทั้งหมด 6 ตัว ดังแสดงในตารางที่ 2.4 ตัวอย่างการติดตั้งกับดักไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 2.61

ตารางที่ 2.4 ข้อมูลการสำรวจกับดักไอน้ำ

ตำแหน่ง	ชนิด	ความดัน (Bar,g)	ขนาดท่อ (inch)	จำนวน (ตัว)
Steam trap Superheat 1	เทอร์โมไดนามิกส์	45.0	1.0	1
Steam trap Superheat 2	เทอร์โมไดนามิกส์	45.0	1.0	1
Steam trap Mian steam pipe	เทอร์โมไดนามิกส์	45.0	1.0	1
Steam trap Steam before turbine	เทอร์โมไดนามิกส์	45.0	1.0	1
Steam trap Steam before deaerator	เทอร์โมไดนามิกส์	10.0	1.0	1
Steam trap Steam before deaerator	เทอร์โมไดนามิกส์	3.0	1.0	1
	รวมทั้งหมด			6



รูปที่ 2.61 กับดักไอน้ำ

2.3.4.3 ส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ: กังหันไอน้ำ

อุปกรณ์ใช้ไอน้ำภายในโรงไฟฟ้าชีวมวลคือ กังหันไอน้ำ (Steam turbine) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ไอน้ำโดยตรง (Direct steam) แปลงพลังงานจากพลังงานความร้อนในไอน้ำที่มีความดันและอุณหภูมิสูงเป็นงานกล โดยอาศัยหลักการทางกลศาสตร์ สำหรับตัวอย่างโรงไฟฟ้าชีวมวลใช้กังหันไอน้ำชนิด Extraction-Condensing turbine ดังแสดงในรูปที่ 2.62 พลังงานทางกลที่ได้จากกังหันไอน้ำจะถูกนำไปใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าด้วยเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) โดยข้อมูลพื้นฐานของกังหันไอน้ำ ดังแสดงในตารางที่ 2.5

ตารางที่ 2.5 ข้อมูลพื้นฐานของกังหันไอน้ำตามค่าออกแบบ

ชื่อผู้ผลิตกังหันไอน้ำ	NG (Jebsen & Jessen)
รุ่น	4.1.4475
ประเภทกังหันไอน้ำ	Extraction condensing turbine
กำลังผลิตไฟฟ้าสูงสุด	9.4 MW
อุณหภูมิไอน้ำขาเข้าสูงสุด	450.0 °C
ความดันไอน้ำขาเข้าสูงสุด	41.0 bar abs
ความดันไอน้ำขาออก 1st	3.17 bar abs
ความดันไอน้ำขาออกสุดท้าย	0.175 bar abs
ความเร็วรอบ	8,500 rpm



รูปที่ 2.62 กังหันไอน้ำ

2.3.4.4 ส่วนการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่: เครื่องควบแน่น

ส่วนนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ในโรงไฟฟ้าชีวมวลคือ เครื่องควบแน่น (Condenser) หน้าที่หลักคือ ทำให้ไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำกลายเป็นน้ำที่สามารถสูบกลับไปยังหม้อน้ำได้ และรักษาระดับสุญญากาศบริเวณไอน้ำขาออกจากกังหันไอน้ำ (Exhaust steam) ซึ่งมีผลทำให้งานที่ออกจากกังหันไอน้ำและประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำเพิ่มขึ้น รวมทั้งลดความเค้นในช่วงหลังๆ ของกังหันไอน้ำ สำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลนี้ ใช้เครื่องควบแน่นประเภท Surface condenser (Shell and Tube) ดังแสดงในรูปที่ 2.63 โดยข้อมูลพื้นฐานของเครื่องควบแน่น ดังแสดงในตารางที่ 2.6



รูปที่ 2.63 เครื่องควบแน่น

ตารางที่ 2.6 ข้อมูลพื้นฐานของเครื่องควบแน่นตามค่าออกแบบ

ชื่อผู้ผลิตเครื่องควบแน่น	Mazda limited
ปริมาณไอน้ำจากเทอร์ไบน์	40.8 Ton/h
ความดันไอน้ำจากเทอร์ไบน์	0.175 bar abs
อุณหภูมิไอน้ำจากเทอร์ไบน์	57.23 °C
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	439.0 m^2
อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น	2,160 m^3/h
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาเข้า	32 °C
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาออก	42 °C
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	1,538 ท่อ
จำนวนกลับ	1
Cleanliness factor	0.85

2.3.4.5 หอผึ่งเย็น (Cooling tower)

หอผึ่งเย็น เป็นอุปกรณ์ระบายความร้อนจากเครื่องควบแน่นไปสู่บรรยากาศ โดยที่ความสามารถในการระบายความร้อนของหอผึ่งเย็นจะขึ้นอยู่กับ อัตราการของน้ำหล่อเย็น และผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าและออกจากหอผึ่งเย็น สำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลนี้ ใช้หอผึ่งเย็นที่มีลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำและอากาศแบบไหลสวนกัน (Counter flow) ดังแสดงในรูปที่ 2.64 โดยข้อมูลพื้นฐานของหอผึ่งเย็น ดังแสดงในตารางที่ 2.7



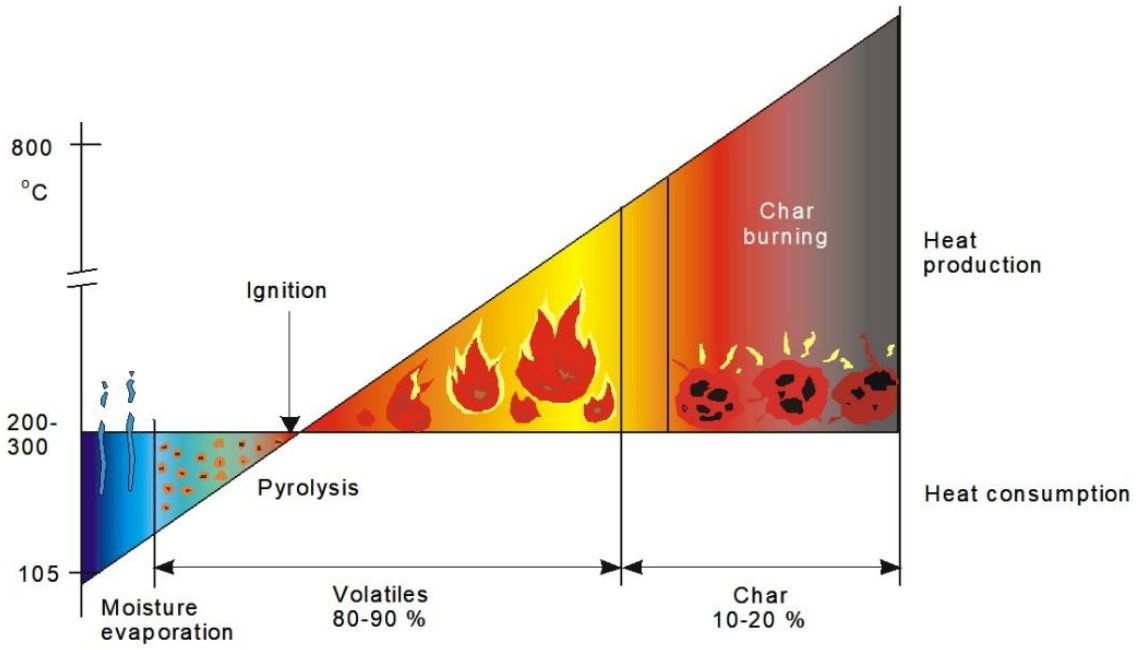
รูปที่ 2.64 หอผึ่งเย็น (Cooling Tower)

ตารางที่ 2.7 ข้อมูลหอผึ่งเย็น

ชื่อผู้ผลิตหอผึ่งเย็น	Innovek cooling tower
อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น	2,580.0 m^3/h
จำนวน	3 Cell
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาเข้า	32.0 °C
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาออก	42.0 °C
อุณหภูมิออกแบบ	29.0 °C

2.3.5 ระบบดักจับขี้เถ้าลอยและลำเลียงขี้เถ้า

สำหรับโรงไฟฟ้าที่ใช้เชื้อเพลิงแข็งในการเผาไหม้ ดังแสดงในรูปที่ 2.65 ลักษณะการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลจะเหลือขี้เถ้า (Ash) ซึ่งมี 2 รูปแบบด้วยกันคือขี้เถ้าลอย (Fly ash) และขี้เถ้าหนัก (Bottom ash) โรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมากจะใช้เชื้อเพลิงชีวมวลในการเผาไหม้ในปริมาณที่มากต่อวัน ประมาณ 500 ตัน/วัน ส่งผลให้เกิดทั้งขี้เถ้าลอยและขี้เถ้าหนักในปริมาณที่มากไปด้วย โดยขี้เถ้าหนักจะตกไปในรางน้ำเพื่อลดอุณหภูมิก่อนถูกลำเลียงไปยังกองเก็บขี้เถ้าหนัก ดังแสดงในรูปที่ 2.66 ส่วนขี้เถ้าลอยสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลใช้ชุดดักฝุ่นผ่านระบบไซโคลน (Dust-Collector) และต่อด้วยระบบ Bag filter ทำงานโดยอาศัยหลักกลไกการกรอง (Filtration) อากาศที่มีสารปนเปื้อนไหลผ่านเข้าผ้ากรองหรือถุงกรอง ในการดักจับขี้เถ้าลอย ทำให้เย็นด้วยน้ำก่อนลำเลียงไปเก็บรวมกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.67-2.70



รูปที่ 2.65 การเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวล



รูปที่ 2.66 ระบบลำเลียงขี้เถ้าหนัก (Bottom ash)



รูปที่ 2.67 ชุดดักขี้เถ้าไอเสียระบบไซโคลน (Dust-Collector) ก่อนดูดกลับไปเป่าในห้องเผาไหม้(RFG)



รูปที่ 2.68 ชุดดักขี้เถ้าไอเสียระบบไซโคลน (Dust-Collector) ก่อนเข้า Bag filter



รูปที่ 2.69 ชุดดักขี้เถ้าไอเสียระบบ Bag filter ก่อนปล่อยออกปล่อง



รูปที่ 2.70 ระบบลำเลียงขี้เถ้าลอย (Fly ash)

2.3.6 ระบบระบายก๊าซไอเสีย

สำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลที่มีการเผาไหม้เกิดก๊าซไอเสียจากการเผาไหม้ จำเป็นต้องมีระบบระบายก๊าซไอเสียโดยการติดตั้งพัดลมดูดก๊าซไอเสีย (Induced draft fan) สำหรับดูดก๊าซไอเสียจากห้องเผาไหม้ผ่านระบบบำบัดไอเสียเพื่อระบายออกปล่องไอเสีย ดังแสดงในรูปที่ 2.71-2.72 และยังช่วยควบคุมความดันในห้องเผาไหม้ให้เป็นสุญญากาศ เพื่อป้องกันการเบ่งตัวของห้องเผาไหม้อีกด้วย



รูปที่ 2.71 พัดลมดูดก๊าซไอเสีย (Induced draft fan)



รูปที่ 2.72 ระบบปล่องระบายก๊าซไอเสีย

บทที่ 3

เทคโนโลยีการเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็งและการควบคุมมลภาวะ

3.1 เชื้อเพลิงชีวมวล

เชื้อเพลิง หมายถึง สารที่มีส่วนประกอบของคาร์บอน และ ไฮโดรเจนเป็นส่วนใหญ่ ในบางครั้งอาจมีกำมะถันปนอยู่บ้าง เมื่อเชื้อเพลิงทำปฏิกิริยากับออกซิเจนจนเกิดการเผาไหม้จะให้พลังงานความร้อนออกมาทำให้อุณหภูมิโดยรอบสูงขึ้น

เชื้อเพลิงชีวมวล หมายถึง วัสดุเหลือทิ้งทางการเกษตรหรือพืชพลังงานที่ปลูกขึ้นมา เพื่อนำไปใช้เป็นเชื้อเพลิง ซึ่งประเทศไทยมีเชื้อเพลิงชีวมวลเกือบทั้งหมดเป็นวัสดุเหลือทิ้งทางการเกษตร เช่น แกลบ ชานอ้อย ใยปาล์ม ทะลายปาล์ม เหง้ามันสำปะหลัง หรือ ซังข้าวโพดในปริมาณมาก เนื่องจากพืชเศรษฐกิจของไทยหลายชนิดเช่น ข้าว อ้อย ปาล์มน้ำมัน ข้าวโพด และมันสำปะหลัง ในอดีตวัสดุเหลือทิ้งทางการเกษตรเหล่านี้นิยมนำไปผลิตปุ๋ยหรือนำไปแปรรูปเพื่อเพิ่มมูลค่า แต่มีปริมาณไม่น้อยที่ถูกกำจัดโดยการเผาทำลายทิ้ง ในปัจจุบันได้มีความตระหนักว่าวัสดุเหลือทิ้งทางการเกษตรเหล่านี้มีศักยภาพที่จะเป็นเชื้อเพลิงชีวมวล สำหรับการผลิตไฟฟ้าได้ ทำให้มูลค่าของวัสดุในฐานะเชื้อเพลิงชีวมวลมีค่าสูงกว่าการนำไปใช้ประโยชน์ด้านอื่น

เชื้อเพลิงชีวมวลมีข้อดีเมื่อเทียบกับถ่านหินคือ ราคาถูกและมีกำมะถันน้อย สมบัติที่สำคัญของเชื้อเพลิงชีวมวลคือ ค่าความร้อนซึ่งต่ำกว่าถ่านหินมาก สาเหตุหนึ่งที่ทำให้เชื้อเพลิงชีวมวลมีค่าความร้อนต่ำคือความชื้นในเชื้อเพลิงชีวมวล ซึ่งในบางครั้งอาจมีค่าสูงกว่า 50% ดังแสดงในตารางที่ 3.1 เปรียบเทียบคุณสมบัติของ เชื้อเพลิงชีวมวลที่สำคัญในประเทศไทย (ข้อมูลจากมูลนิธิพลังงานเพื่อสิ่งแวดล้อม)

เนื่องจากเชื้อเพลิงชีวมวลมีค่าความร้อนต่ำจึงจำเป็นต้องใช้เชื้อเพลิงชีวมวลปริมาณมาก เพื่อผลิตไฟฟ้า ความยุ่งยากในการรวบรวมวัสดุเหลือทิ้งทางการเกษตรเป็นข้อจำกัดประการหนึ่งของการใช้เชื้อเพลิงชีวมวลสำหรับการผลิตไฟฟ้า นี้เป็นเหตุผลสำคัญที่โรงไฟฟ้าชีวมวลมักมีขนาดเล็กและตั้งอยู่ใกล้โรงงานแปรรูปผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร เช่น โรงไฟฟ้าที่ใช้แกลบเป็นเชื้อเพลิงมักอยู่ภายในโรงสีข้าว หรือ โรงไฟฟ้าที่ใช้กากอ้อยเป็นเชื้อเพลิง มักอยู่ภายในโรงงานผลิตน้ำตาลทราย หรือ โรงไฟฟ้าที่ใช้ใยปาล์มและทะลายปาล์ม มักอยู่ภายในโรงงานสกัดน้ำมันปาล์มดิบ เป็นต้น

ตารางที่ 3.1 คุณสมบัติของเชื้อเพลิงชีวมวลที่สำคัญ

	ความชื้น (%)	เถ้า (%)	สารระเหย (%)	คาร์บอน (%)	ค่าความร้อน (kJ/kg)
แกลบ	12.00	12.65	56.46	18.88	14,755
ฟางข้าว	10.00	10.39	60.70	18.90	13,650
ชานอ้อย	50.73	1.43	41.98	5.86	9,243
ซังข้าวโพด	40.00	0.90	45.42	13.68	11,298
เหง้ามันสำปะหลัง	59.40	1.50	31.00	8.10	7,451

ชีวมวล (Biomass) หมายถึง สิ่งที่ได้จากสิ่งมีชีวิต หรือ สารอินทรีย์ (Organic) ซึ่งรวมถึงวัสดุเหลือใช้จากโรงงานอุตสาหกรรมเกษตร เช่น ใยปาล์ม (Pam fiber) ทะลายปาล์ม (Empty fruit bunch) กากอ้อย (Bagasse) แกลบ (Rice husk) หรือ ไม้สับ (Wood chip) เป็นต้น (ตัวอย่างของชีวมวลที่ได้จากอุตสาหกรรมเกษตรดังแสดงในรูปที่ 3.1 โดยเฉพาะอย่างยิ่งชีวมวลจากวัสดุเหลือใช้จากโรงงานอุตสาหกรรมเกษตรสามารถนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงสำหรับใช้ในหม้อน้ำสำหรับการผลิตไฟฟ้าได้เป็นอย่างดี เนื่องจากเชื้อเพลิงชีวมวลมีราคาถูกช่วยให้ลดต้นทุนเชื้อเพลิงได้ หรือเชื้อเพลิงชีวมวลเป็นผลพลอยได้จากกระบวนการผลิต เช่น อุตสาหกรรมน้ำตาล อุตสาหกรรมสกัดน้ำมันปาล์มดิบ หรือ อุตสาหกรรมแป้งมัน เป็นต้น จึงช่วยประหยัดต้นทุนให้กับโรงไฟฟ้า นอกจากนี้ เชื้อเพลิงชีวมวลยังเป็นเชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วให้มลพิษค่อนข้างต่ำ เนื่องจากชีวมวลมี 6 องค์ประกอบหลัก คือ คาร์บอน (Carbon) ไฮโดรเจน (Hydrogen) ออกซิเจน (Oxygen) ไนโตรเจน (Nitrogen) กำมะถัน (Sulfur) และ คลอรีน (Chlorine) โดยเฉพาะกำมะถันในเชื้อเพลิงชีวมวลมีปริมาณที่น้อย (ไม่ถึงร้อยละ 1 เมื่อเทียบกับน้ำหนักทั้งหมด) ทำให้มีการปลดปล่อย ก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO_2 (g)) ในปริมาณที่น้อยมากเมื่อเทียบกับการเผาไหม้ถ่านหิน หรือ น้ำมันเตา (กำมะถันในเชื้อเพลิงไม่ต่ำกว่าร้อยละ 1 เมื่อเทียบกับ น้ำหนักทั้งหมด) นอกจากนี้การเผาไหม้ชีวมวลยังช่วยลดการปลดปล่อยก๊าซเรือนกระจก ดังนั้นการใช้ชีวมวลเป็นเชื้อเพลิง นอกจากจะช่วยลดต้นทุนการนำเข้าของเชื้อเพลิง ยังเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมอีกด้วย



กากอ้อย



ใยปาล์ม

รูปที่ 3.1 ชีวมวลที่ได้จากภาคอุตสาหกรรมเกษตร



แกลบ



ไม้สับ



ชีวมวลอัดแท่ง



ทะลายปาล์ม

รูปที่ 3.1 ชีวมวลที่ได้จากภาคอุตสาหกรรมเกษตร (ต่อ)

3.1.1 องค์ประกอบของเชื้อเพลิงแข็ง

คุณสมบัติทางเคมีของเชื้อเพลิงแข็งจะหาได้จากการวิเคราะห์เชื้อเพลิงแบบประมาณ (Proximate analysis) และการวิเคราะห์เชื้อเพลิงแบบธาตุ (Ultimate analysis) การวิเคราะห์เชื้อเพลิงแบบประมาณ เป็นการหาปริมาณความชื้น (Moisture) ขี้เถ้า (Ash) และสารระเหย (Volatile matter) เพื่อคำนวณหาปริมาณคาร์บอนคงที่ (Fixed carbon) ซึ่งค่าเหล่านี้สามารถหาได้ค่อนข้างสะดวก จึงนิยมใช้เป็นวิธีตรวจสอบคุณสมบัติของเชื้อเพลิงแข็ง คุณสมบัติของเชื้อเพลิงชีวมวลแบบประมาณชนิดต่างๆ ดังแสดงในตารางที่ 3.1

การวิเคราะห์เชื้อเพลิงแบบธาตุ (Ultimate analysis) เป็นการวิเคราะห์หาปริมาณของธาตุองค์ประกอบของเชื้อเพลิงทั้งหมด เช่น คาร์บอน (Carbon, C) ออกซิเจน (Oxygen, O) ไฮโดรเจน (Hydrogen, H) ไนโตรเจน (Nitrogen, N) กำมะถัน (Sulfur, S) คลอรีน (Chlorine, Cl) เป็นต้น ที่เผาไหม้ได้ในเชื้อเพลิงแข็ง โดยแสดงค่าร้อยละของธาตุเหล่านี้แบบแห้ง (Dry basis) ตัวอย่างการวิเคราะห์เชื้อเพลิงแบบธาตุของไม้ยางพาราดังแสดงในตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 การวิเคราะห์ ultimate analysis ของไม้ยางพารา, Para wood chip (PWC)

พารามิเตอร์	ไม้ยางพาราสับ
1. Moisture (% as received)	36.74
2. Ash (% as dry basis)	4.43
3. Carbon (% as dry basis)	42.68
4. Hydrogen (% as dry basis)	5.58
5. Nitrogen (% as dry basis)	0.29
6. Sulfur (% as dry basis)	0.05
7. Chlorine (% as dry basis)	0.76
8. Oxygen by calculate (% as dry basis)	28.81
9. Potassium (K) (% as dry basis)	0.14
10. Sodium (Na) (% as dry basis)	0.04
11. Calcium (Ca) (% as dry basis)	0.18
12. HHV (kcal/g as dry basis)	3,950

3.1.2 ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (heating value)

ค่าความร้อน คือ ปริมาณความร้อนที่ผลิตได้ออกมาเมื่อเชื้อเพลิงปริมาณหนึ่งหน่วยที่อยู่ภายใต้สภาวะคงที่ค่าหนึ่ง (เช่น 101.3 kPa (1 บรรยากาศ) 25°C) เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์ กล่าวคือ ธาตุที่เผาไหม้ได้ในเชื้อเพลิง (C, H, S) ทั้งหมดถูกเปลี่ยนไปเป็นองค์ประกอบเคมีสุดท้ายที่เสถียร (CO_2, H_2O, SO_2) จนถึงเมื่อสารผลลัพธ์ที่เกิดขึ้นคายความร้อนกลับไปอยู่สภาวะเริ่มแรก ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงมี 2 แบบ คือ ค่าความร้อนสูงของเชื้อเพลิง และค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง

(1) ค่าความร้อนสูงของเชื้อเพลิง (Higher Heating Value (HHV), Gross Calorific Value (GCV)) คือ ปริมาณความร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่สามารถนำมาใช้งานได้สูงสุดจากการเผาไหม้นั้น องค์ประกอบของก๊าซเผาไหม้ทุกชนิดจะมีสถานะเป็นก๊าซ ยกเว้นไอน้ำ (H_2O (g)) กลายเป็นน้ำ (H_2O (l)) กล่าวคือไอน้ำที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้จะควบแน่นเป็นน้ำ และปลดปล่อยความร้อนแฝงของการควบแน่นออกมา สำหรับเชื้อเพลิงชีวมวลหรือเชื้อเพลิงแข็ง ค่าความร้อนสูงสามารถหาได้จากการทดสอบด้วยเครื่องบอมบ์แคลอริมิเตอร์ (Bomb calorimeter) หรือสามารถหาได้จากสูตรของดูลอง (Dulong's Formula) ซึ่งใช้สำหรับเชื้อเพลิงแข็งแห้ง (Dry Basis) และต้องทราบองค์ประกอบของเชื้อเพลิง สามารถคำนวณได้ ดังนี้

$$HHV = 33{,}700C + 144{,}200(H-O/8) + 9{,}300S \quad (kJ/kg)$$

แต่ถ้าเชื้อเพลิงมีทั้งความชื้นและเถ้า สมการของค่าความร้อนสูง จะเป็นดังนี้

$$HHV = (33{,}700C + 144{,}200(H-O/8) + 9{,}300S)*(1-M-A) \quad (kJ/kg_{ar}) \text{ หรือ}$$

$$HHV = (33{,}700C_{ar} + 144{,}200(H_{ar}-O_{ar}/8) + 9{,}300S_{ar}) \quad (kJ/kg_{ar})$$

โดยที่ C = เปอร์เซ็นต์คาร์บอนในเชื้อเพลิง (% Carbon, dry basis)

H = เปอร์เซ็นต์ไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง (% Hydrogen, dry basis)

O = เปอร์เซ็นต์ออกซิเจนในเชื้อเพลิง (% Oxygen, dry basis)

S = เปอร์เซ็นต์ซัลเฟอร์ในเชื้อเพลิง (% Sulfur, dry basis)

M = เปอร์เซ็นต์ความชื้นในเชื้อเพลิง (%)

A = เปอร์เซ็นต์ขี้เถ้าในเชื้อเพลิง (% Ash, dry basis)

ar (As Received) บ่งบอกถึงการวัดที่รวมเอาความชื้นและขี้เถ้าในสัดส่วนเชื้อเพลิงแล้ว

(2) ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (Lower Heating Value (LHV), Net Calorific Value (NCV)) คือ ค่าความร้อนที่เหลือจากปฏิกิริยาการเผาไหม้ที่หักหรือลบค่าความร้อนที่เสียไปกับการระเหยความชื้นหรือน้ำในตัวเชื้อเพลิงเอง ปริมาณความร้อนที่สูญเสียไปในการระเหยความชื้นในตัวเชื้อเพลิงจะเท่ากับ 2,442 kJ/kg ของความชื้นในเชื้อเพลิง สำหรับเชื้อเพลิงชีวมวลหรือเชื้อเพลิงแข็ง ค่าความร้อนต่ำสามารถหาได้จาก สมการนี้

$$LHV = HHV - 25(9H+M) \qquad (kJ/kg_{ar})$$

โดยที่ HHV คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (wet basis) (kJ/kg)

LHV คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (wet basis) (kJ/kg)

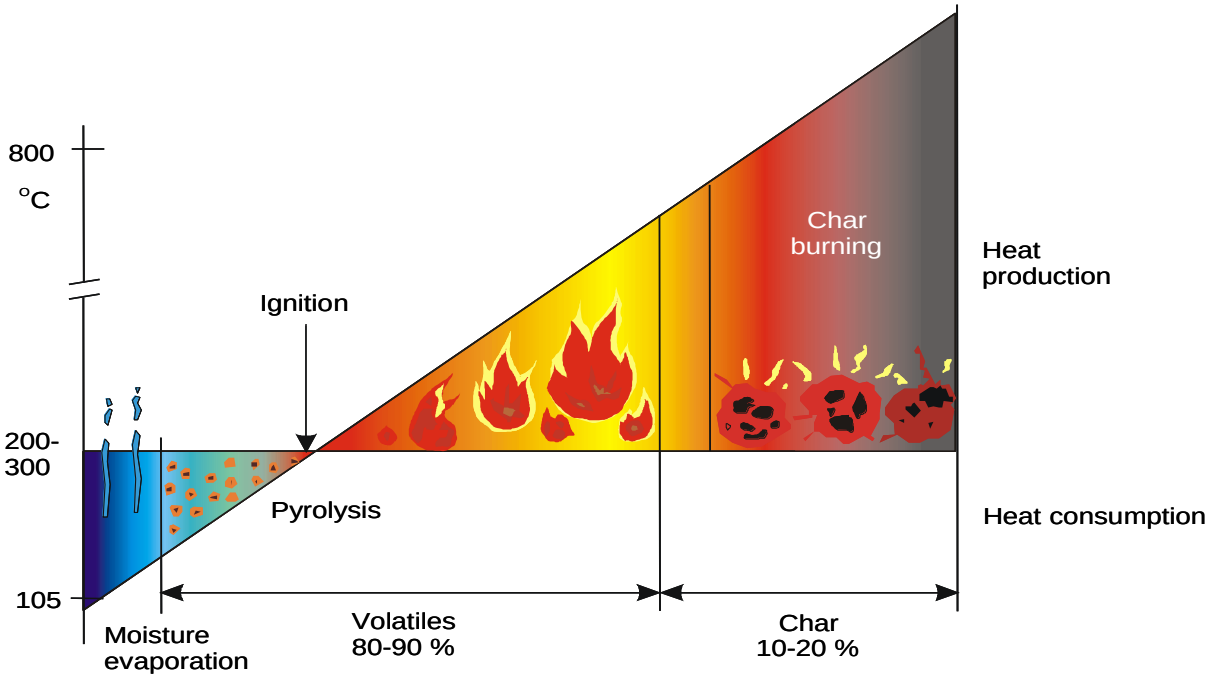
H คือ ปริมาณของไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง mass wet basis (%)

M คือ ความชื้นหรือน้ำทั้งหมดที่สะสมในเชื้อเพลิง mass (%)

3.2 การเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็ง

การเผาไหม้ คือ ปฏิกิริยาทางเคมีระหว่างธาตุในเชื้อเพลิงกับก๊าซออกซิเจน ทำให้เกิดพลังงานความร้อนจำนวนมากออกมา และทำให้อุณหภูมิของส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงสูงขึ้นด้วย ถ้าอัตราการเกิดพลังงานความร้อนสูงกว่าอัตราการสูญเสียพลังงานให้กับสิ่งแวดล้อม อุณหภูมิของของผสม ก็จะสูงขึ้นเรื่อย ๆ มีผลทำให้ส่วนผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงที่อยู่ใกล้เคียงเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ ต่อเนื่องกันต่อไปเรื่อย ๆ องค์ประกอบที่จำเป็นสำหรับการเผาไหม้ คือเชื้อเพลิง ออกซิเจน ความร้อน และ ปฏิกิริยาทางเคมี ซึ่งองค์ประกอบทั้งหมดนี้จะต้องเกิดขึ้น พร้อมในเวลาเดียวกันจึงจะทำให้มีการเผาไหม้ขึ้นได้ ออกซิเจนนั้นโดยทั่วไปมาจากอากาศ

การเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลนั้นแตกต่างจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซ หรือเชื้อเพลิงเหลว อย่างสิ้นเชิง เพราะว่าเชื้อเพลิงชีวมวลที่เหลือจากอุตสาหกรรมเกษตรนั้นมีลักษณะเป็นเชื้อเพลิงแข็ง ซึ่งมีขั้นตอนการเผาไหม้ดังแสดงในรูปที่ 3.2

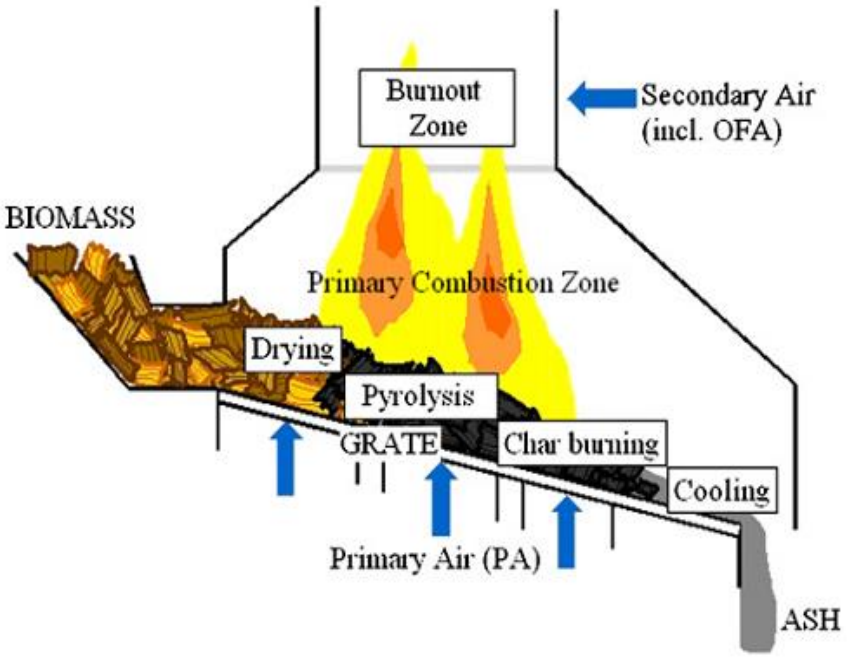


รูปที่ 3.2 กระบวนการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวล

จากรูปที่ 3.2 แสดงให้เห็นว่าเชื้อเพลิงชีวมวลมีขั้นตอนการเผาไหม้หลายขั้นตอน โดยขั้นแรกสุดและเป็นขั้นตอนที่สำคัญมาก คือ การระเหยความชื้นในเชื้อเพลิง (Moisture evaporation) ถ้ามีความชื้นในเชื้อเพลิงมากจะทำให้ต้องใช้พลังงานและเวลามาก และถ้าความชื้นมากเกินไปอาจส่งผลให้การเผาไหม้ล้มเหลวได้ เพราะว่าพลังงานทั้งหมดที่เกิดขึ้นจะถูกนำไปใช้ระเหยความชื้นในเชื้อเพลิงเพียงอย่างเดียว เมื่อเชื้อเพลิงถูกระเหยความชื้นหมดแล้ว ขั้นตอนที่สอง คือ การปลดปล่อยสารระเหยในเชื้อเพลิง (Pyrolysis) โดยสารระเหยเหล่านี้จะลอยออกมาจากเชื้อเพลิง และถูกผสมกับอากาศและเริ่มติดไฟ (Ignition of volatiles) ซึ่งคือขั้นตอนที่สาม และในขั้นตอนที่สี่ คือ การเผาไหม้ของสารระเหยนั้นให้เห็นเป็นเปลวไฟ (Burning of volatiles

(Flaming)) เมื่อสารระเหยถูกเผาไหม้หมด ขั้นตอนที่ห้าจะเกิดขึ้น คือ มองไม่เห็นเปลวไฟ หรือเปลวไฟดับ (Flame extinguish) และขั้นตอนสุดท้าย คือ การเผาไหม้ถ่าน (คาร์บอน) ที่เหลืออยู่ โดยใช้การแพร่ของออกซิเจนเข้าสู่ผิวถ่านที่พรุน เพื่อส่งเสริมการเผาไหม้ของถ่าน (Char burning) และถ่านสีส้ม-แดง ที่มีการแผ่รังสีความร้อนให้กับห้องเผาไหม้ และมีการหมุนเวียนความร้อนกลับมาเพื่อช่วยระเหยความชื้นให้กับเชื้อเพลิงชุดใหม่ที่เข้าสู่ห้องเผาไหม้ และสุดท้ายจะเหลือเพียงเถ้าสีเทาก่อนทิ้งลงสู่บ่อขี้เถ้า

การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงชีวมวลในห้องเผาไหม้ของหม้อน้ำที่สอดคล้องกับขั้นตอนการเผาไหม้ต่างๆ ภายในห้องเผาไหม้ ที่มีครบทุกขั้นตอนนั้นดังแสดงในรูปที่ 3.3 กล่าวคือ การระเหยความชื้นในเชื้อเพลิง (Drying) การปล่อยสารระเหย (Pyrolysis) การเผาไหม้สารระเหย (Primary Combustion Zone และ Burnout Zone) และการเผาไหม้ถ่าน (Char burning) ส่วนขั้นตอน Cooling ในรูปที่ 3.3 คือการทำให้ขี้เถ้าเย็นตัวลง เพื่อง่ายต่อการเก็บเถ้าไปทิ้ง



รูปที่ 3.3 การเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลในหม้อน้ำ

การเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลในหม้อน้ำจะใช้อากาศสำหรับการเผาไหม้สองส่วน คือ อากาศปฐมภูมิ (Primary air, PA) และ อากาศทุติยภูมิ (Secondary air, SA) โดย PA จะถูกจ่ายเข้าใต้ตะกรับเตาเพื่อใช้ในขั้นตอนระเหยความชื้น ขั้นตอนปลดปล่อยสารระเหย และขั้นตอนเผาไหม้ถ่าน ส่วน SA จะถูกป้อนเข้าด้านข้างห้องเผาไหม้ เพื่อใช้สำหรับผสมกับสารระเหยที่ถูกปล่อยออกมาและเกิดการเผาไหม้ และช่วยกระจายเชื้อเพลิงให้ฟุ้งกระจาย

การเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลในแต่ละขั้นตอนจะดีหรือไม่ดีนั้น ขึ้นอยู่ 3 ปัจจัย คือ

1. อุณหภูมิ (Temperature) การเผาไหม้จะเกิดได้เมื่อมีอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ที่ค่ามากกว่าอุณหภูมิการติดไฟได้เองของเชื้อเพลิงชนิดนั้นๆ

2. เวลา (Time) ถ้ามีเวลาในการเผาไหม้สั้นเกินไปจะทำให้การเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลไม่สมบูรณ์ โดยเฉพาะช่วงการเผาไหม้ถ่าน (char combustion) ซึ่งเรื่องของการปรับเวลาการเผาไหม้ นิยมใช้กับห้องเผาไหม้ที่มีตะกรับแบบเคลื่อนที่ และ ตะกรับแบบเคลื่อนที่กลับไปกลับมา

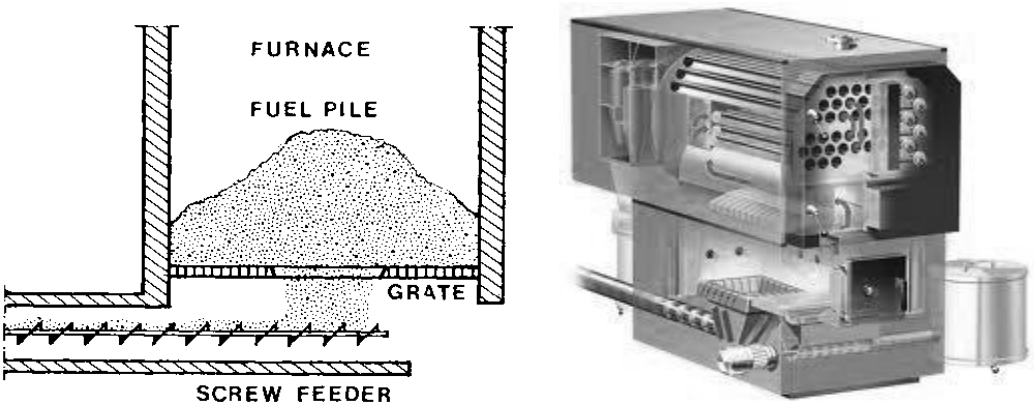
3. ความปั่นป่วนหรือการคลุกเคล้า (Turbulence) คือ การเพิ่มอัตราการผสมกันระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิง โดยในหม้อน้ำที่สามารถเพิ่มความปั่นป่วนให้กับส่วนผสมได้ คือ หม้อน้ำที่ใช้ตะกรับแบบสั่นสะเทือน และ แบบเคลื่อนที่กลับไปกลับมา เพราะช่วยพลิกเชื้อเพลิงชีวมวลให้สัมผัสอากาศได้มากขึ้น

3.3 ระบบการเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็ง

ระบบการเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็งประกอบด้วย 2 ส่วน คือระบบการป้อนเชื้อเพลิงแข็ง (Stoker) และระบบตะกรับเตา (Grate)

3.3.1 ระบบการป้อนเชื้อเพลิงแข็ง (Stoker)

(1) การป้อนจากใต้ห้องเผาไหม้ (Underfeed stoker) เป็นระบบป้อนเชื้อเพลิงจากด้านล่างใต้ห้องเผาไหม้ขึ้นมา โดยเชื้อเพลิงแข็งจะถูกป้อนเข้าทางด้านใต้อ่าง (Retort) ซึ่งอาจป้อนด้วยระบบเกลียวเดือยหมู (Screw) หรือใช้เพลาดัน (Ram) โดยเชื้อเพลิงชีวมวลจะถูกดันเข้าทางด้านล่างของอ่างและดันขึ้นไปทางด้านบน แล้วล้นออกทางด้านข้างของอ่าง ซึ่งบริเวณขอบอ่างจะมีรูอากาศอยู่รอบๆ เพื่อให้อากาศเข้ามาเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็งที่อยู่ด้านบนได้ แล้วกลายเป็นขี้เถ้าทิ้งออกไปทางด้านข้างของอ่าง ดังแสดงในรูปที่ 3.4

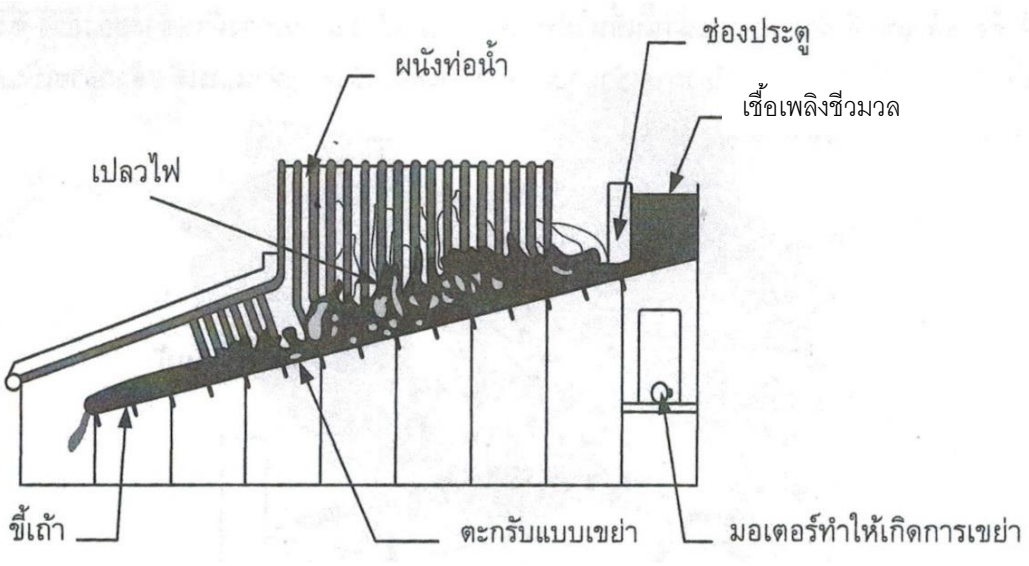


รูปที่ 3.4 การป้อนเชื้อเพลิงจากใต้อ่างแนวนอน (Underfeed stoker, horizontal)

(2) การป้อนจากด้านบนห้องเผาไหม้ (Overfeed stoker) มีดังนี้

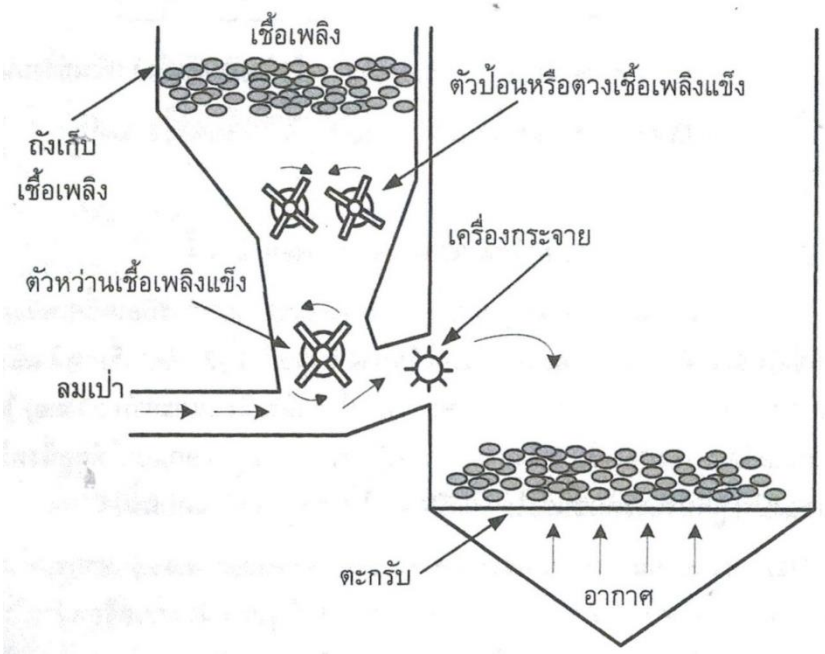
(2.1) การป้อนผ่านช่องประตู (Mass feed stoker) เป็นการป้อนเชื้อเพลิงชีวมวลแบบปล่อย ให้เชื้อเพลิงไหลเข้าห้องเผาไหม้เองด้วยแรงโน้มถ่วง ดังแสดงในรูปที่ 3.5 โดยเชื้อเพลิงไหลเข้าไปในห้องเผาไหม้เองผ่านทางช่องประตูที่สามารถปรับความหนาของเชื้อเพลิงแข็งบนตะกรับ (Grate) ได้ (ตะกรับ คือ

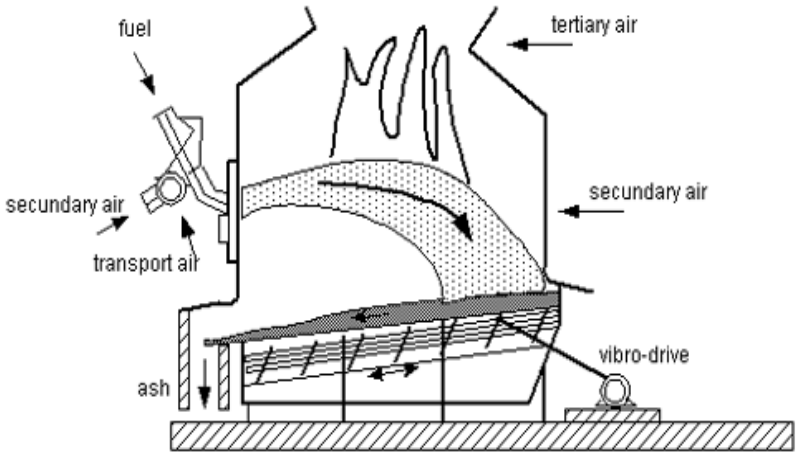
ฐานหรือตะแกรงสำหรับรองรับกองเชื้อเพลิงขณะเผาไหม้ ตะกรับอาจถูกออกแบบให้อยู่นิ่งหรือเคลื่อนที่ได้) หรือใช้ตะกรับแบบเคลื่อนที่ (Travelling grate) เป็นตัวดึงเชื้อเพลิงเข้าไปในห้องเผาไหม้ผ่านทางช่องประตูที่ปรับช่องประตูระดับขึ้นลงได้เพื่อเปิดช่องให้กว้างขึ้นหรือแคบลง



รูปที่ 3.5 ระบบการป้อนเชื้อเพลิงแบบป้อนผ่านช่องประตูที่เป็นตะกรับแบบเขย่า

(2.2) การป้อนแบบตะกุยหรือหว่านกระจาย (Spreader stoker) ดังแสดงในรูปที่ 3.6 การป้อนเชื้อเพลิงแบบนี้ต้องมีอุปกรณ์ตะกุยหรือหว่านเชื้อเพลิงให้กระจายไปบนตะกรับ ซึ่งทำหน้าที่ตะกุยเชื้อเพลิงให้กระจายไปทั่วทั้งตะกรับ โดยเชื้อเพลิงที่มีขนาดเล็กจะลุกไหม้ขณะตกลงสู่ตะกรับ ส่วนเชื้อเพลิงที่มีขนาดใหญ่จะตกลงและลุกไหม้อยู่บนตะกรับ การป้อนแบบตะกุยหรือหว่านกระจายมีความคล่องตัวสูงในปรับอัตราการป้อนเชื้อเพลิงชีวมวลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ เพราะสามารถปรับรอบการทำงานของตัวป้อนเชื้อเพลิง (Metering feeder) ส่วนการป้อนแบบตะกุยถ้ามีระบบเป่าอากาศช่วยเป่ากระจายเชื้อเพลิงในขณะตะกุย สามารถลดก๊าซมลพิษ NO_x และ CO ลงได้ 10 – 15%





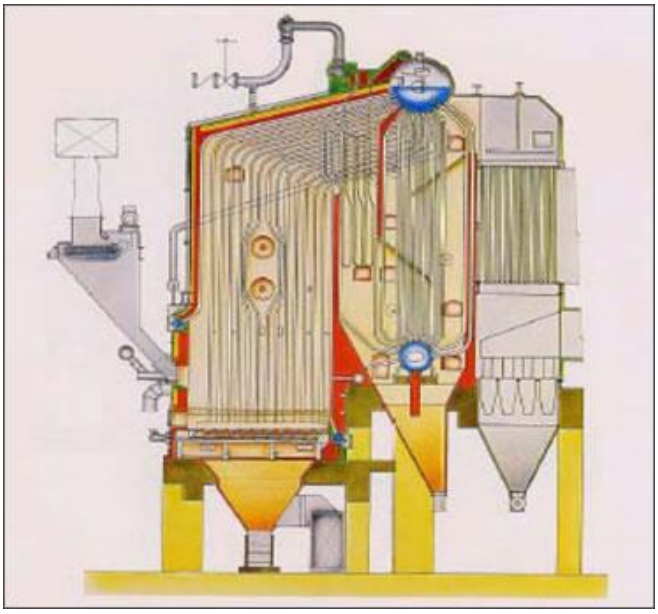
รูปที่ 3.6 ชุดตะกุยหรือหว่านกระจายเชื้อเพลิง

3.3.2 ระบบตะกรับเตา (Grate)

สำหรับการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวล อีกส่วนหนึ่งที่สำคัญคือ ตะกรับเตา (Grate) เพราะว่าตะกรับเตามีหน้าที่หลัก คือ รองรับเชื้อเพลิงและช่วยให้เชื้อเพลิงสัมผัสกับอากาศปฐมภูมิได้ดี ในบางครั้งมีการออกแบบให้ตะกรับมีการเคลื่อนที่เพื่อเพิ่มการคลุกเคล้ากันระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศปฐมภูมิ (Primary air) และยังช่วยให้เผาไหม้เชื้อเพลิงที่มีขนาดใหญ่ได้ ซึ่งในปัจจุบันสามารถแบ่งประเภทของตะกรับเตาที่ใช้สำหรับเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลได้เป็น 5 ประเภท ดังนี้

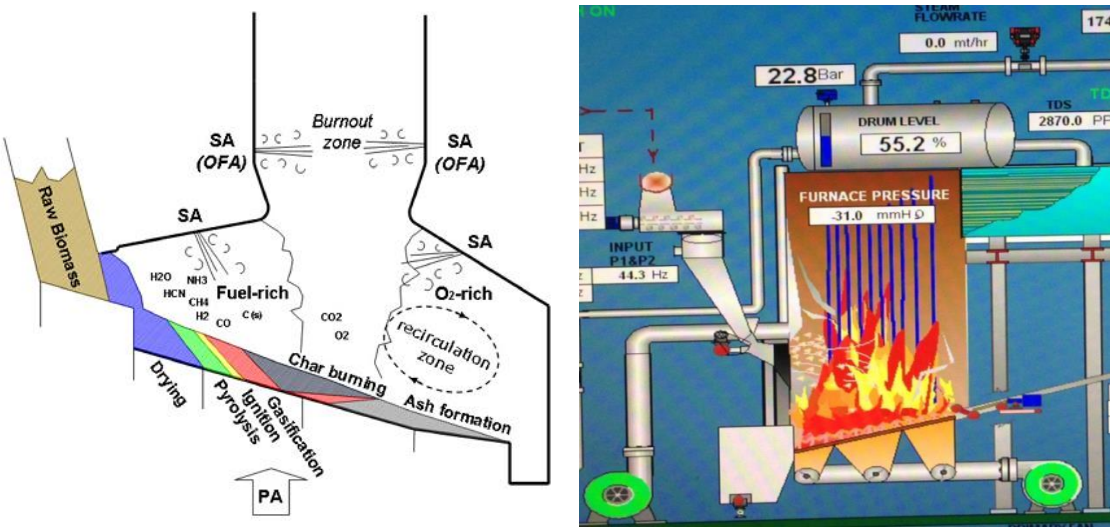
(1) ตะกรับเตาแนวราบอยู่กับที่ (Stationary fixed flat grate) ดังแสดงในรูปที่ 3.7 เป็นตะกรับเตาที่นิยมใช้กันมากในอุตสาหกรรมปาล์มในประเทศไทย เนื่องจากราคาถูก และใช้งานง่าย แต่มีประสิทธิภาพค่อนข้างต่ำ ควบคุมการเผาไหม้ยาก เนื่องจากเชื้อเพลิงไม่มีการเคลื่อนที่ทำให้เชื้อเพลิงสัมผัส

อากาศได้ไม่ทั่วถึง และอีกสิ่งที่สำคัญคือ ต้องมีการนำขี้เถ้าออกจากห้องเผาไหม้โดยผู้ควบคุมประจำหม้อน้ำ (ไม่มีระบบลำเลียงขี้เถ้าออกจากห้องเผาไหม้)



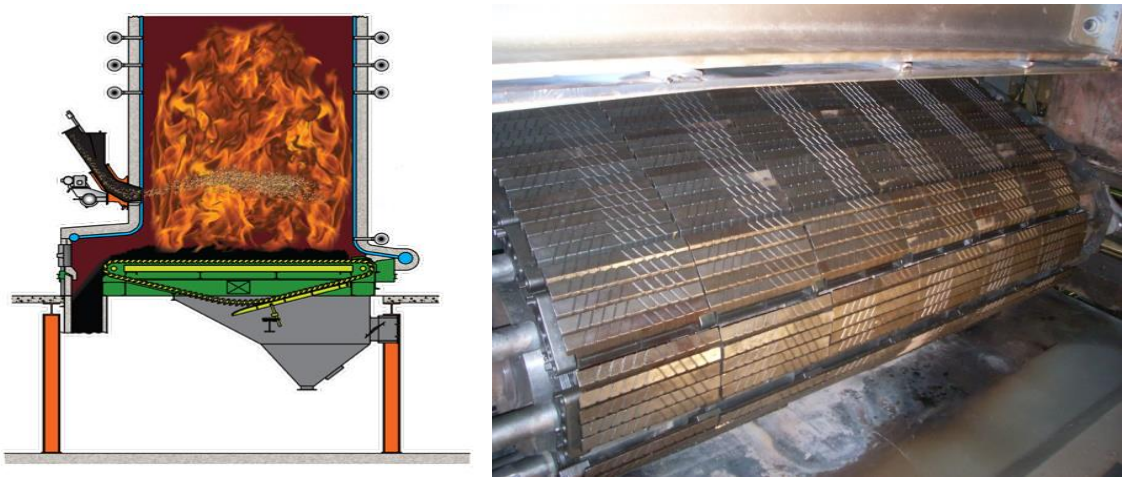
รูปที่ 3.7 ตะกรับเตาแนวราบอยู่กับที่ (Stationary fixed flat grate)

(2) ตะกรับเตาเอียงอยู่กับที่ (Stationary sloping grate) ดังแสดงในรูปที่ 3.8 มีลักษณะเหมือนกับตะกรับเตาแนวราบอยู่กับที่ นั่นคือไม่มีการเคลื่อนที่ของตะกรับ แต่ว่าตัวตะกรับมีความลาดเอียงเพื่อเพิ่มพื้นที่การสัมผัสอากาศ และช่วยทำให้เชื้อเพลิงและขี้เถ้าไหลลงมาได้ แต่อย่างไรก็ตามการเคลื่อนที่ของเชื้อเพลิงและขี้เถ้ายังคงต้องอาศัยการดันจากเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้ามาใหม่ ซึ่งอาจทำให้เกิดการสะสมของขี้เถ้าและต้องใช้แรงงานช่วยในการกำจัดขี้เถ้าออกจากห้องเผาไหม้



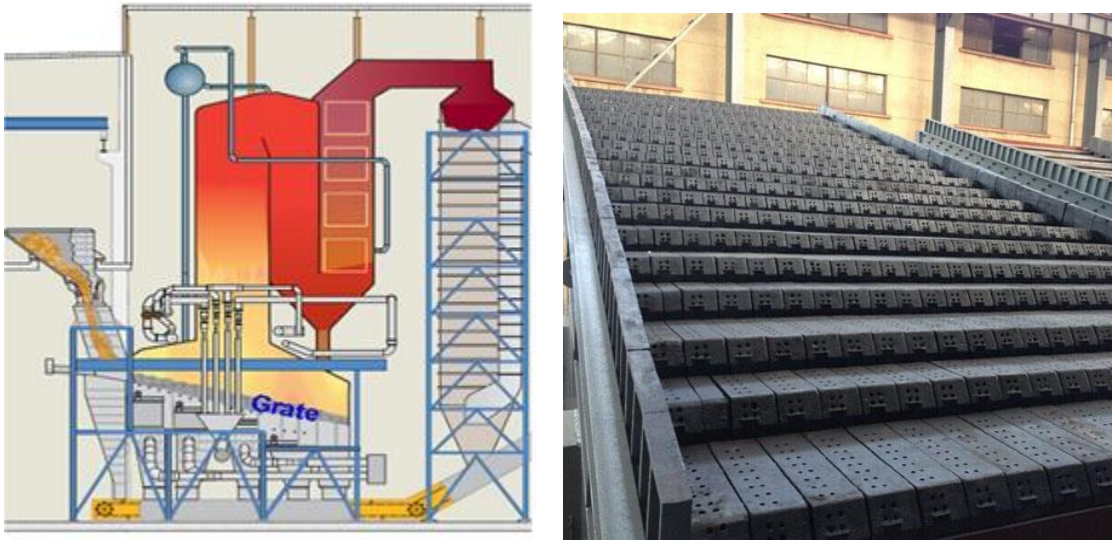
รูปที่ 3.8 ตะกรับไฟเอียงอยู่กับที่ (Stationary sloping grate)

(3) ตะกรับเตาเคลื่อนที่ (Travelling grate) ดังแสดงในรูปที่ 3.9 ตะกรับมีการเคลื่อนที่ไปเรื่อย ๆ โดยการขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ (คล้ายการเคลื่อนที่ของสายพานลำเลียง) โดยเชื้อเพลิงชีวมวลถูกป้อนเข้าด้วยวิธีการ air spreader หรือ ใช้สกรูดันด้านหน้าตะกรับเตา แล้วเกิดการเผาไหม้ไปเรื่อยๆ จนได้ขี้เถ้าที่เหลือทิ้งจากการเผาไหม้ลงทางด้านท้ายของตะกรับ ความเร็วของตะกรับสายพานสามารถปรับได้โดยการปรับรอบของมอเตอร์ขับ ซึ่งการเผาไหม้บนตะกรับเตาแบบนี้จะสามารถควบคุมการเผาไหม้ได้ดีกว่าตะกรับเตาแบบไม่เคลื่อนที่ เนื่องจากสามารถควบคุมโซนการเผาไหม้ได้อย่างชัดเจนด้วยการควบคุมความเร็วของตะกรับเตาและการกระจายลม ส่วนการกำจัดขี้เถ้าของตะกรับแบบนี้จะเป็นแบบอัตโนมัติ



รูปที่ 3.9 ตะกรับเตาเคลื่อนที่ (Travelling grate)

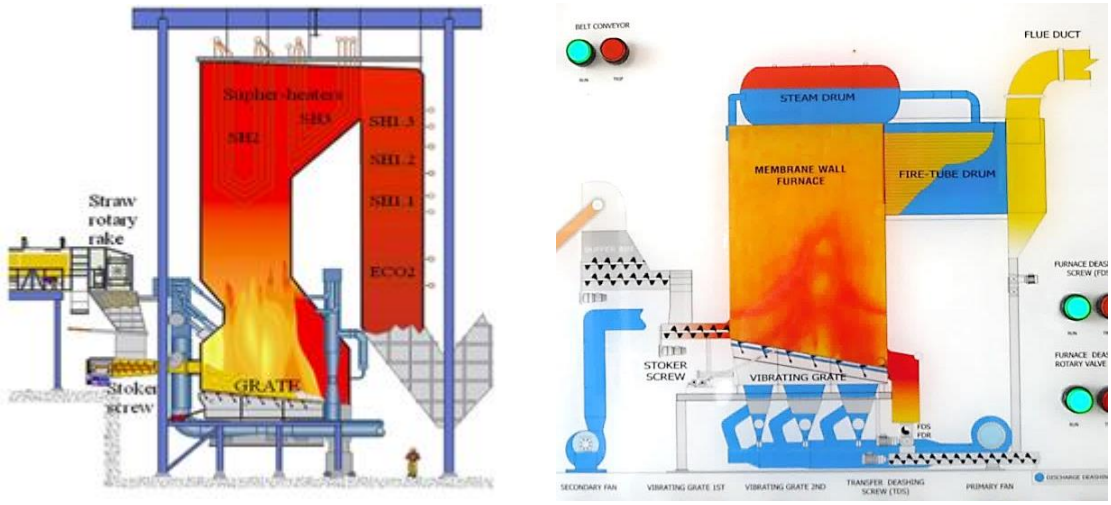
(4) ตะกรับเตาเคลื่อนที่กลับไปมา (Reciprocating grate) แสดงในรูปที่ 3.10 บางครั้งอาจเรียกว่า step grate เพราะรูปร่างของตะกรับชนิดนี้เป็นแบบขั้นบันไดที่มีการเลื่อนเข้า-ออกของตัวตะกรับ ซึ่งการทำงานแบบนี้จะช่วยพลิกให้เชื้อเพลิงมีการผสมกับอากาศได้เป็นอย่างดี และด้วยการขยับตัวของตะกรับเตาทำให้ขี้เถ้าเคลื่อนตัวลงมาด้านล่างและสามารถลำเลียงออกจากห้องเผาไหม้ได้



รูปที่ 3.10 ตะกรับไฟเคลื่อนที่กลับไปมา (Reciprocating grate)

(5) ตะกรับเตาสั่นสะเทือน (Vibrating grate) ลักษณะของตะกรับเป็นตะแกรงที่ถูกยึดติดกับตัวเขย่า เป็นระบบการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลที่มีการเขย่าของตะกรับเพื่อให้เชื้อเพลิงเลื่อนไหลเข้าไปในห้องเผาไหม้ที่กำลังมีการลุกไหม้อยู่ภายใน ดังแสดงในรูปที่ 3.11 ตัวตะกรับก็จะถูกหล่อเย็นด้วยท่อน้ำที่อยู่ติดกับตะกรับ และสามารถปรับจังหวะการเขย่าให้เชื้อเพลิงแข็งเลื่อนเข้าไปในห้องเผาไหม้ได้เร็วขึ้นหรือช้าลง ตะกรับเตาสั่นสะเทือนสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการเผาไหม้โดยการพ่นอากาศทางด้านหน้าของห้องเผาไหม้ให้เกิดการปั่นป่วน เพื่อให้เกิดการเผาไหม้ที่ดีขึ้น การเขย่าให้เชื้อเพลิงที่อยู่บนตะกรับมีการสั่นจะช่วยส่งผลให้ขี้เถ้าหลุดร่วงออกจากเชื้อเพลิง และอากาศสามารถแพร่เข้าไปในเชื้อเพลิงได้ง่ายกว่าตะกรับเตาแบบอื่นๆ

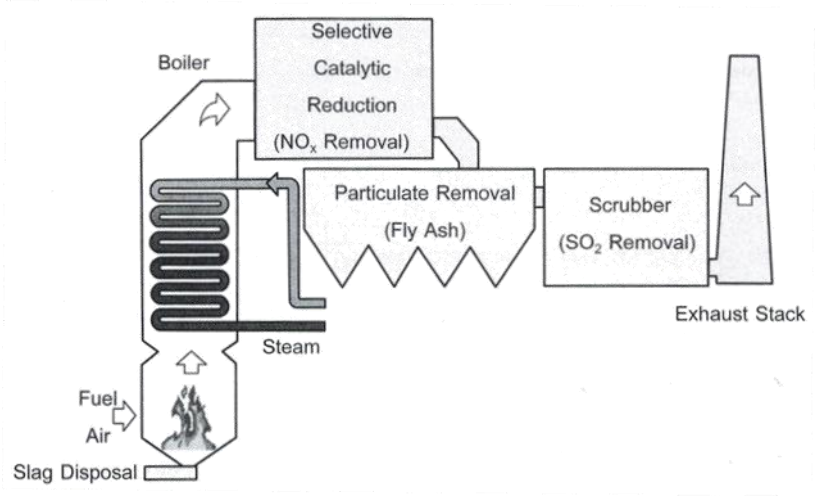
การเลือกชนิดของตะกรับเตาให้เหมาะสม จะเป็นส่วนที่สำคัญที่จะช่วยให้มีการใช้หม้อน้ำได้อย่างมีประสิทธิภาพ ซึ่งต้องพิจารณาถึงความชื้นเชื้อเพลิง ขนาดเชื้อเพลิง การผสมกันของเชื้อเพลิงหลายชนิด



รูปที่ 3.11 ตะกรับเตาสั่นสะเทือน (Vibrating grate)

3.4 ระบบควบคุมมลภาวะทางอากาศจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็ง

การทำงานของเตาเผาในเครื่องกำเนิดไอน้ำของโรงไฟฟ้าชีวมวลนับเป็นส่วนหนึ่งที่ทำให้เกิดมลภาวะหรือมลพิษทางอากาศ เนื่องจาก ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x) สารประกอบไฮโดรคาร์บอนที่ไม่เผาไหม้ หรือซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO_x) ในกรณีเผาร่วมกับก๊าซชีวภาพ) และอนุภาคขนาดเล็กๆ ดังนั้นโรงไฟฟ้าจำเป็นต้องมีระบบควบคุมมลภาวะที่เกิดขึ้นให้มีปริมาณไม่เกินค่าที่กฎหมายกำหนด โรงไฟฟ้าจะมีการติดตั้งระบบควบคุมมลพิษดังแสดงในรูปที่ 3.12 ซึ่งมลภาวะแต่ละชนิดจะมีวิธีการและเทคนิคในการควบคุมหรือกำจัดที่แตกต่างกันดังต่อไปนี้



รูปที่ 3.12 ระบบกำจัดมลภาวะทางอากาศของโรงไฟฟ้า

3.4.1 ฝุ่นละออง เถ้าลอย เขม่า ควันไฟ (Particulate, Fly Ash, Soot, Smoke)

ปริมาณอนุภาคแขวนลอยที่ปล่อยออกมาจัดเป็นมลพิษของโรงไฟฟ้าที่ควบคุมง่ายที่สุด อนุภาคแขวนลอยโดยปกติแบ่งออกตามขนาดและแหล่งที่เกิด เช่น อนุภาคแขวนลอยจากขี้เถ้าจะเรียกว่า ละอองขี้เถ้า ถ้าเป็นอนุภาคขนาดเล็กที่เล็กกว่า 100 µm เรียกอนุภาคควันไฟ ถ้ามีขนาด 100 µm หรือเล็กกว่าและลอยตัวอย่างอิสระในอากาศ จัดว่าเป็นอนุภาคฝุ่น ซึ่งอาจเรียกโดยรวมว่าเขม่าควัน

เขม่าควันเกิดจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ของธาตุคาร์บอนในเชื้อเพลิง ทำให้เป็นเขม่าควันสีดำ ส่วนใหญ่มีขนาด 1-200 µm โดยเขม่าควันจะทำให้พื้น ผนัง หลังคาของอาคารสกปรก และมีผลเสียต่อระบบหายใจของมนุษย์ และทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำลดลง เพราะเขม่าที่จับในหม้อน้ำจะเป็นฉนวนความร้อน โดยเขม่าควันไฟจะมีองค์ประกอบหลักของฝุ่นละอองที่ปล่อยออกมาจากโรงไฟฟ้า หากไม่มีการควบคุมจะทำให้เกิดมลภาวะทางอากาศ ดังนั้น ต้องควบคุมปริมาณเขม่าควันไม่ให้มีค่าสูงกว่าที่กฎหมายกำหนด

วิธีการควบคุมหรือลดเขม่าควัน มีดังนี้

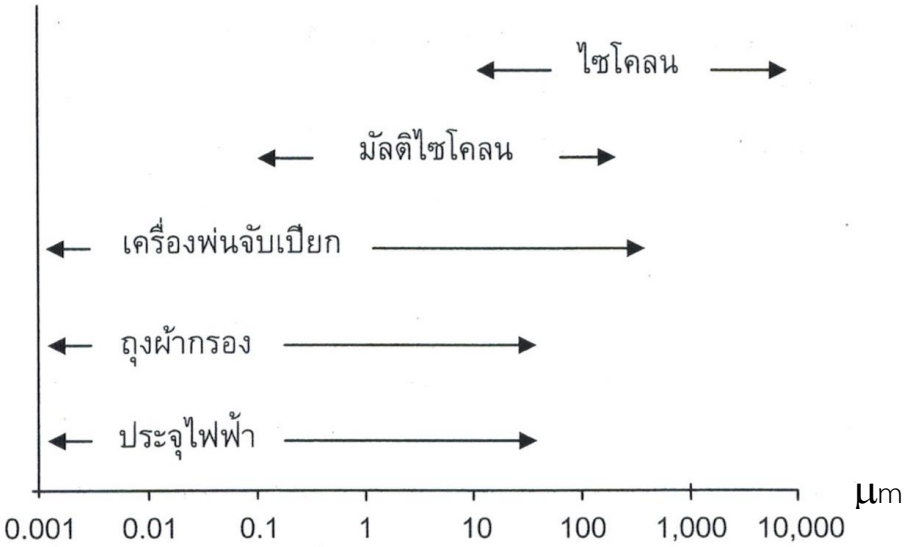
1. เลือกเชื้อเพลิงที่เหมาะสม เลือกใช้เชื้อเพลิงที่เผาไหม้แล้วเกิดเขม่าควันน้อย เช่น เชื้อเพลิงที่มีความชื้นต่ำ

2. เลือกใช้ระบบการเผาไหม้ที่ดีหรือเทคโนโลยีที่ทันสมัย

3. ปรับปรุงระบบการเผาไหม้เดิม เช่น เพิ่มอุณหภูมิอากาศสำหรับการเผาไหม้ ปรับสัดส่วนการผสมของเชื้อเพลิงกับอากาศสำหรับการเผาไหม้ให้เหมาะสม ปรับการกระจายเชื้อเพลิงและการกระจายลมให้เหมาะสม เป็นต้น

4. เตาเผาหรือหม้อน้ำบางชนิด ออกแบบลักษณะการไหลของก๊าซร้อนไม่ดี ทำให้เกิด เขม่าควันมาก ควรหลีกเลี่ยงไม่นำมาใช้งาน

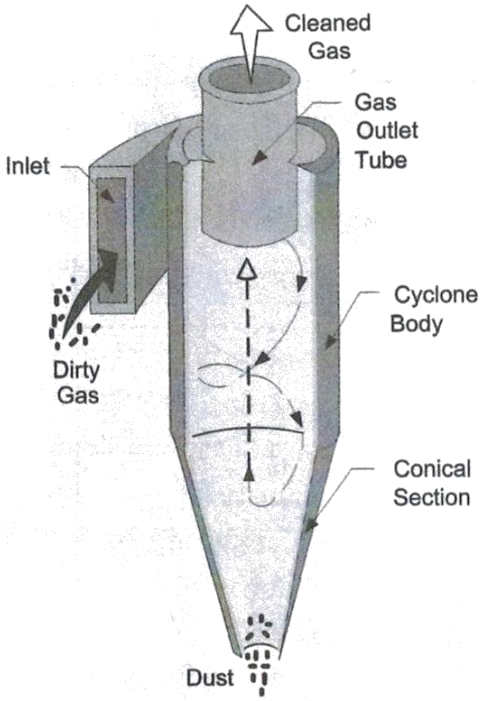
5. การติดตั้งอุปกรณ์กำจัดเขม่าควันที่ทางออกจากหม้อน้ำหรือเตาเผา เช่น ไซโคลน (Cyclone) ถุงผ้ากรอง (Bag filter) เครื่องจับอนุภาคด้วยไฟฟ้าสถิต (Electrostatic precipitator, ESP) เครื่องพ่นจับเปียก (Wet Scrubber) โดยแต่ละอุปกรณ์จะสามารถกำจัดเขม่าควันได้ในขนาดต่างกันดังแสดงในรูปที่ 3.13



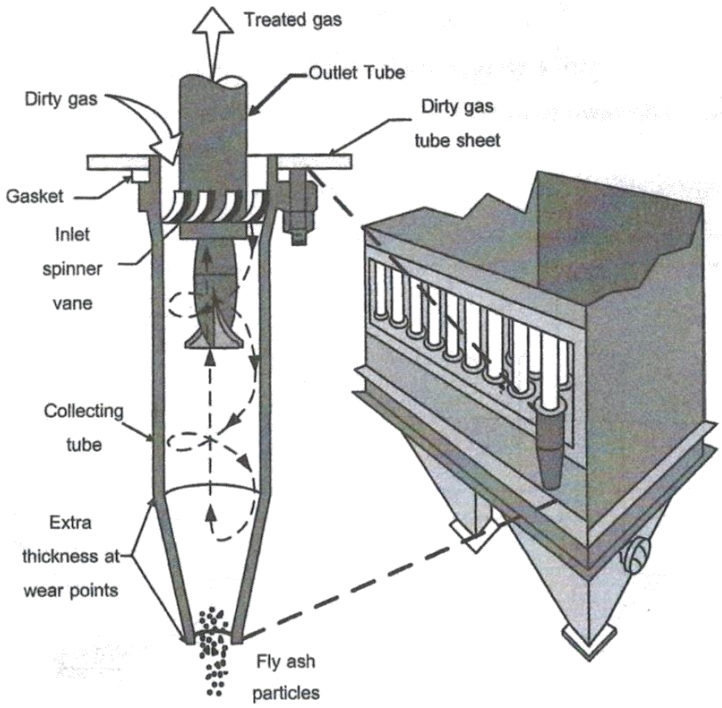
รูปที่ 3.13 ขนาดของฝุ่นเขม่าที่เครื่องจับฝุ่นแต่ละชนิดสามารถจับได้

อุปกรณ์กำจัดเขม่าควันหลักการทำงานที่แตกต่างกัน ดังนี้

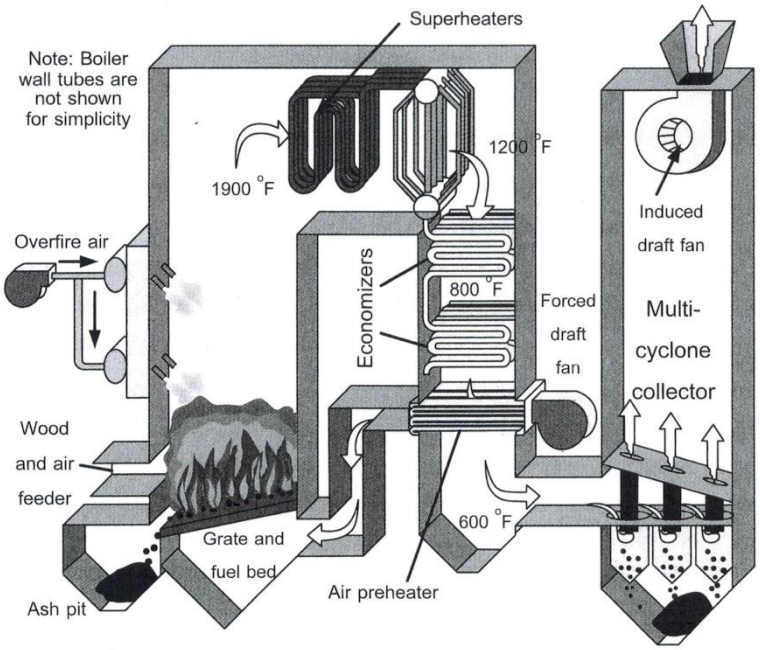
3.4.1.1 ไซโคลน (Cyclone) เป็นอุปกรณ์สำหรับแยกอนุภาคขนาดใหญ่ออกจากกระแสก๊าซ โดย ใช้แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง ดังแสดงในรูปที่ 3.14 อากาศไหลเข้าสู่ไซโคลนในแนวสัมผัสที่ใกล้ส่วนบนของเครื่องด้วยความเร็วประมาณ 20 - 30 m/s เมื่ออากาศผ่านเข้ามาในไซโคลนจะเกิดกระแสวนที่เรียกว่า Main Vortex ขึ้น ซึ่งทำให้เกิดแรงหนีศูนย์กลางเหวี่ยงอนุภาคไปยังผนังของไซโคลน เมื่อกระแสวนนี้เคลื่อนลงจนถึงปลายไซโคลน อากาศจะหมุนกลับเป็นกระแสวนที่เล็กกว่าเดิมเรียกว่า Core Vortex และเคลื่อนที่ขึ้นไปตามตัวไซโคลน จนออกไปทางท่อทางออกที่อยู่ส่วนบนของเครื่อง สำหรับอนุภาคที่ถูกเหวี่ยงไปยังผนังของไซโคลนจะเคลื่อนที่ลงไปยังส่วนปลายของไซโคลนและถังพัก เนื่องจากแรงเฉื่อยและแรงโน้มถ่วง ส่วนอากาศที่ไม่มีอนุภาคจะหมุนขึ้นผ่านท่อทางออกที่อยู่ส่วนบนของไซโคลน ในกรณีที่อัตราการไหลของก๊าซไอเสียมีค่ามากจำเป็นต้องใช้ไซโคลนหลายตัวต่อกัน ซึ่งระบบนี้จะเรียกว่า **มัลติไซโคลน (Multiple Cyclones)** ดังแสดงในรูปที่ 3.15 และในรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.14 ไซโคลน (Cyclone)

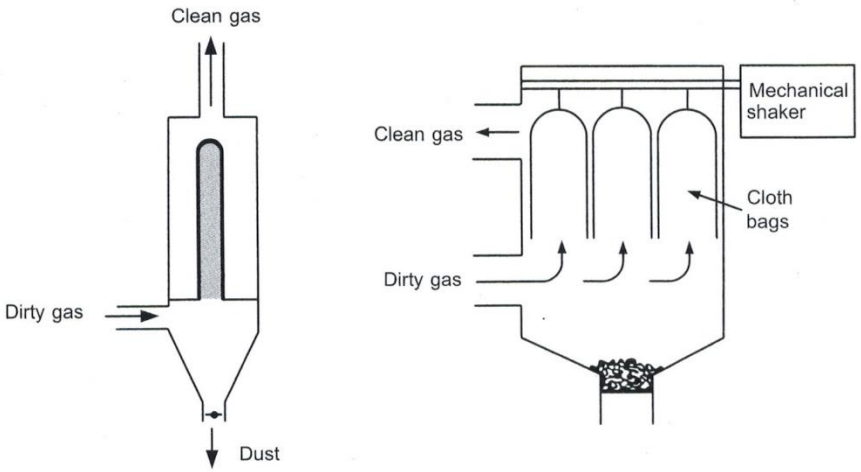


รูปที่ 3.15 มัลติไซโคลน (Multiple cyclones)



รูปที่ 3.16 เครื่องกำเนิดไอน้ำที่มีระบบมัลติไซโคลน

3.4.1.2 ถุงผ้ากรอง (Bag filter) ดังแสดงในรูปที่ 3.17 แสดงระบบการทำงานของเครื่องกรองแบบถุงผ้ากรอง ซึ่งในเครื่องกรองจะมี Bag house ที่ภายในมีถุงผ้าจำนวนหนึ่งแขวนอยู่ ก๊าซไอเสียจะถูกบังคับให้ไหลผ่าน Bag house และฝุ่นจะถูกดักไว้ด้วยถุงกรองและชั้นอนุภาคที่เกิดขึ้นในถุงกรอง หลังจากนั้นอนุภาคที่ติดอยู่ในถุงจะแยกออก ถุงกรอกชนิดโพลีเอสเตอร์นิยมใช้เพราะทนกรด ทนความชื้นและทนต่ออุณหภูมิสูงได้ถึง 150 °C แต่ถ้าอุณหภูมิสูงกว่า 250 °C จะใช้ถุงกรองที่มีส่วนประกอบใยแก้วหรือแกรไฟต์แทน เมื่อก๊าซไอเสียไหลผ่านถุงกรองแล้วฝุ่นเขม่าจะติดที่ถุงกรอง ในการทำความสะอาดถุงกรองนั้นสามารถทำได้หลายวิธี เช่น การสั่นสะเทือนด้วยระบบเชิงกล (Mechanical shaker) เป่า (Pulse air jet) การปรับให้ก๊าซไหลย้อนกลับ (Reverse air flow) และการใช้ห่วงเคลื่อนที่ เป็นต้น

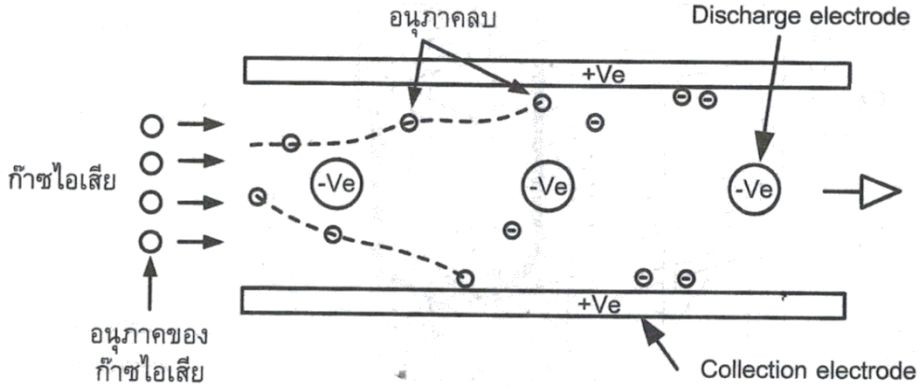


รูปที่ 3.17 ถุงผ้ากรอง (Bag filter)

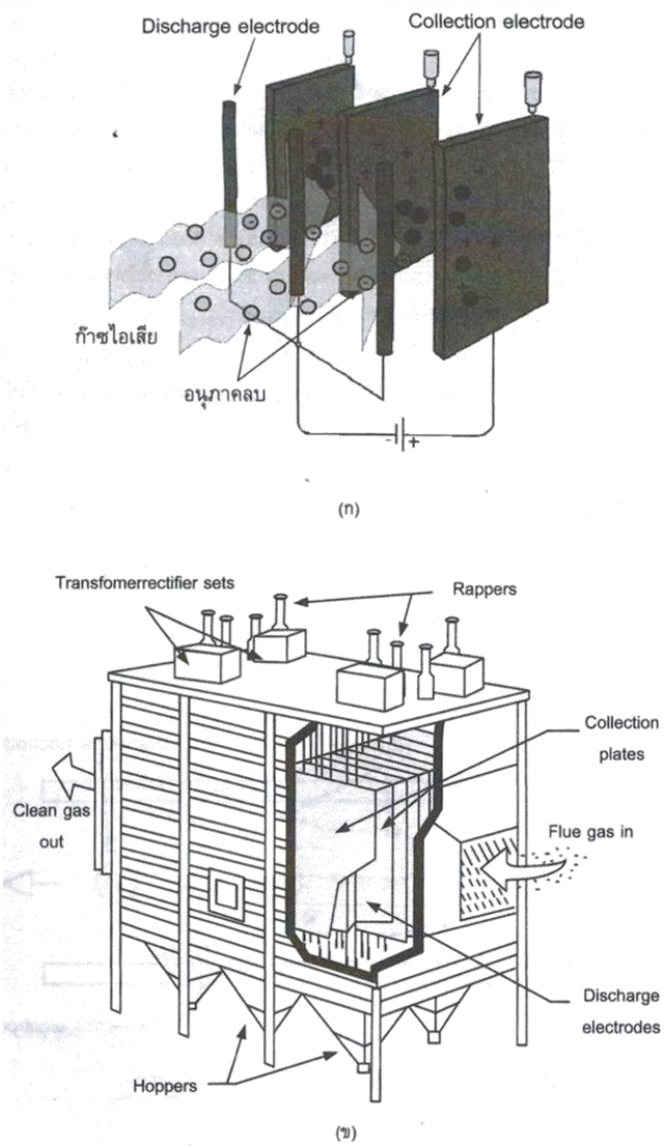
3.4.1.3 เครื่องดักจับอนุภาคด้วยไฟฟ้าสถิต (Electrostatic precipitator, ESP) มีหลักการคือ ใส่ประจุไฟฟ้าในอนุภาคของก๊าซไอเสีย แล้วผ่านอนุภาคที่มีประจุไฟฟ้าเข้าไปในสนานไฟฟ้าสถิต อนุภาคเหล่านี้จะเคลื่อนที่เข้าหาและถูกเก็บบนแผ่นเก็บซึ่งมีศักย์ไฟฟ้าตรงกันข้ามกับของอนุภาคดังแสดงในรูปที่ 3.17 โดย ESP มีประสิทธิภาพการเก็บอนุภาคฝุ่นที่มีขนาดเล็กว่า 1 μm โดยทั่วไปมีประสิทธิภาพถึง 99.5% หรือสูงกว่า ความดันสูญเสียมีค่าต่ำ สามารถรับก๊าซไอเสียในปริมาณมากได้ ปัจจุบันมีการใช้ ESP กันอย่างแพร่หลายในการควบคุมมลพิษอากาศที่เกิดขึ้น โดยหลักการทำงานของเครื่อง ESP แบ่งเป็น 3 ขั้นตอน คือ

1. การใส่ประจุไฟฟ้าให้กับอนุภาค
2. การเก็บอนุภาคที่มีประจุโดยใช้แรงไฟฟ้าสถิตจากสนามไฟฟ้า
3. การแยกฝุ่นออกจากขั้วเก็บในเครื่อง ESP ไปยังถังพักอนุภาคลบ

ใน ESP มีขั้วไฟฟ้า (Electrode) 2 ชนิด คือ ขั้วโคโรน่าหรือขั้วปล่อยประจุ (Corona หรือ Discharge electrode) ซึ่งมีหน้าตัดเล็กอาจใช้เป็นเส้นลวดปกติเป็นขั้วลบ และขั้วเก็บ (Collection electrode) ซึ่งปกติต่อสายดินหรือเป็นขั้วบวกและมีพื้นที่ผิวกว้างเป็นแผ่น (Plate) หรือท่อ (Tube) ดังรูปที่ 3.18 และ 3.19 แสดงวิธีการทั่วไปในการดักจับอนุภาคในเครื่อง ESP แบบชั้นเดียว โดยใช้โคโรน่ากระแสตรงที่มีความต่างศักย์สูงระหว่างขั้วไฟฟ้าทั้งสอง การที่ขั้วไฟฟ้ามีความต่างศักย์สูงนี้ ทำให้โมเลกุลของอากาศแตกตัวเป็นอิออนในบริเวณรอบๆ ขั้วปล่อยประจุ (Discharge electrode) ซึ่งจะเห็นเป็นโคโรน่า เนื่องจากมีแรงไฟฟ้าสถิตอยู่โดยอิออนลบจะเคลื่อนที่ไปยังขั้วเก็บ (Collection electrode) ซึ่งต่อสายดินไว้ ในขณะที่อิออนของก๊าซ ซึ่งมีประจุลบชนกับอนุภาคทำให้อนุภาคมีประจุลบ อนุภาคที่มีประจุเหล่านี้จะถูกแรงไฟฟ้าทำให้เคลื่อนที่เข้าหาขั้วเก็บ (Collection electrode) ที่มีประจุบวกและสูญเสียประจุและเกาะติดที่นั้น อนุภาคจะหลุดออกโดยการเคาะหรือการสั่นให้หลุดและหล่นไปยังถังพัก (Hopper) ด้านล่าง

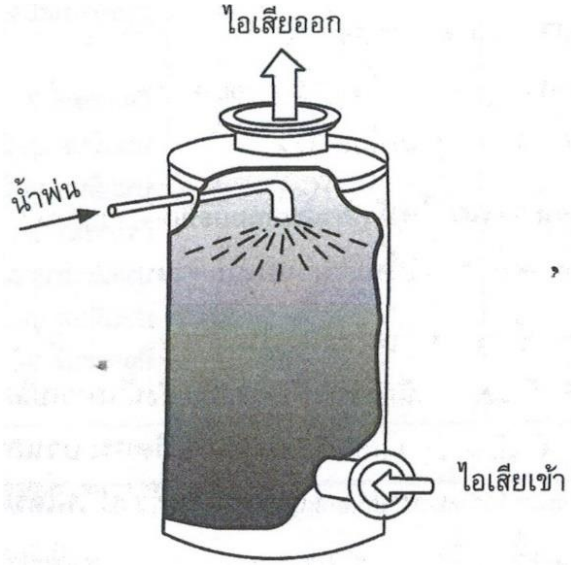


รูปที่ 3.18 หลักการทำงานของเครื่องดักฝุ่นแบบไฟฟ้าสถิต (ESP)



รูปที่ 3.19 (ก) การดักจับฝุ่นภายในเครื่องดักฝุ่นแบบไฟฟ้าสถิต (ESP) และ
(ข) เครื่องดักฝุ่นแบบไฟฟ้าสถิต (ESP)

3.4.1.4 เครื่องพ่นจับเปียก (Wet Scrubber) โดยปกติจะใช้น้ำฉีดเป็นฝอยละอองเพื่อช่วยให้มีการสัมผัสกับฝุ่นละอองได้ดีขึ้น วิธีนี้สามารถแยกอนุภาคของแข็งหรือของเหลวที่มีขนาด 0.1 - 20 μm ได้ดี ดังแสดงในรูปที่ 3.20 แสดงเครื่องพ่นจับเปียก โดยก๊าซไอเสียจะไหลเข้าภายในเครื่องในทิศทางสวนทางกับละอองน้ำ เมื่ออนุภาคสัมผัสกับน้ำจะตกลงมาด้านล่างของเครื่อง จากนั้น น้ำที่มีอนุภาคปนอยู่จะไหลออกจากเครื่องและถูกบำบัดต่อไป



รูปที่ 3.20 เครื่องพ่นจับเปียก (Wet scrubber)

3.4.2 ออกไซด์ของไนโตรเจน (NO_x)

ออกไซด์ของไนโตรเจนหรือก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) เป็นผลิตภัณฑ์ในกระบวนเผาไหม้ที่เกิดขึ้นในอากาศ เริ่มแรกของการเกิดก๊าซไนโตรเจนจะเกิดรวมตัวเป็นไนตริกออกไซด์ (NO) จากนั้นไนตริคออกไซด์จะค่อยๆ รวมตัวกับออกซิเจนเป็นไนโตรเจนไดออกไซด์ (NO_2) ซึ่ง NO_2 เมื่อทำปฏิกิริยากับสารจำพวกไฮโดรคาร์บอนและโอโซนโดยมีแสงอาทิตย์เป็นตัวเร่งปฏิกิริยาจะทำให้เกิดหมอกควัน (Smog) และสารประกอบที่ทำให้ระคายเคืองตา

ก๊าซไนโตรเจนออกไซด์เกิดจากไนโตรเจนในอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ (NO_x เชิงความร้อน หรือเรียกว่า Thermal NO_x) และไนโตรเจนในเชื้อเพลิงเอง (NO_x จากเชื้อเพลิงหรือเรียกว่า Fuel NO_x) ดังนั้นหลักการที่สำคัญในการป้องกันและควบคุมการเกิด NO_x มีดังนี้

1. เลือกใช้เชื้อเพลิงที่มีส่วนประกอบของไนโตรเจนน้อย
2. ควบคุมปริมาณของออกซิเจนในบริเวณที่เกิดการเผาไหม้ไม่ให้มากเกินไป
3. ควบคุมระยะเวลาการคงอยู่ของก๊าซจากการเผาไหม้ในบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงให้สั้นลง
4. ลดอุณหภูมิในการเผาไหม้ลง และควบคุมไม่ให้มีบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงเฉพาะบางจุด

การควบคุม NO_x สามารถจำแนกเป็น 3 วิธีคือ การควบคุมก่อนการเผาไหม้ (Pre-Combustion Control) การควบคุมการเผาไหม้ (Combustion Control) และการควบคุมหลังการเผาไหม้ (Post Combustion Control) โดยมีรายละเอียด ดังนี้

(1) การควบคุมก่อนการเผาไหม้ (Pre-combustion Control) หรือวิธีการปรับปรุงคุณภาพของเชื้อเพลิง ซึ่งเป็นการควบคุมปริมาณไนโตรเจนที่เป็นส่วนประกอบในเชื้อเพลิง ซึ่งมีวิธีการ 2 วิธีคือ

(1.1) การเปลี่ยนเชื้อเพลิง ไนโตรเจนในเชื้อเพลิงส่วนหนึ่งจะทำปฏิกิริยาออกซิเดชั่นในกระบวนการเผาไหม้แล้วซึ่งเป็น NO_x เนื่องจาก Fuel NO_x ดังนั้นการเปลี่ยนไปใช้เชื้อเพลิงที่มีคุณภาพดี

ปริมาณไนโตรเจนต่ำ ไนโตรเจนจะมีมากในเชื้อเพลิงแข็ง แต่จะมีน้อยลงในเชื้อเพลิงเหลวและเชื้อเพลิงก๊าซ ตามลำดับ

(1.2) การกำจัดหรือแยกไนโตรเจนออกจากเชื้อเพลิง การลดปริมาณไนโตรเจนในเชื้อเพลิงสามารถลดการเกิด Fuel NO_x ลงได้ การกำจัดไนโตรเจนในเชื้อเพลิงจึงถือว่าเป็นวิธีการที่มีประสิทธิภาพในการกำจัด NO_x สำหรับเชื้อเพลิงเหลว

(2) การควบคุมการเผาไหม้ (Combustion Control) วิธีการลด NO_x ด้วยเทคโนโลยีด้านการเผาไหม้สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 วิธี ที่อาศัยการควบคุมเงื่อนไขการทำงานในกระบวนการเผาไหม้ ที่ใช้การเผาไหม้ใหม่ซึ่งต้องมีการปรับปรุงอุปกรณ์การเผาไหม้ ดังนี้

(2.1) การปรับเปลี่ยนเงื่อนไขการทำงานในกระบวนการเผาไหม้ วิธีการนี้เป็นการควบคุมการเผาไหม้ที่มีการลงทุนน้อย โดยมีประสิทธิภาพในการลดปริมาณ NO_x ได้ต่ำ โดยมีวิธีการคือ

(1) การเผาไหม้โดยใช้อัตราอากาศต่ำ ทำให้มีอากาศส่วนเกินน้อยลง เป็นการลดไนโตรเจน เป็นส่วนประกอบในอากาศ

(2) การลด Load ความร้อนในห้องเผาไหม้ คือการลดภาระทางความร้อนในห้องเผาไหม้ ทำให้อุณหภูมิภายในต่ำลง อุณหภูมิเปลวไฟลดต่ำลงด้วย เป็นการลด Thermal NO_x

(3) ลดอุณหภูมิการอุ่นอากาศ โดยอุณหภูมิการอุ่นอากาศมีผลโดยตรงกับอุณหภูมิของการเผาไหม้

(2.2) วิธีการปรับปรุงอุปกรณ์การเผาไหม้ วิธีการเผาไหม้แบบใหม่ที่พัฒนาขึ้นเพื่อลดปริมาณ NO_x ได้แก่

(1) การเผาไหม้แบบเป็นขั้นตอน (Staged Combustion) หรือที่นิยมใช้คือ การเผาไหม้แบบสองขั้นตอน

(2) การเผาไหม้แบบหมุนเวียนไอเสียกลับ (Flue gas recirculation, EGR) โดยไอเสียจากการเผาไหม้บางส่วนจะถูกนำมาผสมกับอากาศเพื่อนำไปใช้ในการเผาไหม้ ซึ่งอุณหภูมิการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นจะมีค่าลดลงทำให้ลดปริมาณการเกิด NO_x

(3) การเผาไหม้แบบ Concentration

(4) การพ่นน้ำหรือไอน้ำ โดยการพ่นน้ำหรือไอน้ำเข้าไปในเปลวไฟจากการเผาไหม้ จะทำให้ความร้อนแฝงและ Sensible heat ของน้ำและไอน้ำถูกนำมาใช้ประโยชน์

(5) การใช้หัวพ่นไฟที่มีเทคโนโลยี Low NO_x burner

(3) การควบคุมหลังการเผาไหม้ (Post-combustion control) เป็นกระบวนการกำจัดออกไซด์ของไนโตรเจนจากไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ที่นิยมใช้จริงในปัจจุบัน ซึ่งเป็นการติดตั้งระบบกำจัดหรืออุปกรณ์หลังห้องเผาไหม้

3.4.3 ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO_2)

ก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่มีกำมะถัน (Sulfur, S) กับอากาศ ก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์มีผลต่อระบบหายใจของมนุษย์ และมีผลต่อการเจริญเติบโตของพืช ทำให้โลหะถูกกัดกร่อน รวมทั้งตัวหม้อน้ำ เพราะเมื่อก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ถูกความชื้นหรือน้ำจะกลายเป็นกรด กำมะถัน (H_2SO_4) ในการลดปัญหาของก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ ทำได้โดยวิธีต่างๆ ดังต่อไปนี้

1. การควบคุมกำมะถันในเชื้อเพลิง วิธีการนี้อาจโดยการเลือกเชื้อเพลิงประเภทเดียวกัน แต่มีกำมะถันในเชื้อเพลิงต่ำกว่า

2. การกำจัดซัลเฟอร์ไดออกไซด์ในไอเสีย เทคโนโลยีการกำจัดก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ ก๊าซไอเสียที่นิยมใช้กันมากคือ วิธีการ Flue gas desulfusization (FGD) วิธีนี้แบ่งออกเป็น

2.1 กระบวนการฉีดหรือการพ่นหินปูนแห้ง กระบวนการนี้เป็นการกำจัดก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์โดยการฉีดหรือพ่นผงหินปูน ($CaCO_3$) เข้าไปในเตาเผา เพื่อให้ทำปฏิกิริยากับก๊าซซัลเฟอร์ได ออกไซด์เกิดเป็นผงยิปซัม ระบบนี้มีค่าใช้จ่ายในการลงทุนเริ่มต้นต่ำ ระบบการทำงานของอุปกรณ์ไม่ ซับซ้อนและใช้อุปกรณ์น้อย สามารถกำจัดก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ได้ประมาณ 45% โดยมีปฏิกิริยาที่ เกิดขึ้นแสดงได้ดังสมการ

$$CaCO_3 \rightarrow CaO + CO_2$$

$$2CaO + 2SO_2 + O_2 \rightarrow 2CaSO_4$$

2.2 กระบวนการแบบกึ่งแห้ง กระบวนการนี้เป็นการฉีดน้ำปูนขาวเข้าไปทำปฏิกิริยากับก๊าซ ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ในก๊าซไอเสียในเครื่องพ่นจับ (Scrubber) หลังจากที่อากาศผ่านการกรองดักจับฝุ่นมาแล้วชั้นหนึ่ง ไอของก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ที่สัมผัสกับหยดน้ำปูนขาวจะกลายสภาพเป็นยิปซัม กระบวนการนี้มีค่าใช้จ่ายในการลงทุนเริ่มต้นสูงกว่าแบบแรกประมาณ 3 เท่า แต่มีประสิทธิภาพในการ กำจัดสูงกว่าคือประมาณ 85%

2.3 กระบวนการแบบเปียก กระบวนการนี้เริ่มต้นจากการนำหินปูนที่บดละเอียดมาละลายกับน้ำและกรอง จากนั้นนำน้ำปูนที่ได้พ่นเข้าไปทำปฏิกิริยากับก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ในก๊าซไอเสียภายในหอทำปฏิกิริยา ขั้นตอนนี้มีค่าใช้จ่ายสูงเนื่องจากมีการทำงานที่ซับซ้อน แต่ประสิทธิภาพในการกำจัดสูงถึง 95% และยังได้ผลิตภัณฑ์เป็นยิปซัมที่นำมาใช้ประโยชน์ได้ โดยมีปฏิกิริยาที่เกิดขึ้นในหอทำปฏิกิริยาแสดงได้ดังสมการ

$$CaCO_3 + SO_2 + 0.5H_2O \rightarrow CaSO_4 0.5H_2O + CO_2$$

$$CaSO_4 0.5H_2O + 0.5O_2 + 1.5H_2O \rightarrow CaSO_4 2H_2O$$

หอปฏิกิริยาถูกออกแบบให้มีการผสมกันระหว่างน้ำปูนกับก๊าซไอเสียอย่างทั่วถึง ก๊าซไอเสียที่ถูกกำจัด SO_2 จะไหลออกทางด้านบนของหอผลิตภัณฑ์คือ ยิปซั่ม ($CaSO_4 2H_2O$) และแคลเซียมซัลไฟต์ ($CaSO_3$) ซึ่งทั้งสองจะอยู่ในรูปของสารแขวนลอยในน้ำ กระบวนการแยกยิปซัมออกจากน้ำค่อนข้างง่ายหลังจากแยกน้ำแล้วจะได้ยิปซั่มแห้งซึ่งใช้เป็นวัสดุก่อสร้างหรือเพื่อการเกษตรได้ กระบวนการแยกแคลเซียมซัลไฟต์ออกจากน้ำค่อนข้างยากและแคลเซียมซัลไฟต์ที่ได้มีประโยชน์น้อยกว่ายิปซั่มมาก จากสมการจะพบว่าการเพิ่มปริมาณอากาศจะเป็นการเพิ่มปฏิกิริยาการเปลี่ยนแคลเซียมซัลไฟต์เป็นยิปซั่ม

3.4.4 ออกไซด์ของคาร์บอน (CO_2 and CO)

ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (CO_2) เกิดจากการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ของไฮโดรคาร์บอน ในการควบคุม นั้นทำได้โดยการปรับปรุงประสิทธิภาพของอุปกรณ์ทุกชนิดที่เกี่ยวข้อง เช่น เตาเผา หม้อน้ำ อุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อนทุกชนิด รวมถึงการใช้เทคโนโลยีในการเผาไหม้ที่มีประสิทธิภาพทันสมัย เพื่อให้ลดการเผาไหม้เชื้อเพลิงลง

ก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) เกิดจากการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ของไฮโดรคาร์บอน คล้ายกับการเกิดเขม่าควัน แต่มีปฏิกิริยาการออกซิไดซ์ของธาตุคาร์บอนกับก๊าซออกซิเจนที่ไม่เพียงพอ หรือมีอากาศน้อยเกินไป ก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์เป็นก๊าซพิษ มีผลเสียต่อระบบประสาทและระบบการหายใจของมนุษย์ ดังนั้นจำเป็นต้องมีการควบคุมปริมาณก๊าซที่เกิดขึ้น ซึ่งมีหลักการคือ

1. เลือกใช้ระบบการเผาไหม้ที่ดีมีการเผาไหม้ที่สมบูรณ์
2. ปรับปรุงระบบการเผาไหม้เดิม เช่น เพิ่มอุณหภูมิของเชื้อเพลิง เพิ่มอุณหภูมิของอากาศ สำหรับการเผาไหม้ เพิ่มหรือลดความดันเชื้อเพลิงให้เหมาะสมกับการเผาไหม้ เป็นต้น
3. หม้อน้ำบางชนิดออกแบบลักษณะการไหลของก๊าซไอเสียไม่เหมาะสม ทำให้เกิดคาร์บอนมอนอกไซด์มากซึ่งจำเป็นต้องมีการปรับปรุง

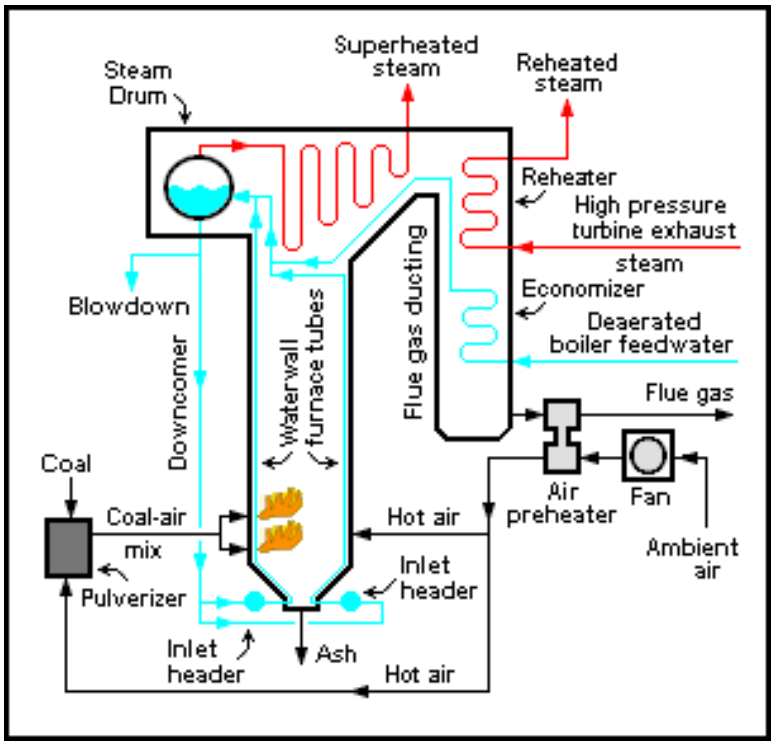
บทที่ 4
ระบบผลิตไอน้ำและประสิทธิภาพหม้อน้ำ

4.1 เครื่องกำเนิดไอน้ำสำหรับโรงไฟฟ้า (Steam Generator for Power Plants)

สำหรับโรงไฟฟ้า เครื่องกำเนิดไอน้ำจะเป็นหม้อน้ำแบบท่อน้ำที่มีความสามารถผลิตไอน้ำความดันสูง อุณหภูมิสูงและอัตราการไหลสูงเพื่อนำไปใช้เป็นต้นกำลังขับกังหันไอน้ำในโรงไฟฟ้า เครื่องกำเนิดไอน้ำสำหรับโรงไฟฟ้าจะมีความซับซ้อนกว่าหม้อน้ำขนาดเล็กที่ผลิตไอน้ำเพื่อกระบวนการผลิตในโรงงานอุตสาหกรรม เนื่องจากมีส่วนประกอบสำคัญ ๆ มากกว่าหม้อน้ำ (Boiler) ดังนั้นจึงไม่นิยม เรียกว่า หม้อน้ำ (Boiler) แต่จะเรียกว่าเครื่องกำเนิดไอน้ำ (Steam generator)

ส่วนประกอบที่สำคัญๆ ของเครื่องกำเนิดไอน้ำสำหรับโรงไฟฟ้าที่ดังแสดงในรูปที่ 4.1 ได้แก่

4.1.1 เตาเผา (Furnace) ทำหน้าที่ผลิตพลังงานความร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง โดยความร้อนส่วนหนึ่งจะถ่ายเทให้กับท่อน้ำในผนังเตาเผา เพื่อทำการต้มน้ำให้กลายเป็นไอน้ำซึ่งบริเวณดังกล่าวอาจถูกเรียกตามหน้าที่หลักคือต้มน้ำให้กลายเป็นไอน้ำว่า *เครื่องระเหย (Evaporator)* หรือ *ตัวหม้อน้ำ (Boiler)* โดยที่ความร้อนอีกส่วนหนึ่งจะอยู่ในก๊าซไอเสียที่จะไหลภายในเครื่องกำเนิดไอน้ำผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ ก่อนออกไปภายนอก



รูปที่ 4.1 ส่วนประกอบของเครื่องกำเนิดไอน้ำสำหรับโรงไฟฟ้า
[ที่มา : https://en.wikipedia.org/wiki/Boiler_(power_generation)]

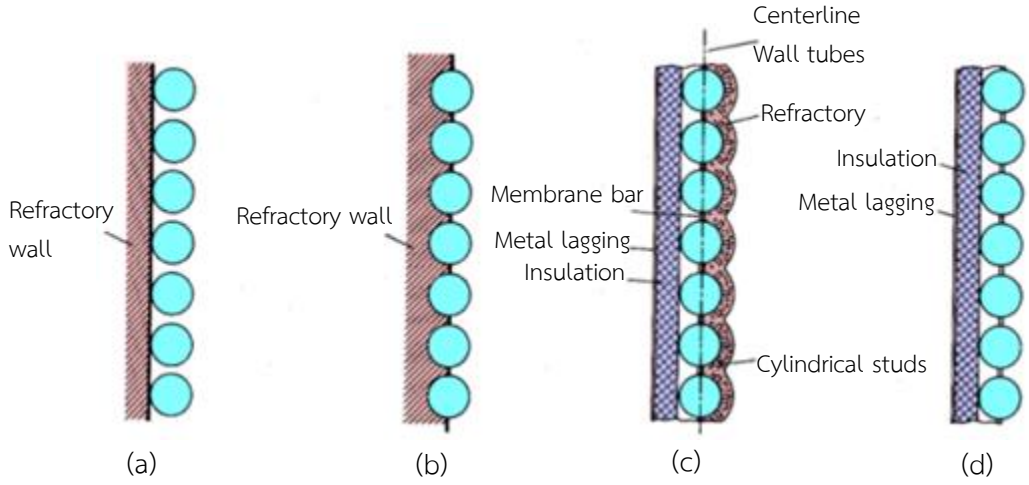
4.1.2 เครื่องดงไอ (Superheater) ทำหน้าที่เพิ่มอุณหภูมิให้แก่ไอน้ำอิ่มตัวที่ออกจากเครื่องระเหยให้กลายเป็นไอดง

4.1.3 เครื่องให้ความร้อนซ้ำ (Reheater) ทำหน้าที่นำไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำ มาให้ความร้อนซ้ำ เพื่อให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น และส่งกลับไปยังกังหันไอน้ำอีกชุดหนึ่ง

4.1.4 เครื่องประหยัดเชื้อเพลิง (Economizer) ทำหน้าที่อุ่นน้ำให้ร้อนก่อนเข้าเครื่องระเหย (Evaporator) โดยอาศัยความร้อนจากก๊าซไอเสียร้อนก่อนออกไปสู่ปล่องไฟ

4.1.5 เครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) ทำหน้าที่อุ่นอากาศให้ร้อนก่อนเข้าเตาเผา โดยอาศัยความร้อนจากก๊าซไอเสียร้อนก่อนออกไปสู่ปล่องไฟ ซึ่งจะช่วยให้โรงไฟฟ้าประหยัดเชื้อเพลิงได้

โครงสร้างท่อน้ำของเครื่องกำเนิดไอน้ำสำหรับโรงไฟฟ้าจะเป็นแบบผนังระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water-cooled furnace walls) ทำให้ผนังเตามีโครงสร้างเป็นผนังน้ำ (water wall) ส่งผลให้มีประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น โดยลักษณะของเปลือกเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบต่างๆ แสดงดังรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 เปลือกหม้อน้ำที่เป็นท่อน้ำ

จากรูปที่ 4.2 (a) แสดงผนังแบบท่อเปลือย (Bare tube) เป็นเปลือกเครื่องกำเนิดไอน้ำที่ใช้ท่อน้ำวางติดบนผิวด้านใน

จากรูปที่ 4.2 (b) แสดงผนังแบบท่อฝังเป็นปุ่มในผนัง (Embeded tube) เป็นเปลือกเครื่องกำเนิดไอน้ำที่ใช้ท่อน้ำวางฝังลงผิวด้านใน โดยวางฝังลงครึ่งหนึ่งของท่อ

จากรูปที่ 4.2 (c) แสดงผนังแบบท่อน้ำฝังในผนัง (Studded tube) เป็นเปลือกเครื่องกำเนิดไอน้ำที่ใช้ ท่อน้ำบนผิวด้านใน โดยมีครีบทำเป็นลักษณะโค้งรอบท่อน้ำ ตัวครีบด้านโค้งยังเป็นรอยย่นเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวในการรับความร้อนให้มากขึ้นอีกด้วย

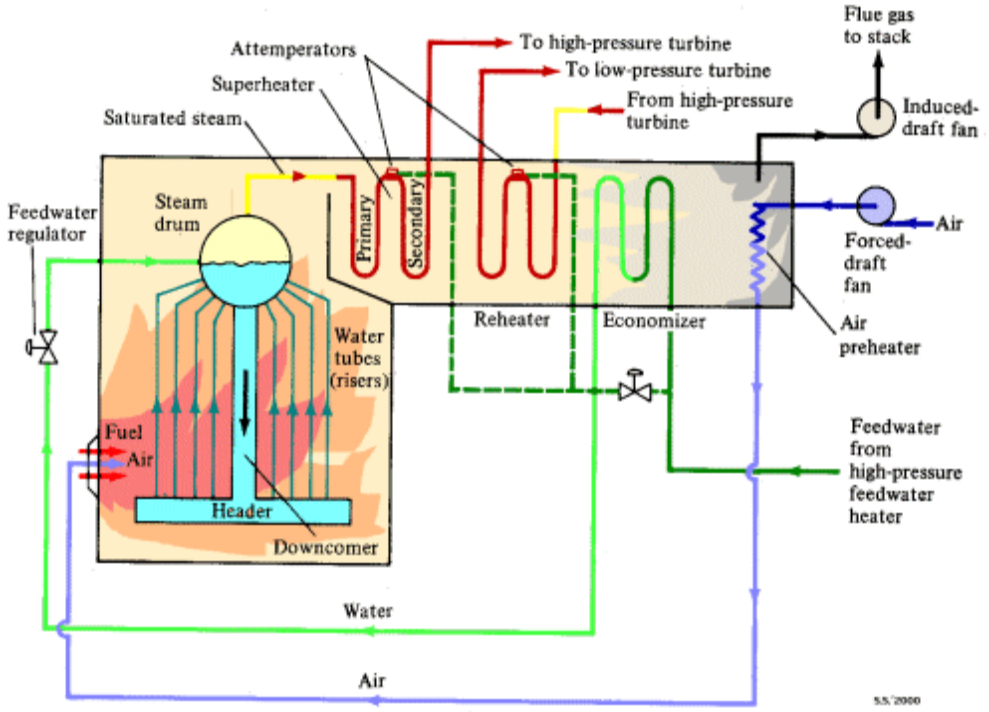
และจากรูปที่ 4.2 (d) แสดงผนังแบบพังผืด (Membrane tube) เป็นเปลือกหม้อน้ำที่ใช้ท่อน้ำบนผิวด้านใน โดยมีครีบยึดท่อน้ำเหล่านั้นเข้าด้วยกัน ตัวครีบเป็นแผ่นเรียบตรง ครีบนี้จะช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวในการรับความร้อนของท่อน้ำได้มากขึ้นและจะช่วยให้การถ่ายเทความร้อนสู่น้ำในท่อดีขึ้นทั้งยังเป็นตัวช่วยเสริมความแข็งแกร่งให้ผนังเครื่องกำเนิดไอน้ำให้ทนแรงดันได้ดีขึ้นอีกด้วย

เนื่องจากผนังเตาทั้งหมดเป็นผนังระบายความร้อนด้วยน้ำ การถ่ายเทความร้อนจากก๊าซไอเสียร้อนสู่ผนังน้ำจึงเป็นแบบการแผ่รังสีความร้อนเป็นส่วนใหญ่ประกอบกับการพาความร้อนบางส่วน ดังนั้น จึงมักเรียกว่าเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบนี้ว่า เครื่องกำเนิดไอน้ำแบบแผ่รังสีความร้อนหรือหม้อน้ำแบบแผ่รังสีความร้อน (Radiant boiler)

เครื่องกำเนิดไอน้ำ (Steam generator) ที่ใช้ในโรงไฟฟ้าชีวมวลส่วนใหญ่เป็นเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบมีถังพักไอน้ำ (Drum-type steam generator) จากรูปที่ 4.3 แสดงการทำงานของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบมีถังพักไอน้ำ โดยน้ำจากเครื่องอุ่นน้ำป้อนความดันสูง (High pressure feedwater heater) จะไหลเข้าเครื่องประหยัดเชื้อเพลิง (Economizer) และไหลเข้าสู่ถังพักไอน้ำ (Steam drum) จากนั้น น้ำจากถังพักไอน้ำจะไหลผ่านท่อน้ำไหลลง (Downcomer) สู่ท่อรวมน้ำ (Header) ด้านล่างเตาเผา โดยท่อรวมน้ำจะต่อกับท่อน้ำไหลขึ้น (Riser) ซึ่งวางล้อมรอบภายในผนังเตาเผา น้ำในท่อน้ำจะได้รับความร้อนจากก๊าซไอเสียร้อนและถูกต้มให้เดือดจนกลายเป็นไอในบริเวณเตาเผา (Furnace) และเครื่องระเหย (Evaporator) จากความหนาแน่นที่แตกต่างกันระหว่างน้ำ ในท่อน้ำไหลลง (Downcommer) และน้ำในท่อน้ำไหลขึ้น (Riser) จึงทำให้เกิดการไหลหมุนเวียนของน้ำ ไอน้ำที่ไหลเข้าสู่ถังพักไอน้ำ (Steam drum) จะถูกแยกน้ำและไอน้ำออกจากกัน โดยน้ำที่แยกออกมาจะไหลหมุนเวียนเพื่อรับความร้อนอีกครั้ง ส่วนไอน้ำที่ออกจากถังพักไอน้ำ (Steam drum) ก็จะไหลไปยังเครื่องดงไอ (Superheater) และไหลไปยังกังหันไอน้ำความดันสูง (High pressure turbine) เพื่อผลิตกำลังงาน

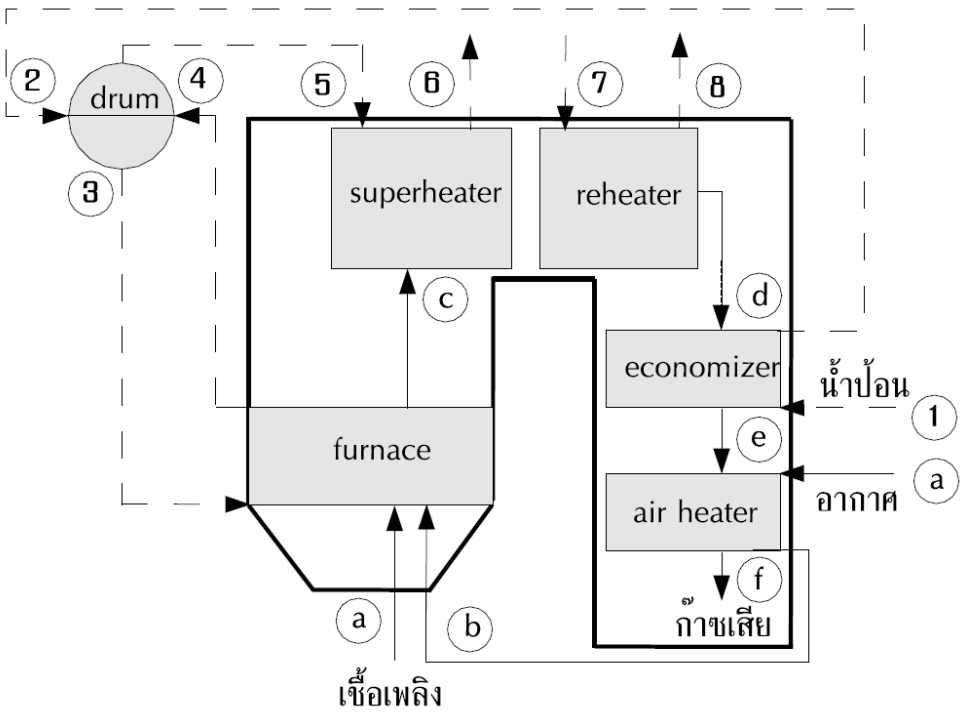
จากนั้นไอน้ำที่ออกมาจากกังหันไอน้ำจะมีความดันและอุณหภูมิลดลง และจะไหลไปรับความร้อนอีกครั้งที่ เครื่องให้ความร้อนซ้ำ (Reheater) ก่อนที่จะไหลเข้าสู่กังหันความดันต่ำ (Low pressure turbine) เพื่อผลิตกำลังงานอีกครั้ง จากนั้น ไอน้ำที่ออกมาจะไหลสู่เครื่องควบแน่น (Condenser) และไปยังเครื่องอุ่นน้ำป้อนวนเวียนกลับสู่เครื่องกำเนิดไอน้ำเป็นวัฏจักรแบบนี้ต่อไป

ด้านการไหลของอากาศนั้น อากาศในบรรยากาศจะถูกเครื่องเป่าอากาศ (Forced-draft fan, FD) เป่าเข้าสู่เครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) เพื่อรับความร้อนจากก๊าซไอเสียร้อน (Flue gas) ที่ไหลผ่านท่อของอากาศร้อนก่อนที่ถูกปล่อยสู่บรรยากาศ จากนั้นอากาศที่ถูกอุ่นจะไหลเข้าเตาเผาผสมกับเชื้อเพลิง และเผาไหม้ที่อุณหภูมิสูง ทั้งนี้ก๊าซไอเสียร้อนที่ออกจากระบบจะถูกดูดเข้าสู่ปล่องไฟด้วยเครื่องดูดอากาศ (Induced-draft fan, ID) และแรงดูดของปล่องไฟ



(ก) แผนภาพการทำงาน

[ที่มา : http://www.me.psu.ac.th/Power_Plant_Engineering/P3d.htm]



(ข) การไหลของไอน้ำและก๊าซไอเสียร้อน

รูปที่ 4.3 การทำงานของเครื่องกำเนิดไอน้ำแบบมีถังพักไอน้ำ

รายละเอียดเกี่ยวกับส่วนประกอบหลักของเครื่องกำเนิดไอน้ำสำหรับโรงไฟฟ้า มีดังนี้

4.1.6 ถังพักไอน้ำ (Steam Drum)

ถังพักไอน้ำเป็นส่วนประกอบหลักในหม้อน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 4.4 ขนาดของถังพักไอน้ำต้องมีปริมาตรเพียงพอที่จะสะสมไอน้ำตามการเปลี่ยนแปลงของภาระ ในขณะเดียวกันต้องควบคุมระดับน้ำไม่ให้ต่ำจนเกิดอันตรายหรือเกิดสภาวะน้ำในหม้อน้ำถูกพาออกไปพร้อมกับไอน้ำที่เรียกว่า แคร์รี่โอเวอร์ (Carryover) โดยน้ำป้อนที่เข้าถังพักไอน้ำต้องผ่านการปรับปรุงคุณภาพน้ำ และมีการทำความสะอาดภายในหม้อน้ำด้วยสารเคมีประกอบกับการกำจัดสารแปลกปลอมซึ่งอาจมีหลงเหลืออยู่ในถังพัก ซึ่งจะเป็นอันตรายแก่ถังพักไอน้ำและท่อน้ำ รวมทั้งเป็นอันตรายต่อใบกังหันไอน้ำ



รูปที่ 4.4 ถังพักไอน้ำ (Steam Drum)

[ที่มา : https://www.uskoreahotlink.com/products/epc/horizontal-steam-drum/]

การทำงานของถังพักไอน้ำที่สำคัญที่สุด คือ การแยกไอน้ำออกจากน้ำร้อน ซึ่งสามารถทำได้ 3 แบบ คือ

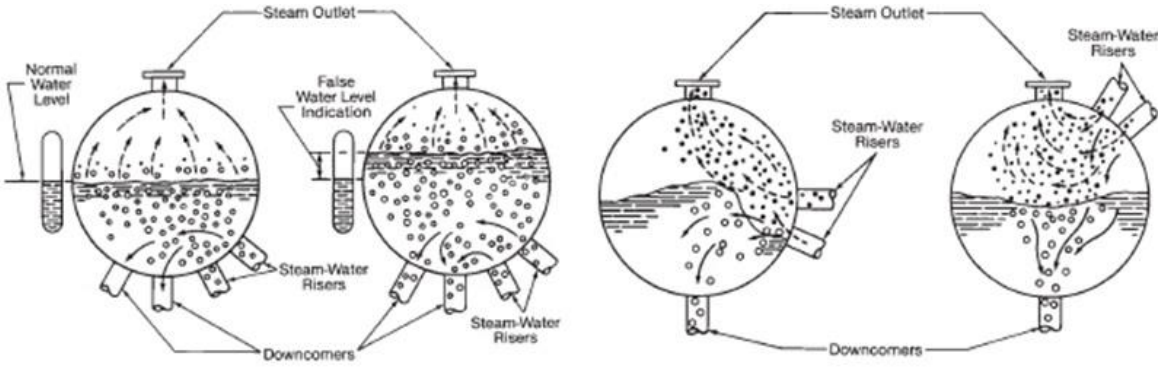
(1) แบบแยกโดยอาศัยแรงโน้มถ่วง (Gravity) ดังแสดงในรูปที่ 4.5 (ก) หากความเร็วของไอน้ำที่ระเหยจากผิวน้ำต่ำเพียงพอ (น้อยกว่า 0.9 m/s) ละอองไอน้ำจะแยกออกมาโดยธรรมชาติโดยไม่มีการผสมของหยดน้ำหรือสารแปลกปลอมและจะไม่กลั่นตัวย้อนกลับหมุนเวียนสู่ท่อน้ำไหลลง การแยกไอน้ำโดยอาศัยแรงโน้มถ่วงจึงเหมาะสมเฉพาะกับหม้อน้ำที่มีพิกัดต่ำและความดันต่ำเท่านั้น

(2) แบบเชิงกล (Mechanic) สำหรับหม้อน้ำที่มีพิกัดไอน้ำสูงและความดันสูงดังแสดงในรูปที่ 4.5 (ข) ซึ่งหลักการทำงาน 2 ขั้นตอน คือ การแยกขั้นแรกจะทำการแยกน้ำส่วนใหญ่จากไอน้ำและป้องกันการย้อนกลับของไอน้ำ การแยกขั้นที่สองจะแยกหยดน้ำและสิ่งแปลกปลอมออกจากไอน้ำ ซึ่งทำให้ไอน้ำบริสุทธิ์หรือแห้งและอิ่มตัวขึ้น เพื่อที่จะนำมาดงไอต่อไป

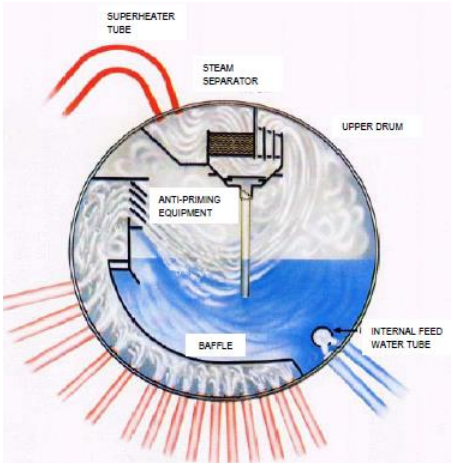
การแยกเชิงกลประกอบด้วยการทำแผ่นกัน (Baffle) ตะแกรง (Screens) แผ่นโค้ง และตัวแยก โดยที่แผ่นกัน (Baffle) ทำหน้าที่เป็นตัวแยกขั้นแรกซึ่งจะเปลี่ยนหรือกลับทิศทางการไหลของไอน้ำ จึงเป็นการช่วยส่งเสริมการแยกโดยอาศัยแรงโน้มถ่วงได้ดียิ่งขึ้น และทำหน้าที่เป็นแผ่นกันชนให้น้ำระบายออกอีกด้วย สำหรับ

ตะแกรง (Screens) ซึ่งทำมาจากตาข่ายลวดจะทำหน้าที่แยกขั้นที่สอง โดยลวดแต่ละอันจะดึงดูดและขัดขวางการไหลของหยดน้ำ เมื่อสะสมมากขึ้นหยดน้ำจะหยดลงกลับคืนสู่น้ำในถังโดยแรงโน้มถ่วง แผ่นโค้งหรือแผ่นลูกฟูกทำหน้าที่เป็นทั้งตัวแยกขั้นแรกและขั้นที่สอง

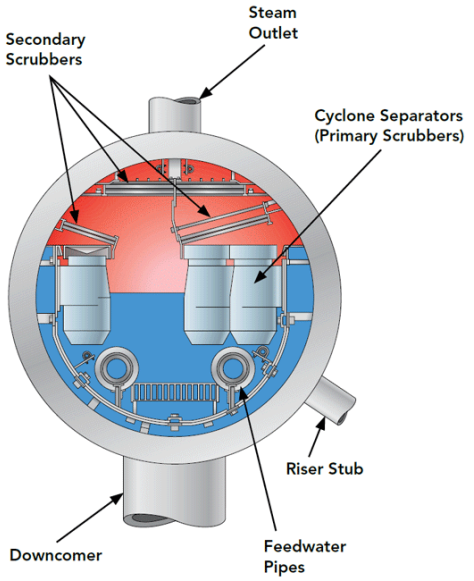
(3) แบบแรงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal) ถูกนำมาประยุกต์ใช้เพื่อแยกไอน้ำและน้ำออกจากกัน เมื่อความดันใกล้จุดวิกฤต ดังแสดงในรูปที่ 4.5 (ค) ไอน้ำและน้ำจากท่อน้ำไหลขึ้นจะไหลผ่านน้ำในถังพักไอเข้าสู่การแยกด้วยแรงหนีศูนย์กลาง ซึ่งจะหมุนวนทำให้หยดน้ำซึ่งหนักกว่าถูกเหวี่ยงผ่านไอน้ำออกไปกระทบกับผนังและไหลออกทางใต้ผิวน้ำทางผนังด้านนอก โดยผนังอาจจะมีแผ่นลูกฟูกช่วยการแยกอีกบริเวณทางออกก็ได้ จากนั้นตะแกรงใต้ทางออกของถังพักไอน้ำจะเป็นตัวกรองครั้งสุดท้าย



รูปที่ 4.5 (ก) การแยกไอน้ำโดยวิธีต่างๆ ในถังพักไอน้ำ แบบแรงโน้มถ่วง (Gravity)
[ที่มา : http://steamofboiler.blogspot.com/2011/06/separation-process-in-steam-drum.html]



รูปที่ 4.5 (ข) การแยกไอน้ำโดยวิธีต่างๆ ในถังพักไอน้ำ แบบเชิงกล (Mechanic)
[ที่มา : http://www.yoshimine.co.jp/en/products/product_h.html]



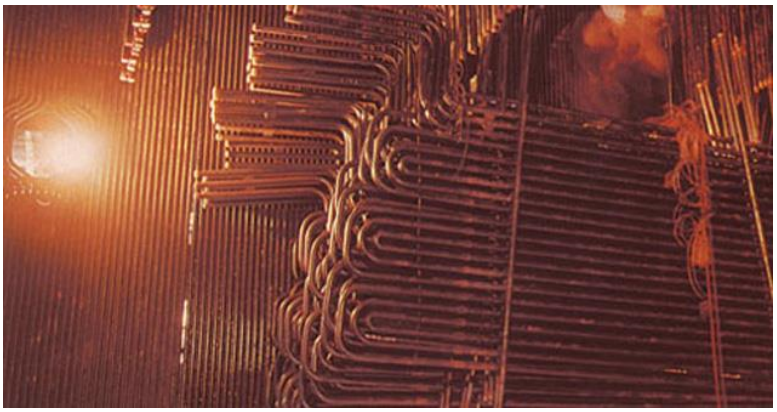
รูปที่ 4.5 (ค) การแยกไอน้ำโดยวิธีต่างๆ ในถังพักไอน้ำ แบบแรงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal)
[ที่มา : https://www.babcock.com/products/radiant-boiler]

4.1.7 เครื่องดงไอ (Superheaters)

เครื่องดงไอ ดังแสดงในรูปที่ 4.6 เป็นอุปกรณ์ที่ติดตั้งในเครื่องกำเนิดไอน้ำของโรงไฟฟ้า ซึ่งเป็นวัสดุที่ทำมาจากเหล็กผสมที่มีความแข็งแรงเป็นพิเศษสามารถทนต่ออุณหภูมิใช้งานที่สูงได้ และสามารถทนต่อการกัดกร่อนได้ดี

เครื่องดงไอมี 2 ประเภทคือ

1. เครื่องดงไอรับความร้อนจากการพา (Convection superheaters)
2. เครื่องดงไอรับความร้อนจากการแผ่รังสี (Radiant superheaters)



รูปที่ 4.6 เครื่องดงไอ (Superheaters)

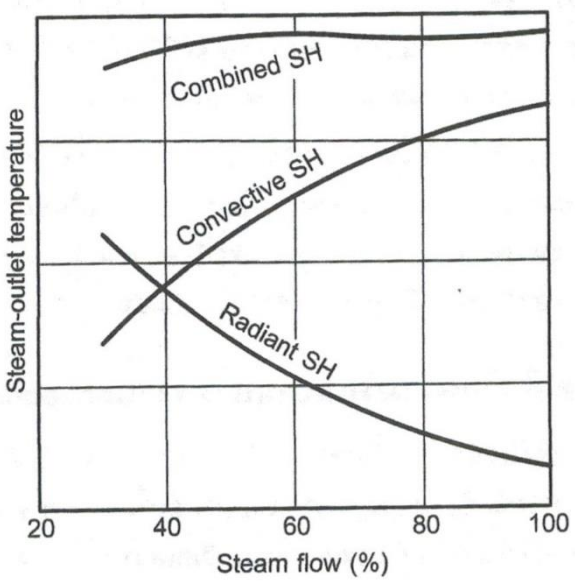
4.1.7.1 เครื่องดงไอรับความร้อนจากการพา (Convection Superheaters)

เครื่องดงไอจะทำการติดตั้งเครื่องเหนือหรือด้านหลังกลุ่มของท่อน้ำเพื่อป้องกันเปลวไฟจากการเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงปะทะโดยตรง ดังนั้น การพาความร้อน (Convection) จะเป็นการถ่ายเทความร้อน

หลักที่เกิดขึ้น ซึ่งเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซไอเสียร้อนและท่อของเครื่องดงไอ ซึ่งมีคุณสมบัติหลักที่สำคัญคือ การตอบสนองต่อภาระที่เปลี่ยนแปลงได้ดี โดยอุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นตามภาระ ดังแสดงในรูปที่ 4.7

4.1.7.2 เครื่องดงไอรับความร้อนจากการแผ่รังสี (Radiant Superheaters)

เครื่องดงไอแบบนี้จะทำการติดตั้งเครื่องให้ใกล้กับเปลวไฟของการเผาไหม้ที่มีอุณหภูมิสูงให้มากที่สุด ซึ่งเมื่อความเร็วการไหลของไอน้ำเพิ่มขึ้นก็จะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากความร้อนของเปลวไฟที่อุณหภูมิสูง จากการวางเครื่องดงไอที่ตำแหน่งดังกล่าวนี้ ทำให้เครื่องดงไอได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีเป็นหลัก อย่างไรก็ตามเมื่อความต้องการไอน้ำเพิ่มขึ้น การถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยมวลการไหลลดลง กล่าวคือเครื่องดงไอชนิดนี้ อุณหภูมิไอน้ำที่ทางออกลดลงตามภาระ อันเป็นผลตรงข้ามกับเครื่องดงไอรับความร้อนจากการพา ดังแสดงในรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 การตอบสนองของอุณหภูมิทางออกของการพาความร้อน การแผ่รังสีและผลรวมของทั้งสองในเครื่องดงไอ [Nag, P.K., 2008]

4.1.8 เครื่องให้ความร้อนซ้ำ (Reheaters)

เครื่องให้ความร้อนซ้ำจะคล้ายคลึงกับเครื่องดงไอ ยกเว้นวัสดุที่ใช้สร้างอาจใช้โลหะผสมเหล็กเกรดที่ต่ำกว่าได้ เนื่องจากอุณหภูมิโดยรวมและความดันไอน้ำของเครื่องให้ความร้อนซ้ำอาจจะต่ำกว่า โดยต่ำกว่าประมาณ 20 - 25% ของความดันไอในเครื่องดงไอ แม้ว่าอุณหภูมิไอน้ำทางออกจะเท่ากัน

4.1.9 เครื่องประหยัดเชื้อเพลิง (Economizers)

เครื่องประหยัดเชื้อเพลิง (Economizer) เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซไอเสียกับน้ำป้อน ซึ่งประกอบด้วยกลุ่มท่อจำนวนมากวางขนานกัน ตำแหน่งของเครื่องประหยัดเชื้อเพลิงจะอยู่ถัดจากเครื่องให้ความร้อนซ้ำ น้ำป้อนจะไหลในท่อของเครื่องให้ความร้อนซ้ำและ ออกไปยังถังพักไอน้ำ

ส่วนก๊าซไอเสียจะไหลนอกท่อ ทิศทางการไหลของน้ำและก๊าซไอเสียในเครื่องประหยัดเชื้อเพลิง จึงเป็นแบบสวนทางกันเพื่อให้ประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซไอเสียกับน้ำป้อนสูงที่สุด เครื่องประหยัดเชื้อเพลิงไม่ได้ออกแบบให้ผลิตไอน้ำ ดังนั้นน้ำป้อนที่ออกจากเครื่องประหยัดเชื้อเพลิงควรมีอุณหภูมิต่ำกว่าจุดเดือดของน้ำที่ถังพักไอน้ำประมาณ 30 °C เพื่อไม่ให้มีการเปลี่ยนสถานะของน้ำ การที่น้ำป้อนมีอุณหภูมิสูงยังช่วยลดความเค้นที่เกิดจากความร้อน (Thermal stress) ในถังพักไอน้ำอีกด้วย ซึ่งเป็นการลดความแตกต่างอุณหภูมิผิวของถังพักไอน้ำ และส่งผลให้ประสิทธิภาพโดยรวมของโรงไฟฟ้าเพิ่มสูงขึ้น

ปัญหาที่อาจเกิดขึ้นกับเครื่องประหยัดเชื้อเพลิง คือ การกัดกร่อนโดยอนุภาคในก๊าซไอเสีย ดังนั้นความเร็วของก๊าซไอเสียจึงถูกจำกัดอยู่ที่ 10 - 12 m/s ถ้าปริมาณเถ้าในเชื้อเพลิงมีน้อย แต่ถ้าเชื้อเพลิงมีสัดส่วนของเถ้ามาก ความเร็วของก๊าซไอเสียอาจต้องต่ำกว่านี้

ปัญหาถัดไปคือ การควบแน่นของไอน้ำในก๊าซไอเสียบนผิวท่อ ซึ่งอาจมีอุณหภูมิต่ำกว่าจุดน้ำค้าง ปัญหานี้มัก เกิดขึ้นในช่วงเริ่มเดินเครื่องซึ่งท่อยังมีอุณหภูมิต่ำ การแก้ปัญหาอาจทำได้โดยการปล่อยให้ก๊าซไอเสียไหลผ่านท่อในขณะที่ยังไม่มีน้ำไหลเข้า เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของท่อให้สูงกว่าจุดน้ำค้าง

ปัญหาสุดท้ายที่เกิดขึ้นคือ การสะสมของขี้เถ้าบนผิวท่อของเครื่องประหยัดเชื้อเพลิง เพื่อแก้ปัญหานี้กลุ่มท่อจะต้องมีระยะห่างระหว่างท่อที่มากพอที่จะให้เครื่องเป่าฝุ่นทำงานโดยสะดวก นอกจากนี้ท่อที่ใช้ควรเป็นท่อเรียบ

4.1.10 เครื่องอุ่นอากาศ (Air Preheaters)

ก๊าซไอเสียที่นำไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศที่จะเข้าเตาเผาโดยใช้เครื่องอุ่นอากาศเพื่อเพิ่มอุณหภูมิอากาศ อากาศที่ร้อนขึ้นจะช่วยส่งเสริมการเผาไหม้ ทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไอน้ำเพิ่มขึ้นและลดการใช้เชื้อเพลิง

4.1.11 ปล่องไฟ (Stack or Chimney)

ปล่องไฟทำหน้าที่นำก๊าซไอเสียร้อนที่ผ่านหม้อน้ำออกไปภายนอกปล่องไฟอาจทำด้วยเหล็ก หรืออิฐทนไฟก็ได้ กรณีที่การเผาไหม้ของเชื้อเพลิงมีเขม่าและก๊าซอันตรายปนเปื้อนออกมามากควรจะติดตั้งระบบขจัดเขม่าควันและก๊าซอันตรายเสียก่อนที่จะระบายออกทางปล่องไฟ โดยข้อแนะนำสำหรับการสร้างปล่องไฟมีดังนี้

1. ปล่องไฟที่สร้างควรจะเสียค่าบำรุงรักษาเพียงเล็กน้อย
2. สภาวะของบรรยากาศภายนอกและความสูงปล่องมีผลต่อแรงดูดของลมภายในปล่อง
3. ต้องคำนึงถึงความแข็งแรงของปล่องไฟและฐานราก
4. ควรมีสายล่อฟ้า
5. ต้องมีบันไดพร้อมกรอบนิรภัยเพื่อให้สามารถขึ้นไปซ่อมบำรุงได้

4.2 น้ำป้อนสำหรับหม้อน้ำ (Boiler Makeup and Treatment)

โรงไฟฟ้ากำลังไอน้ำสูญเสียส่วนของไอน้ำและน้ำบางส่วนออกจากระบบ เนื่องจากการรั่วจากข้อต่อต่างๆ หน้าแปลน วาล์ว การเล็ดลอดออกไปกับกระบวนการกำจัดฟองอากาศ การปล่อยน้ำทิ้งและอื่นๆ มีสัดส่วนการสูญเสียประมาณ 0.5 - 1.5 % เทียบกับอัตราการไหลของน้ำป้อน ซึ่งขึ้นอยู่กับการออกแบบและ

อายุของโรงไฟฟ้า ฉะนั้นจึงต้องมีการเติมน้ำป้อนเข้าไปในระบบเพื่อชดเชยน้ำที่สูญเสียไปและน้ำที่เพิ่มเข้าไปต้องได้รับการปรับปรุงคุณภาพเพื่อให้น้ำและไอน้ำยังคงสภาพบริสุทธิ์ปราศจากสารแขวนลอยและปราศจากตะกรันจับตามผิวของเครื่องกำเนิดไอน้ำ รวมทั้งไม่มีซิลิกาที่จะทำอันตรายต่อใบกังหัน ระบบน้ำป้อนและน้ำควบแน่น

ระบบเติมน้ำป้อนเริ่มจากการเตรียมน้ำดิบหรือการปรับสภาพขั้นต้นด้วยระบบแลกเปลี่ยนไอออน (Demineralizing system) ระบบเติมน้ำป้อนเริ่มจากการเตรียมน้ำดิบหรือการปรับสภาพขั้นต้นด้วยระบบแลกเปลี่ยนไอออน (Condensate polishing system) จะใช้ในการฟอกน้ำให้บริสุทธิ์ยิ่งขึ้น เนื่องจากน้ำดิบโดยทั่วไปมีแร่ธาตุของสารเจือปนต่างๆ ที่อยู่ในน้ำในลักษณะที่แตกต่างกันไป อาจจะเป็นสารแขวนลอยโคลน สารอินทรีย์ สารกระด้าง (แคลเซียมและแมกนีเซียม) สารต่างๆ (ไบคาร์บอเนต คาร์บอเนตและไฮเดรต) ไอออนละลายใดๆ

4.2.1 การเตรียมน้ำดิบ (Pretreatment)

ขอบเขตของการปรับสภาพน้ำขึ้นอยู่กับแหล่งของน้ำดิบที่ใช้ น้ำบาดาลโดยปกติต้องการการกรองอย่างง่ายก่อน น้ำดิบจากแหล่งพื้นผิวดิน เช่น จากแม่น้ำหรือทะเลสาบ จำเป็นต้องมีการปรับสภาพที่ละเอียดขึ้นมากกว่าขั้นแรก คือการทำให้บริสุทธิ์ด้วยการเติมคลอรีนเพื่อป้องกันการสกปรกจากการเน่าเสียทางชีวภาพและการทำให้สารแขวนลอยต่างๆ รวมตัวตกตะกอนด้วยการปรับสภาพทางเคมี และกำจัดออกทางด้านล่างด้วยการปล่อยทิ้ง

ขั้นตอนต่อไปคือ การทำให้เป็นน้ำอ่อนซึ่งขึ้นอยู่กับความกระด้างและสภาพเป็นด่างของน้ำ ความกระด้างเป็นตัวการสำคัญที่ทำให้เกิดคราบหินปูนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ เครื่องกำเนิดไอน้ำและท่อทางเดินน้ำ อันเนื่องมาจากเกลือแคลเซียมและแมกนีเซียมในน้ำกระด้างซึ่งไม่มีไอออนของ Ca^{2+} และ Mg^{2+} สภาพเป็นด่างโดยมากคือ ไบคาร์บอเนต (HCO_3) โดยมีพวกคาร์บอเนตและไฮเดรตอยู่บ้าง การทำให้เป็นน้ำอ่อนปกติทำโดยการใช้ปูนขาวหรือ โซดาแอช (ไลบ์โซดา) โดยปูนขาวและแคลเซียมไฮดรอกไซด์ ($Ca(OH)_2$) ซึ่งจะเป็นตัวทำให้แคลเซียมไบคาร์บอเนตตกตะกอนเป็นแคลเซียมคาร์บอเนต ($CaCO_3$) และเกลือแมกนีเซียมตกตะกอนเป็นแมกนีเซียมไฮดรอกไซด์ ($Mg(OH)_2$) ดังนี้

$$Ca(OH)^2 + Ca^{2+}(HCO_3)_2 \longrightarrow 2CaCO_3 + 2H_2O$$
$$2Ca(OH)_2 + Mg^{2+}(HCO_3)_2 \longrightarrow 2CaCO_3 + Mg(OH)_2 + H_2O$$
$$(CaOH)_2 + Mg^{2+}(SO_4) \longrightarrow Mg(OH)_2 + CaSO_4$$

ส่วนโซดาแอชและโซเดียมคาร์บอเนต ($Na_2\ CO_3$) จะเพิ่มเข้าไปเพื่อทำปฏิกิริยากับแคลเซียมคลอไรด์และแคลเซียมซัลเฟต เพื่อรวมตัวเป็นแคลเซียมคาร์บอเนต

$$Na_2\ Co_3 + CaSO_4 \longrightarrow CaCO_3 + Na_2SO_4$$

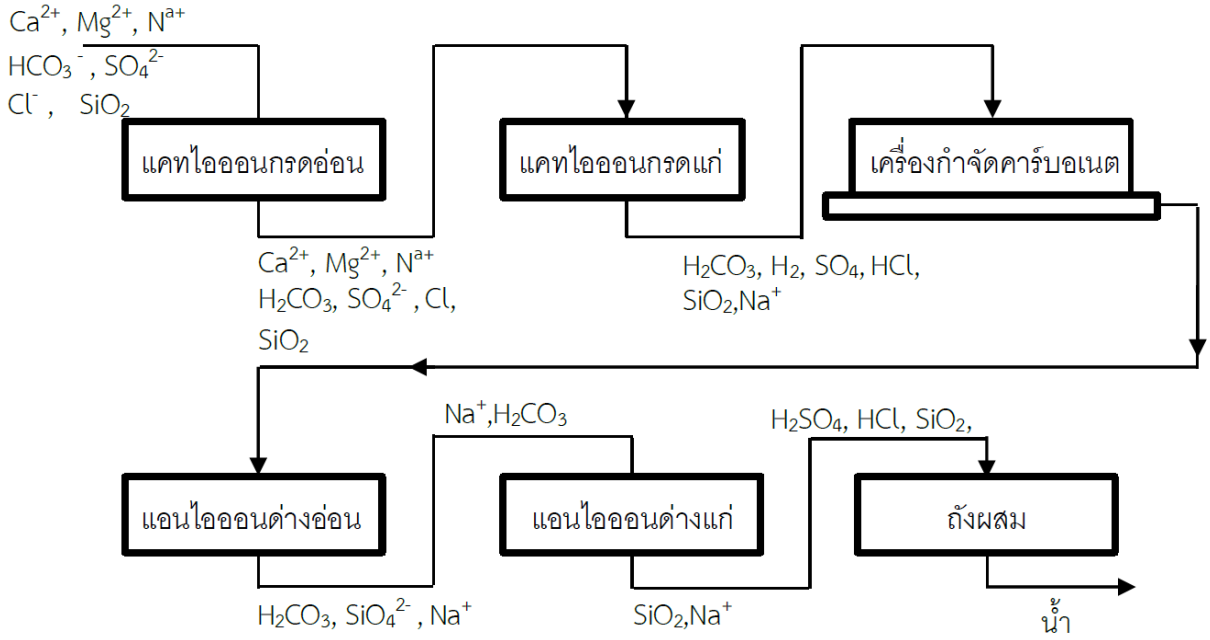
ผลิตภัณฑ์ที่ได้คือ แคลเซียมคาร์บอเนตและแมกนีเซียมไฮดรอกไซด์เป็นสารไม่ละลายน้ำและรวมตัวกันอยู่ในถัง ในการทำน้ำอ่อนสภาพความเป็นด่างของแคลเซียม แมกนีเซียม และคาร์บอนลดลงประมาณ 20 - 30 ppm ในแต่ละ ครั้งอย่างไรก็ตามมีปัญหาเกี่ยวกับโคลนที่ต้องกำจัดเพิ่มขึ้น

ต่อจากนั้นเป็นการปรับสภาพคือการกรองซึ่งช่วยในการกำจัดสารแขวนลอยที่เหลืออยู่ให้หมดไปมากยิ่งขึ้นการกรองสามารถทำภายใต้แรงโน้มถ่วงหรือแรงดันแต่อันหลังนิยมมากกว่า ตัวกลางที่ใช้กรองคือ ทราย ซึ่งนับเป็นตัวกรองที่สามัญที่สุด ผลต่างของความดันคร่อมตัวกลางเป็นการบ่งชี้การสะสมของแข็งและเมื่อกรองไปจนถึงจุดจำกัดของการกรอง สารที่กรองออกจะถูกกำจัดด้วยการไหลย้อนเพื่อล้างของแข็งออกไป ส่วนในการที่จะกรองสารพวกอินทรีย์ต่างๆ จะใช้ถ่านช่วยในการกรองด้วยซึ่งยังเป็นการช่วยกำจัดคลอรีนที่ตกค้างอยู่ในกระบวนการเติมคลอรีนเพื่อฆ่าเชื้อโรคด้วย

4.2.2 การปรับสภาพโดยวิธีแลกเปลี่ยนไอออน (Demineralization)

การปรับสภาพโดยวิธีแลกเปลี่ยนไอออนโดยการใช้เรซิน 2 ชนิดคือ แคทไอออนเรซิน (Cat-ion resin) และแอนไอออนเรซิน (An ion resin) ในการกำจัดอนุมูลกรดและอนุมูลด่าง จากความจริงที่ว่า ขณะที่เกลือแร่ละลายในของเหลวจะอยู่ในรูปสารประกอบที่แตกตัวออกเป็นอนุมูลกรดที่มีประจุไฟฟ้าเป็น ลบ และอนุมูลด่างที่มีประจุไฟฟ้าเป็นบวก ดังนั้น ถ้ามีสารที่มีประจุไฟฟ้าบวกหรือลบเพียงอย่างเดียวมาดูดอนุมูลกรดหรืออนุมูลด่าง เช่น แคทไอออนเรซินที่มีประจุลบเพียงอย่างเดียวจะเป็นตัวดูดอนุมูลด่าง และแอนไอออนเรซินที่มีประจุบวกเพียงอย่างเดียวจะเป็นตัวดูดอนุมูลกรด

จากวิธีดังกล่าว กระบวนการปรับสภาพน้ำโดยวิธีแลกเปลี่ยนไอออน ดังรูปที่ 4.8 จึง ประกอบด้วยอนุกรมของเครื่องแลกเปลี่ยนไอออน (Demineralizer) ซึ่งบรรจุแคทไอออนกรดอ่อน แคทไอออนกรดแก่ แอนไอออนด่างอ่อน แอนไอออนด่างแก่ สำหรับการปรับสภาพและมีถังผสมที่บรรจุทั้ง แคทไอออนเรซินและแอนไอออนเรซินเพื่อทำการฟอกน้ำให้มีคุณภาพสูงยิ่งขึ้น ในบางครั้งอาจมีเครื่องกำจัดคาร์บอเนตเพิ่มเข้ามาในกระบวนการเพื่อช่วยแอนไอออนเรซินในการลดสภาพความเป็นด่าง ทำให้ลดปริมาณการใช้แอนไอออนด่างแก่ กระบวนการนี้ เป็นกระบวนการลดความเป็นด่างเชิงกล ทำงานโดยใช้พัดลมเป่าอากาศขึ้นสวนทางกับน้ำที่ถูกพ่นเป็นฝอยลงด้านล่างเพื่อขับไล่ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ที่ปนอยู่ในน้ำออก ซึ่งทำให้ลดความเป็นด่างลง



รูปที่ 4.8 กระบวนการปรับสภาพน้ำโดยวิธีแลกเปลี่ยนไอออน [Nag, P.K., 2008]

เมื่อใช้แคทไอออนเรซินและแอนไอออนเรซินจนอิ่มตัว จะทำการฟื้นสภาพเรซินให้มีคุณภาพดี ดังเดิม โดยการผ่านกรดเข้มข้น เช่น กรดกำมะถัน 98% ในการล้างแคทไอออนเรซิน และโซเดียมไฮดรอกไซด์หรือโซดาไฟ 25% ผ่านแอนไอออนเรซิน

สำหรับการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนไอออนและฟื้นสภาพรวมทั้งถัง ปั้ม และอื่นๆ จะจัดการทำงานให้เป็นไปอย่างอัตโนมัติ ซึ่งน้ำเตรียมโดยวิธีนี้จะมีคุณภาพน้ำสูงอย่างน้อยเท่ากับน้ำที่ดีที่สุดที่ได้ จากเครื่องระเหย และมีความบริสุทธิ์เทียบได้กับน้ำกลั่น (มีสิ่งเจือปนอยู่เพียง 21 ppm) จึงสามารถ นำไปใช้ในเครื่องกำเนิดไอน้ำได้โดยตรง ปราศจากการรวมตัวของคราบหินปูนหรือสนิม

4.3 การประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ

หลักการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ โดยทั่วไปแล้วจะทำการประเมินได้ 2 วิธี คือ

(1) การประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรง (Direct method) และ

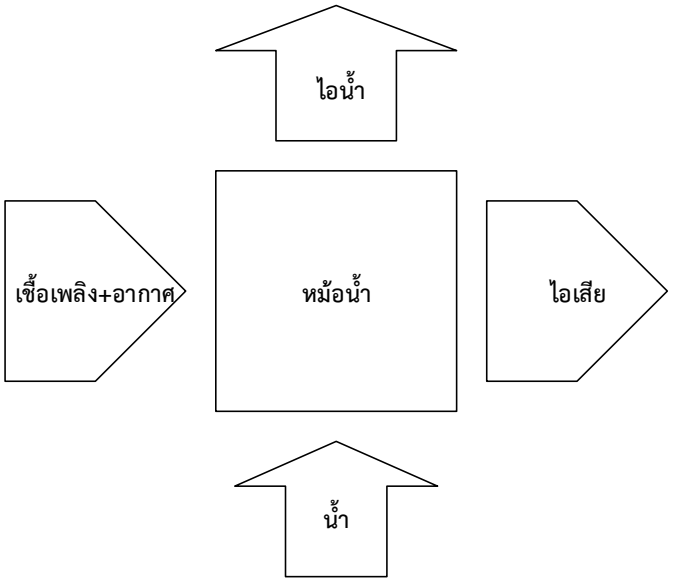
(2) การประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางอ้อม (Indirect method)

4.3.1 ประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรง (Direct method)

การประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรง เป็นการประเมินโดยการเทียบอัตราส่วนระหว่างความร้อนที่สะสมในไอน้ำต่อความร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง ดังนี้

ประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรง (Direct method) คือ $\frac{\text{ความร้อนสะสมในไอ}}{\text{ความร้อนจากการเผาไหม้}}$

ซึ่งเป็นวิธีการคำนวณโดยง่าย โดยจะต้องทราบข้อมูลอัตราการใช้เชื้อเพลิง อัตราการผลิตไอน้ำ ค่าความร้อนเชื้อเพลิง ความดันไอน้ำ อุณหภูมิน้ำป้อน แผนผังการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรงดังแสดงในรูปที่ 4.9



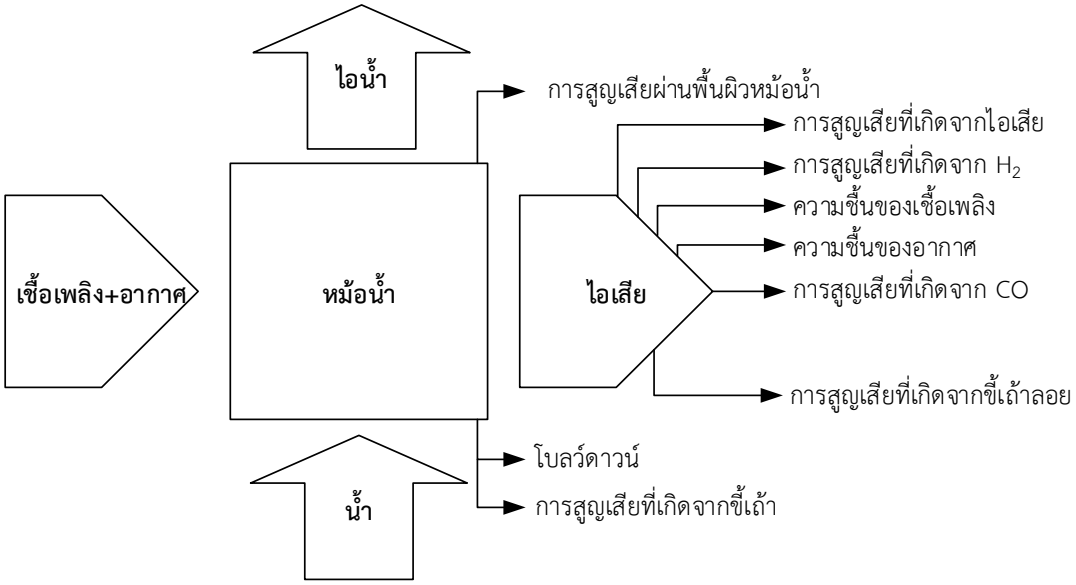
รูปที่ 4.9 แผนผังการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรง

4.3.2 ประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางอ้อม (Indirect method)

การประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางอ้อม เป็นการประเมินผลรวมความร้อนสูญเสียที่ออกจากหม้อน้ำ ความร้อนสูญเสียที่เกิดจากการที่หม้อน้ำไม่สามารถดูดซับพลังงานจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงไปใช้ได้หมด 100 %

ประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางอ้อม (indirect method) คือ 100% – ผลรวมความร้อนสูญเสียที่ออกจากหม้อน้ำ

โดยแผนผังการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางอ้อมดังแสดงในรูปที่ 4.10



รูปที่ 4.10 แผนผังการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางอ้อม

4.4 มาตรฐานที่เกี่ยวข้องกับการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ

ในประเทศไทยมีการใช้งานหม้อน้ำในภาคอุตสาหกรรมมากกว่า 15,000 เครื่อง หม้อน้ำที่ใช้งานนั้นมีความหลากหลาย ขึ้นกับความเหมาะสมในการเลือกใช้งานและชนิดเชื้อเพลิง เกณฑ์มาตรฐานในการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ ส่วนมากจะนิยมอ้างอิงจากผู้ผลิตหม้อน้ำต่างประเทศ เช่น มาตรฐานยุโรป มาตรฐานญี่ปุ่น และมาตรฐานอเมริกา เป็นต้น ทั้งนี้แต่ละมาตรฐานมีขอบเขตการพิจารณาในการตรวจวัดที่แตกต่างกันออกไป และมีสมการอ้างอิงไว้อย่างชัดเจน มาตรฐานในการตรวจประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำเชื้อเพลิงแข็ง เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงก๊าซที่ ใช้งานกันแพร่หลายมีดังนี้

1. British standards, **BS845:1987** “Methods for assessing thermal performance of boilers for steam, hot water and high temperature heat transfer fluids”
2. Japan standards, **JIS B8222:1993** “Land boiler-heat balancing”
3. European standards, **EN 12952-15:2003** “Water-tube boilers and auxiliary installations Part 15: Acceptance tests”
4. European standards, **EN 12953-11:2003** “Shell boilers Part 11: Acceptance tests”
5. ASME Standard, **PTC-4-1:2008** “Power Test Code for Steam Generating Units”

การเปรียบเทียบเชิงวิเคราะห์เกี่ยวกับ เกณฑ์มาตรฐาน และเงื่อนไขในการตรวจประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ สามารถสรุปได้ดังแสดงในตารางที่ 4.1

ความเหมาะสมของวิธีการตรวจวัดและการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำต่อการใช้งานจริงสำหรับประเทศไทยจำเป็นจะต้องคำนึงถึงปัจจัยดังนี้

1. การครอบคลุมประเภทหม้อน้ำในประเทศไทย คือ หม้อน้ำแบบท่อไฟ และหม้อน้ำท่อน้ำ

2. การครอบคลุมประเภทเชื้อเพลิงในประเทศไทย คือ เชื้อเพลิงก๊าซ เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงแข็ง

3. อัตราการผลิตไอน้ำ ควรครอบคลุมทุกช่วงการใช้งาน ไม่ใช่คิดเพียงที่อัตราการผลิตไอน้ำสูงสุด

4. ช่วงระยะเวลาในการทดสอบมีระบุไว้อย่างชัดเจน และหากเป็นทดสอบการใช้งานปกติ จะต้องไม่กินเวลามากจนเกินไป เพราะจะกระทบต่อการใช้ไอน้ำในกระบวนการผลิต และสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงโดยเปล่าประโยชน์

5. อุณหภูมิที่ใช้อ้างอิงในการทดสอบ ควรมีเหมาะสมต่อการใช้งานของประเทศไทย

6. วิธีการคำนวณประสิทธิภาพหม้อน้ำควรครอบคลุมทั้งแบบทางตรง (Direct method) และทางอ้อม (Indirect Method)

การเปรียบเทียบความเหมาะสมของวิธีการตรวจวัดและการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำต่อการใช้งานจริงสำหรับประเทศไทยตามปัจจัยทั้ง 7 ข้อ ข้างต้นสามารถแสดงในตารางที่ 4.2 โดยสรุปได้ว่ามาตรฐาน JIS B8222 :1993 มีความเหมาะสมในวิธีการตรวจวัดและการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำต่อการใช้งานจริงในประเทศไทยมากที่สุด

ตารางที่ 4.1 เกณฑ์มาตรฐาน และเงื่อนไขในการตรวจประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ

Scope	BS 845 :1987	JIS B8222 :1993	EN 12952-15:2003	EN 12953-11:2003	ASME PTC 4-1 :2008
Type of Boiler	Steam boiler, hot water boiler or high temperature HTF fluid	Land boiler including hot water boiler	Steam boiler, hot water boiler and waste heat boilers (Water tube boiler)	Steam boiler, hot water boiler and waste heat boilers (Shell boiler	Steam boiler and HRSG
Type of fuel	Gas, Oil and Solid	Gas, Oil and Solid	Gas, Oil and Solid	Gas, Oil and Solid	Gas, Oil and Solid
Steam rating	intended condition (installation or normal operation)	intended condition (installation or normal operation)	MCR (Maximum continues rating)	intended condition (installation or normal operation)	MCR (Maximum continues rating)
Testing time	Gas & Oil ≥ 1 h Solid ≥ 2 h	Gas & Oil ≥ 1 h Solid ≥ 2 h	Gas & Oil ≥ 2 h Solid ≥ 4 h	agreed upon under steady state condition	Gas, oil and Solid ≥ 2 h

ตารางที่ 4.1 เกณฑ์มาตรฐาน และเงื่อนไขในการตรวจประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ (ต่อ)

Scope	BS 845 :1987	JIS B8222 :1993	EN 12952-15:2003	EN 12953-11:2003	ASME PTC 4-1 :2008
Reference temperature	Base on combustion air inlet temperature	Base on combustion air inlet temperature	The reference temperature, tr, shall be 25 ℃	The reference temperature, tr, shall be 25 ℃	The reference temperature, tr, 77 °F = 25 ℃
Calculation method	Indirect method (mass)	Direct method /Indirect method (volume) (Including heat credits)	Direct method /Indirect method (mass + volume) (Including heat credits)	Indirect method (mass + volume)	Direct method /Indirect method (mass + volume) (Including heat credits)
Efficiency	Ref. base NCV/GCV	Ref. base LCV /HCV (agreed upon)	Ref. base NCV/(agreed upon)	Ref. base NCV/GCV	Ref. base HHV

7. ประสิทธิภาพหม้อน้ำ ควรอ้างอิงได้ทั้งค่าความร้อนเชื้อเพลิงสุทธิ (NCV, LCV or LHV) และค่าความร้อนเชื้อเพลิงทั้งหมด (GCV, HCV or HHV) เพราะประเทศไทยมีการใช้งานหม้อน้ำที่อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงทั้ง 2 แบบ

ตารางที่ 4.2 ความเหมาะสมของวิธีการตรวจวัดและการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำต่อการใช้งานจริงในประเทศไทย

Scope	BS 845 :1987	JIS B8222 :1993	EN 12952-15:2003	EN 12953-11:2003	ASME PTC 4-1 :2008
Type of boiler	✓	✓	✗	✗	✓
Type of fuel	✓	✓	✓	✓	✓
Steam rating	✓	✓	✗	✓	✗
Testing time	✓	✓	✓	✗	✓
Reference temperature	✓	✓	✗	✗	✗

ตารางที่ 4.2 ความเหมาะสมของวิธีการตรวจวัดและการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำต่อการใช้งานจริงในประเทศไทย (ต่อ)

Scope	BS 845 :1987	JIS B8222 :1993	EN 12952-15:2003	EN 12953-11:2003	ASME PTC 4-1 :2008
Calculation method	✗	✓	✓	✗	✓
Efficiency	✓	✓	✓	✓	✓

หมายเหตุ : ✗ แสดงถึงความไม่ครอบคลุมปัจจัยด้านการนำไปใช้ทดสอบประสิทธิภาพหม้อน้ำที่เหมาะสมกับประเทศไทย

(1) ค่าความร้อนเชื้อเพลิงในแต่ละมาตรฐานอาจจะใช้คำศัพท์ที่แตกต่างกัน โดยค่าความร้อนเชื้อเพลิงที่เป็นตัวย่อต่างๆให้หมายถึง

ค่าความร้อนเชื้อเพลิงสุทธิ (Net calorific value, (NCV)) คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Lower calorific value, (LCV) หรือ Lower heating value,(LHV))

ค่าความร้อนเชื้อเพลิงทั้งหมด (Gross calorific value, (GCV)) คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (Higher calorific value, (HCV) หรือ Higher heating value,(HHV))

(2) คำศัพท์คำว่า Thermal performance tests, Performance tests และ Heat balance ที่ใช้ในแต่ละมาตรฐาน ให้เข้าใจตรงกันว่าเป็นวิธีการที่ใช้ในการทดสอบเพื่อหาประสิทธิภาพหม้อน้ำ

ตัวอย่างการเปรียบเทียบการประเมินค่าประสิทธิภาพหม้อน้ำตามเกณฑ์มาตรฐานต่างๆข้างต้น โดยอ้างอิงข้อมูลผลการตรวจวัดประสิทธิภาพหม้อน้ำเชื้อเพลิงแข็งด้วยวิธีทางอ้อม (Indirect method) โดยใช้ข้อมูลจาก Bureau of Energy Efficiency, Government of India, Ministry of Power, Energy Performance Assessment of Boilers ที่อ้างอิงมาตรฐานของอินเดีย IS 8753 (ดัดแปลงมาจากมาตรฐาน BS 845 และมาตรฐาน ASME PTC 4-1) ข้อมูลที่ใช้ในการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางอ้อม (Indirect method) ดังแสดงในตารางที่ 4.3 ค่าประสิทธิภาพหม้อน้ำของแต่ละมาตรฐานดังแสดงในตารางที่ 4.4

ตารางที่ 4.3 ตัวอย่างข้อมูลที่ใช้ในการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางอ้อม (Indirect method) (ต่อ)

รายการ	หน่วย	ค่า
อัตราการป้อนเชื้อเพลิง	kg_{fuel}/hr	5,599.17
อัตราการผลิตไอน้ำ	kg_{steam}/hr	21,937.5
ความดันไอน้ำ	Barg	43
อุณหภูมิไอน้ำ	°C	377
อุณหภูมิน้ำป้อน	°C	96
อุณหภูมิบรรยากาศ	°C	31
ความชื้นในบรรยากาศ	$kg/kg_{dry\ air}$	0.0204
อุณหภูมิก๊าซไอเสียเฉลี่ย	°C	190
CO_2 ในก๊าซไอเสีย	%	14
CO ในก๊าซไอเสีย	ppm	5,500
อุณหภูมิผนังหม้อน้ำ	°C	70
ความเร็วลมรอบหม้อน้ำ	m/s	3.5
พื้นที่ผนังหม้อน้ำ	m^2	90
HHV ของเถ้าหนัก	kJ/kg	3,348.8
HHV ของเถ้าลอย	kJ/kg	1,894.2
อัตราส่วนของเถ้าหนักและเถ้าลอย	-	90:10
องค์ประกอบเชื้อเพลิง		
เถ้าในเชื้อเพลิง	%	8.63
ความชื้นในถ่านหิน	%	31.6
คาร์บอน	%	41.65
ไฮโดรเจน	%	2.0413
ไนโตรเจน	%	1.6
ออกซิเจน	%	14.48
ค่าความร้อนทางสูงของเชื้อเพลิง	kJ/kg	14,655.2

ตารางที่ 4.4 ค่าประสิทธิภาพหม้อน้ำ (%) ของแต่ละมาตรฐานอ้างค่าความร้อนเชื้อเพลิงทั้งหมด (GCV, HCV หรือ HHV)

รายการ	IS 8753	BS 845 :1987	JIS B8222 : 1993	EN 12952-15 : 2003	EN 12953-11 : 2003	ASME PTC 4-1 :2008
ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสีย	17.52	17.28	17.80	20.92	20.92	17.99
ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์	2.58	1.18	2.60	2.63	NA	2.56
ความร้อนสูญเสียจากกากเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมด	1.88	2.06	2.10	2.02	2.02	2.20
ความร้อนสูญเสียจากผนังหม้อน้ำ	0.25	0.50	0.20	0.77	0.37	0.78
Total loss (%)	22.23	21.02	22.70	26.34	23.31	23.53
η_{Boiler} (%)	**77.77**	**78.98**	**77.30**	**73.66**	**76.69**	**76.47**

หมายเหตุ : NA = Under normal conditions the loss due to CO shall be neglected

จากตารางที่ 4.4 สามารถสรุปได้ว่าค่าเฉลี่ยประสิทธิภาพหม้อน้ำจาก 6 มาตรฐาน มีค่า 76.81 % มาตรฐาน IS8753 BS845 JISB8222 EN12953 และ ASME PTC 4-1 มีค่าความแตกต่างจากค่าเฉลี่ยไม่เกิน 2.1 % และจะเห็นได้ว่าผลที่ทำให้ค่าประสิทธิภาพหม้อน้ำมีความแตกต่างกันมาก คือ ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสีย สังเกตได้จากมาตรฐาน EN12952 และ EN12953 ค่าความร้อนสูญเสียจะค่อนข้างสูงมากเมื่อเทียบกับมาตรฐานอื่น

จากการเปรียบเทียบเกณฑ์มาตรฐานการตรวจประเมินประสิทธิภาพส่วนการผลิตไอน้ำ (เชื้อเพลิงแข็ง เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงก๊าซ) ด้วยวิธีทางอ้อม (Indirect method) และเงื่อนไขในการตรวจประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ และความเหมาะสมในการใช้งานที่เหมาะสมกับประเทศไทยสามารถสรุปได้ว่ามาตรฐาน JIS B8222 :1993 มีความเหมาะสมในวิธีการตรวจวัดและการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำต่อการใช้งานจริงในประเทศไทย ดังนั้นต่อไปนี้จะกล่าวถึงมาตรฐาน JIS B8222:1993 อย่างละเอียดต่อไป

4.5 แนวทางการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ (อ้างอิงมาตรฐาน Japanese; JIS B8222: 1993 Land Boilers and Heat Balance)

4.5.1 นิยามและขอบเขตมาตรฐาน

มาตรฐาน JIS B 8222 : 1993 เป็นมาตรฐานที่ใช้ในการสมดุลพลังงานความร้อนในหม้อน้ำ รวมถึงหม้อต้มน้ำร้อน ที่ใช้เชื้อเพลิงแข็ง เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงก๊าซ เป็นแหล่งความร้อนให้หม้อน้ำหรือหม้อต้มน้ำร้อน

หมายเหตุ : 1. มาตรฐานนี้ใช้เฉพาะในการทำสมดุลพลังงานความร้อนหม้อน้ำเชิงพาณิชย์ที่มีการประยุกต์ใช้ในการทดสอบเพื่อการยอมรับระหว่างผู้ซื้อหม้อน้ำและผู้ผลิตหม้อน้ำ (ผู้มีส่วนได้เสีย) ในกรณีที่มีการสำรวจทดสอบสมรรถนะหม้อน้ำในระยะเวลาสั้น ๆ หรือการทดสอบประจำวัน ได้มีการอนุโลมการตัดทอนรายการบางอย่างที่ระบุไว้ในมาตรฐานฉบับนี้อย่างเหมาะสม และคำนวณโดยใช้สูตรที่กระชับ

2. มาตรฐานที่มีการอ้างถึงและมีการใช้งานร่วมกัน ดังแสดงในตารางที่ 4.5

3. หน่วย (units) ค่าตัวเลข (Numerical value) และ สูตรการคำนวณในมาตรฐานนี้อยู่บนพื้นฐานหน่วยที่นิยม (Traditional units)

<u>สภาวะที่ใช้ในการสมดุลพลังงานความร้อน</u>

(1) การสมดุลพลังงานความร้อนในหม้อน้ำควรจะดำเนินการภายใต้สถานการณ์ทำงานที่คงที่ (Steady running state) ระยะเวลาในการทดสอบอย่างน้อยที่สุด 2 ชั่วโมง สำหรับหม้อน้ำที่ใช้เชื้อเพลิงแข็ง ระยะเวลาในการทดสอบอย่างน้อยที่สุด 1 ชั่วโมง สำหรับหม้อน้ำเชื้อเพลิงเหลวหรือเชื้อเพลิงก๊าซ และในการทดสอบสามารถทำการทดสอบที่โหลดสูงสุด (Rated load) 100% 75% 50% และ 25% ตามความจำเป็น

(2) การทดสอบการสมดุลพลังงานความร้อนในหม้อน้ำ อุปกรณ์ทุกส่วนของหม้อน้ำจะต้องได้รับการตรวจสอบ เพื่อให้มั่นใจว่าไม่มีการรั่วเกิดขึ้นในระบบเชื้อเพลิง ระบบท่อไอน้ำ และระบบน้ำของหม้อน้ำ ในช่วงการทดสอบให้ทำการคงสภาวะการทดสอบไว้ โดยจะไม่ดำเนินการเป่าเขม่า (Soot blown) การทดสอบวาล์วนิรภัย (Safety valve) และอื่น ๆ และในระหว่างการทดสอบจะไม่มีการดำเนินการในกิจกรรมข้างต้นแต่อย่างใด โดยเฉพาะวาล์วนิรภัย (Safety valve) และวาล์วระบายความดัน (Pressure relief valve) หากมีการเปิดระบายในระหว่างการทดสอบให้เริ่มทำการทดสอบใหม่

ตารางที่ 4.5 มาตรฐานที่มีการอ้างถึงและมีการใช้งานร่วมกัน

Standard number	Title of standard
JIS B 8201	*Stationary steel boilers – Construction*
JIS B 8330	*Testing methods for turbo-fans and blowers*
JIS K 0095	*Methods for sampling of flue gas*
JIS K 2249	*Crude petroleum and petroleum products – Determination of density and petroleum measurement tables based on a reference temperature (15 °C)*
JIS K 2251	*Crude petroleum and petroleum products – Sampling*
JIS K 2270	*Crude petroleum and petroleum products – Determination of carbon residue*
JIS K 2272	*Testing methods for ash and sulfated ash of crude oil and petroleum products*
JIS K 2275	*Crude oil and petroleum products – Determination of water content*
JIS K 2279	*Crude petroleum and petroleum products – Determination and estimation of heat of combustion*
JIS K 2301	*Fuel gases and natural gas – Methods for chemical analysis and testing*
JIS K 2541	*Crude oil and petroleum products – Determination of sulfur content*
JIS M 8801	*Coal – Methods for testing*
JIS M 8810	*Coal and coke – General rules for sampling, analysis and testing*
JIS M 8811	*Methods for sampling and determination of total moisture and adherent moisture of coal and coke*
JIS M 8812	*Coal and coke – Methods for proximate analysis*
JIS M 8813	*Coal and coke – Methods for ultimate analysis*
JIS M 8814	*Coal and coke – Determination of calorific value*

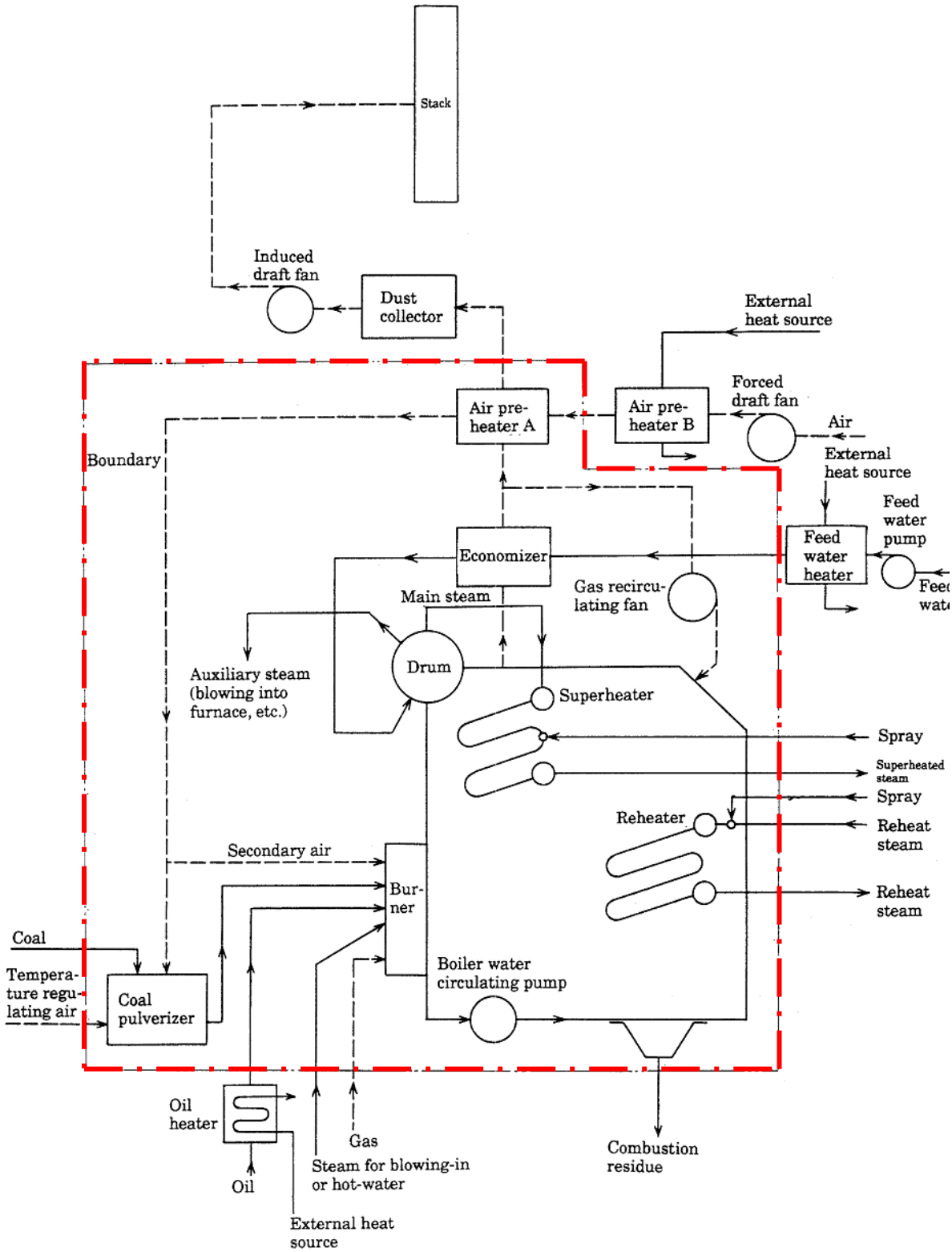
(3) ในกรณีที่มีการใช้งานหม้อน้ำหลายเครื่อง หม้อน้ำที่ได้รับการทดสอบจะต้องดำเนินการภายใต้สภาวะเงื่อนไขที่หม้อน้ำได้ถูกกำหนดทำการทดสอบ ซึ่งจะต้องแยกจากหม้อน้ำเครื่องอื่น ๆ

(4) การสมดุลพลังงานความร้อนในหม้อน้ำ เชื้อเพลิงแข็งและเชื้อเพลิงเหลวจะใช้หน่วยกิโลกรัม (kg) เชื้อเพลิงก๊าซจะใช้หน่วยลูกบาศก์เมตร (m^3) เชื้อเพลิงก๊าซจะอยู่ภายใต้สภาวะมาตรฐาน (Standard condition, อุณหภูมิ 0 °C ความดัน 1.01325 kPa)

(5) ค่าความร้อนที่ใช้ในการทดสอบ จะใช้ค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value, LCV) ของเชื้อเพลิงในขณะทดสอบหม้อน้ำ ส่วนค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value, HCV) จะใช้กับเงื่อนไขเฉพาะ เรื่องค่าความร้อนจะต้องมีการระบุไว้อย่างชัดเจน

(6) อุณหภูมิอ้างอิงในการทดสอบ จะใช้ค่าอ้างอิงจากอุณหภูมิอากาศด้านนอก (อุณหภูมิบรรยากาศโดยรอบ) ในช่วงเวลาของการทดสอบ

(7) ขอบเขตของการทำสมดุลพลังงานความร้อนในหม้อน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 4.11 ในกรณีที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Super heater) และ รีฮีตเตอร์ (Reheater) อุปกรณ์เหล่านี้จะถูกรวมอยู่ในขอบเขตของการทำสมดุลพลังงานความร้อนในหม้อน้ำ ทั้งนี้ขอบเขตของการทำสมดุลพลังงานความร้อนในหม้อน้ำสามารถทำการปรับแต่งได้ขึ้นกับข้อตกลง



รูปที่ 4.11 ขอบเขตของการทำสมดุลพลังงานความร้อนในหม้อน้ำในกรอบสีแดง

4.5.2 การระบุตัวแปรหรือข้อมูลที่จำเป็นต้องใช้ในการประเมิน

ตัวแปรหรือข้อมูลหรือพารามิเตอร์ต้องที่จำเป็นต้องได้รับการยืนยันตรวจสอบก่อนการทดสอบเพื่อให้การคำนวณเป็นไปอย่างมีประสิทธิผลและเป็นที่ยอมรับ ได้แก่

(1) อุณหภูมิอากาศด้านนอก

(2) เชื้อเพลิง

(2.1) อัตราการใช้เชื้อเพลิง เครื่องมือวัดที่ใช้ในการวัดควรมีค่าความผิดพลาด (Error) ที่สามารถยอมรับได้ดังนี้ เชื้อเพลิงแข็ง ±1.5 % เชื้อเพลิงเหลว ±1.0 % และเชื้อเพลิงก๊าซ ±1.6 %

(2.2) ค่าความร้อนเชื้อเพลิง

(3) น้ำป้อนหม้อน้ำ

(3.1) อัตราการป้อนน้ำเข้าหม้อน้ำ เครื่องมือวัดที่ใช้ในการวัดควรมีค่าความผิดพลาด (Error) ที่สามารถยอมรับ ±1.0 %

(3.2) อุณหภูมิน้ำป้อน

(4) อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

(4.1) อัตราการไหลของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

(4.2) อุณหภูมิอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ในกรณีที่มีการติดตั้งเครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater)

(5) ปริมาณไอน้ำที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิง หรือปริมาณไอน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ เช่น ไอน้ำที่ใช้ในการผสมเชื้อเพลิง ไอน้ำที่ใช้ในการเป่าไล่ฝุ่นภายในหม้อน้ำ เป็นต้น

(6) การผลิตไอน้ำ

(6.1) ปริมาณการผลิตไอน้ำ

(6.2) อุณหภูมิไอน้ำร้อนยิ่งยวดที่ออกจากซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Super heater) และ รีฮีตเตอร์ (Reheater)

(6.3) ความดันไอน้ำ

(6.4) คุณภาพไอของไอน้ำอิ่มตัว

(7) ก๊าซไอเสีย

(7.1) อุณหภูมิก๊าซไอเสีย

(7.2) องค์ประกอบของก๊าซไอเสีย

(8) ความดันอากาศ ความดันก๊าซไอเสีย

(9) เชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมดในขี้เถ้า

4.5.3 เงื่อนไขและการเตรียมความพร้อมระบบก่อนการเก็บตัวอย่างข้อมูล

(1) การตรวจสอบหม้อน้ำ

- ตรวจการรั่วไหลของเชื้อเพลิง
- ตรวจการรั่วไหลของไอน้ำที่อุปกรณ์เป่าเขม่า (Soot blow) วาล์วนิรภัย (Safety valve) จุดต่อท่อไอน้ำ และอื่นๆ
- ตรวจการรั่วไหลระบบน้ำของหม้อน้ำโดยเฉพาะการรั่วที่วาล์วโบล์วดาวน์ (Blow down Valve)
- ตรวจสภาพผนังหม้อน้ำ ฉนวนผนังหม้อน้ำ
- หากหม้อน้ำมีความสกปรกให้ทำความสะอาด พร้อมกับให้ทำการบันทึกวันและวิธีการทำความสะอาดก่อนการทดสอบ
- กรณีที่หม้อน้ำมีการซ่อมบำรุง ให้ทำการเก็บประวัติก่อนและซ่อมบำรุงหม้อน้ำ

(2) การเตรียมความพร้อมของอุปกรณ์หม้อน้ำ เช่น ระบบส่งลำเลียงเชื้อเพลิง ระบบควบคุมการเผาไหม้ ระบบการลำเลียงขี้เถ้า ระบบป้อนน้ำที่รวมไปถึงอุปกรณ์ควบคุมระดับน้ำ ระบบควบคุมอัตโนมัติ เครื่องสูบน้ำ พัดลม อุปกรณ์การวัด และอื่นๆ ควรมีการตรวจสอบและทำการปรับตั้งค่าให้ถูกต้องและเหมาะสม เพื่อป้องกันการเกิดปัญหาอุปกรณ์ชำรุดระหว่างการทดสอบประสิทธิภาพหม้อน้ำ

(3) การเตรียมความพร้อมของเครื่องมือวัด ควรทำการตรวจสอบ ทำการสอบเทียบ และติดตั้งเครื่องมือวัดให้ถูกต้องกับตำแหน่งการวัด

(4) ทำการปรับการทำงานของหม้อน้ำให้เข้าสู่สภาวะการทดสอบ และให้คงไว้อย่างน้อย 1 ชั่วโมง

(5) ผู้ตรวจวัด จะต้องทำการระบุตำแหน่งหน้าที่ และมีการอบรมในช่วงเวลาทดลองเดินเครื่อง (Test run) ก่อนที่จะทำการทดสอบอย่างเป็นทางการ

(6) กิจกรรมที่ควรดำเนินการก่อนการเริ่มทำการทดสอบอย่างเป็นทางการ เช่น การเป่าเขม่า (Soot blow) การเก็บตัวอย่างน้ำป้อน น้ำโบล์วดาวน์ (Blow down) การทดสอบวาล์วนิรภัย (Safety valve) และอื่น ๆ และในระหว่างการทดสอบจะไม่มีการดำเนินการในกิจกรรมข้างต้นแต่อย่างใด โดยเฉพาะวาล์วนิรภัย (Safety valve) และวาล์วระบายความดัน (Pressure relief valve) หากมีการเปิดระบายในระหว่างการทดสอบให้เริ่มทำการทดสอบใหม่

(7) ค่าที่ควบคุมในระหว่างการทดสอบ

(7.1) ค่าการแกว่งตัวของอัตราการผลิตไอน้ำ ± 10 % จากค่าเฉลี่ย

(7.2) ค่าการแกว่งตัวของความดันไอน้ำ ± 6 % จากค่าเฉลี่ย

4.5.4 เครื่องมือ ความแม่นยำและหลักเกณฑ์ในการตรวจวัด

เครื่องมือ ความแม่นยำและหลักเกณฑ์ในการตรวจวัด ภายใต้ตัวแปรหรือข้อมูลที่จำเป็นต้องใช้ในการประเมิน ได้แก่

(1) อุณหภูมิอากาศด้านนอก

จะต้องตรวจวัดอุณหภูมิอากาศขาเข้าที่ใช้ในการเผาไหม้ของหม้อน้ำที่ภายในอาคารหม้อน้ำ และควรหลีกเลี่ยงบริเวณจุดที่แสงแดดส่องถึง และบริเวณที่มีผลกระทบจากการแผ่รังสีความร้อน

(2) เชื้อเพลิง

(2.1) อัตราการใช้เชื้อเพลิง เครื่องมือวัดที่ใช้จะต้องทำการสอบเทียบ เครื่องมือวัดควรมีค่าความผิดพลาด (Error) ที่สามารถยอมรับได้ดังนี้ เชื้อเพลิงแข็ง ±1.5 % เชื้อเพลิงเหลว ±1.0 % และเชื้อเพลิงก๊าซ ±1.6 %

<u>เชื้อเพลิงแข็ง</u> ให้ทำการวัดอัตราการไหลเชื้อเพลิงในขณะทดสอบ หน่วยการวัดเป็นกิโลกรัม (kg) ในการเก็บตัวอย่างเชื้อเพลิง ถ้าเป็นไปได้ให้จัดเก็บเชื้อเพลิงให้ดีเพื่อหลีกเลี่ยงการคายน้ำของเชื้อเพลิง

<u>เชื้อเพลิงเหลว</u> ให้ทำการวัดอัตราการไหลเชื้อเพลิงในขณะทดสอบ โดยสามารถทำการวัดได้ 2 แบบ คือ

- ทำการวัดโดยบรรจุเชื้อเพลิงลงในถัง ที่มีขนาดระบุที่ชัดเจนแล้วให้ทำการวัดโดยการชั่งน้ำหนัก หรือวัดปริมาตร
- ทำการวัดโดยใช้เครื่องวัดอัตราการไหลเชิงปริมาตร

ทั้งนี้ในการวัดอัตราการใช้เชื้อเพลิงเหลว ถ้าการวัดเป็นการวัดเชิงปริมาตรหน่วยการวัดเป็นลิตร (Liter) หรือ ลูกบาศก์เมตร (m^3) ให้ทำการแปลงเป็นการวัดเชิงมวลหน่วยการวัดเป็นกิโลกรัม (kg) โดยการคูณด้วยค่าความหนาแน่นที่อ้างอิงอุณหภูมิใช้งานเชื้อเพลิง ณ จุดที่ทำการวัดอัตราการใช้เชื้อเพลิง

<u>เชื้อเพลิงก๊าซ</u> ให้ทำการวัดอัตราการไหลเชื้อเพลิงในขณะทดสอบ หน่วยการวัดเป็นนอร์มอลลูกบาศก์เมตร (Nm^3) เครื่องมือที่ใช้ในการวัดอัตราการไหลสามารถใช้เป็น ออริฟิต (Orifice) หรืออื่น ๆ

(2.2) ค่าความร้อนเชื้อเพลิง วิธีการสุ่มตัวอย่างเชื้อเพลิงและการหาค่าความร้อนอ้างอิงตามมาตรฐานดังนี้ JIS K 2249 (J)IS K 2251 (J)IS K 2270 (J)IS K 2272 (J)IS K 2275 (J)IS K 2279 (J)IS K 2301 (J)IS K 2541 (J)IS M 8801 (J)IS M 8810 (J)IS M 8811 (J)IS M 8812 (J)IS M 8813 และ JIS M 8810

(3) น้ำป้อนหม้อน้ำ

(3.1) อัตราการป้อนน้ำเข้าหม้อน้ำ เครื่องมือวัดที่ใช้ในการวัดควรมีค่าความผิดพลาด (Error) ที่สามารถยอมรับ ±1.0 % ทำการวัดโดยบรรจุน้ำลงในถังที่มีขนาดระบุที่ชัดเจนแล้วให้ทำการวัดโดยการชั่งน้ำหนัก หรือวัดปริมาตร หรือทำการวัดโดยใช้เครื่องวัดอัตราการไหลเชิงปริมาตรสามารถใช้เป็น ออริฟิต

(Orifice) หรืออื่น ๆ และให้ทำการวัดอัตราการไหลของน้ำในกรณีที่มีการสเปรย์น้ำเพื่อควบคุมอุณหภูมิไอน้ำที่ซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Super heater) และ รีฮีตเตอร์ (Reheater)

(3.2) อุณหภูมิน้ำป้อน ให้ทำการวัดอุณหภูมิน้ำป้อนที่ทางเข้าของอีโคโนไมเซอร์ (Economizer) และหากมีความจำเป็นที่จะใช้ค่าอุณหภูมิน้ำป้อนที่ทางออกของอีโคโนไมเซอร์ (Economizer) ก็ให้ทำการวัดด้วย ในกรณีที่หม้อน้ำไม่มีการติดตั้งอีโคโนไมเซอร์ (Economizer) ให้ทำการวัดอุณหภูมิน้ำป้อนที่ทางเข้าตัวหม้อน้ำ (Main body of the boiler)

(4) อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้

(4.1) การวัดอัตราการไหลของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ในกรณีที่มีการใช้แหล่งความร้อนภายนอกมาอุ่นอากาศให้ร้อน เช่น การดึงไอน้ำจากกังหันไอน้ำมาอุ่นอากาศ และอื่น ๆ

(4.2) การวัดอุณหภูมิอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ในกรณีที่มีการติดตั้งเครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) โดยใช้แหล่งความร้อนภายนอกมาอุ่นอากาศให้ร้อน เช่น การดึงไอน้ำจากกังหันไอน้ำมาอุ่นอากาศ และอื่น ๆ ให้ทำการวัดอุณหภูมิอากาศทางเข้าและทางออกเครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater)

(5) วัดอัตราการใช้ไอน้ำที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิง หรือปริมาณไอน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ เช่น ไอน้ำที่ใช้ในการผสมเชื้อเพลิง ไอน้ำที่ใช้ในการเป่าไล่ฝุ่นภายในหม้อน้ำ เป็นต้น

(6) การผลิตไอน้ำ

(6.1) ปริมาณการผลิตไอน้ำ

- ปริมาณการผลิตไอน้ำสามารถคำนวณได้จากปริมาณการป้อนน้ำ ในกรณีที่มีการติดตั้งเครื่องวัดอัตราการไหลของไอน้ำให้ใช้ข้อมูลจากการตรวจวัดจริง

- ให้ทำการวัดปริมาณการใช้ไอน้ำ ในกรณีที่มีการใช้ไอน้ำในการอุ่นเชื้อเพลิง ใช้ไอน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำเพื่อทำความสะอาด ใช้ไอน้ำในการอุ่นอากาศ เป็นต้น ให้นำค่าจากการวัดปริมาณการใช้ไอน้ำในกิจกรรมดังกล่าวลบออกจากอัตราการป้อนน้ำ

- การหาปริมาณการใช้ไอน้ำที่เข้ารีฮีตเตอร์ (Reheater) ให้นำปริมาณไอน้ำ (Main steam line) ที่เข้ากังหันไอน้ำ ลบด้วยปริมาณไอน้ำขาออกจากกังหันไอน้ำ (Exhaust steam)

- การหาปริมาณไอน้ำที่ออกจากรีฮีตเตอร์ (Reheater) ให้นำปริมาณการใช้ไอน้ำที่เข้ารีฮีตเตอร์ (Reheater) บวกด้วยปริมาณน้ำสเปรย์ที่รีฮีตเตอร์ (Reheater)

- ระดับน้ำในหม้อน้ำในขณะเริ่มต้นและสิ้นสุดการทดสอบควรมีระดับที่เท่ากัน

การวัดการผลิตไอน้ำในส่วนนี้ ค่าจากการวัดในข้างต้นอาจจะเป็นเรื่องที่ยาก สามารถทำการประมาณการคร่าว ๆ บนหลักการพื้นฐานทางทฤษฎีสมดุลมวล

(6.2) การวัดอุณหภูมิไอน้ำร้อนยิ่งยวดให้ทำการวัดอุณหภูมิ ณ จุดที่ใกล้จุดทางออกมากที่สุดของซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Super heater) และ รีฮีตเตอร์ (Reheater) สำหรับรีฮีตเตอร์ (Reheater) ให้เพิ่มการวัดอุณหภูมิไอน้ำร้อนยิ่งยวดที่จุดทางเข้า

(6.3) ความดันไอน้ำ

- ไอน้ำอิ่มตัว ให้ทำการวัดความดันที่ถังพักไอน้ำ

- ไอน้ำร้อนยิ่งยวด ให้ทำการวัดความดันที่ซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Super heater) และ รีฮีตเตอร์ (Reheater) ใกล้กับจุดที่วัดอุณหภูมิไอน้ำร้อนยิ่งยวด

(6.4) คุณภาพไอของไอน้ำอิ่มตัว ให้ทำการวัดคุณภาพไอน้ำที่ตำแหน่งใกล้กับทางออกที่จากถังพักไอน้ำมากที่สุด

(7) ก๊าซไอเสีย

(7.1) อุณหภูมิก๊าซไอเสีย ทำการวัดอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่จุดทางออกสุดท้ายที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับอุปกรณ์หม้อน้ำ (Final heater of boiler) การวัดอุณหภูมิก๊าซไอเสียทางเข้า และทางออกของซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Super heater) รีฮีตเตอร์ (Reheater) อีโคโนไมเซอร์ (Economizer) และเครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) ขึ้นกับความจำเป็น ค่าอุณหภูมิที่วัดได้คือค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากพื้นที่หน้าตัดของท่อไอเสีย

(7.2) องค์ประกอบของก๊าซไอเสีย ให้ทำการวัดองค์ประกอบของก๊าซไอเสีย ที่ทางออกของอีโคโนไมเซอร์ (Economizer) หรือเครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) ให้ทำการวัดที่จุดทางออกสุดท้ายที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับอุปกรณ์หม้อน้ำ (Final heater of boiler) ในกรณีที่ไม่มีอีโคโนไมเซอร์ (Economizer) หรือเครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) ให้ทำการวัดก๊าซไอเสียที่ออกจากตัวหม้อน้ำ (Main body of boiler) หรือซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Super heater) วิธีการสุ่มตัวอย่างก๊าซไอเสียอ้างอิงตามมาตรฐาน JIS K 0095

(8) ความดันอากาศ ความดันก๊าซไอเสีย

(8.1) วัดความดันสถิต ให้ทำการวัดความดันอากาศที่ขาออกของพัดลมโดยใช้คอลัมน์น้ำ (Water column) หรือเกจวัดความดัน เป็นต้น

ทั้งนี้สามารถทำการวัดความดันทางเข้า และทางออกของอากาศที่ผ่านเครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) ความดันอากาศของหัวเผา และอื่นๆ ขึ้นกับความจำเป็น

(8.2) วัดความดันก๊าซไอเสีย ให้ทำการวัดความดันก๊าซไอเสียที่จุดทางออกสุดท้ายที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับอุปกรณ์หม้อน้ำ (Final heater of boiler) โดยใช้คอลัมน์น้ำ (Water column) หรือเกจวัดความดัน เป็นต้น ที่ขาออกของพัดลมโดยใช้คอลัมน์น้ำ (Water column) หรือเกจวัดความดัน เป็นต้น

ทั้งนี้สามารถทำการวัดความดันภายในห้องเผาไหม้ ความดันทางเข้า และทางออกของก๊าซไอเสียที่ผ่านอีโคโนไมเซอร์ (Economizer) เครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) พัดลมดูดอากาศ (Induced draft fan) และอื่นๆ ขึ้นกับความจำเป็น

(9) เชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมดในขี้เถ้า

(9.1) การวัดเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมดในขี้เถ้า เพื่อนำมาหาอัตราการใช้เชื้อเพลิง (Fuel consumption) ที่แท้จริง จากปริมาณเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมด และทำการตรวจวัดปริมาณขี้เถ้า

(9.2) การสุ่มตัวอย่างจะอ้างอิงมาตรฐาน JIS M 8811 การตรวจวัดเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมดจะอ้างอิงมาตรฐาน JIS M 8812

(10) การเก็บข้อมูล หากไม่มีเครื่องมือวัดที่สามารถบันทึกข้อมูลได้ต่อเนื่อง จะต้องดำเนินการเก็บข้อมูลที่จำเป็นในช่วงเวลาที่กำหนด ดังแสดงในตารางที่ 4.6

4.5.5 แนวทางการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ

การคำนวณประสิทธิภาพหม้อน้ำสามารถหาประสิทธิภาพหม้อน้ำได้ทั้งแบบวิธีทางตรง (Direct method) และแบบวิธีทางอ้อม (Indirect method) แบ่งการคำนวณออกเป็น 4 ส่วนหลัก ได้แก่ ความร้อนขาเข้า ความร้อนขาออกที่นำไปใช้งาน ความร้อนสูญเสีย และประสิทธิภาพหม้อน้ำ

(1) ความร้อนขาเข้า

ความร้อนขาเข้าหมายถึง ความร้อนที่ป้อนเข้าสู่หม้อน้ำซึ่งเป็นผลรวมของความร้อนจากเผาไหม้เชื้อเพลิง ความร้อนจากภายนอกที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิง ความร้อนที่ใช้ในการอุ่นอากาศเพื่อการเผาไหม้ ความร้อนจากไอน้ำหรือน้ำร้อนที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ และความร้อนเทียบเท่าของพลังงานกลที่ใช้ในการขับเครื่องจักรกล โดยสามารถแบ่งเป็นความร้อนขาเข้าอ้างอิงบนพื้นฐานค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (LCV) และค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (HCV)

ตารางที่ 4.6 ช่วงเวลาในการเก็บข้อมูล

ข้อมูล	ช่วงเวลาในการเก็บข้อมูล
ตัวอย่างเชื้อเพลิงแข็ง	เก็บตลอดช่วงเวลาการทดสอบ อ้างอิงมาตรฐาน JIS M 8811
ตัวอย่างเชื้อเพลิงเหลว	อย่างน้อย 2 ครั้ง ในช่วงเวลาการทดสอบ
ตัวอย่างเชื้อเพลิงก๊าซ	อย่างน้อย 2 ครั้ง ในช่วงเวลาการทดสอบ
อัตราการใช้เชื้อเพลิง	ช่วงเวลา 5 นาที แต่ไม่เกิน 30 นาที
อัตราการป้อนน้ำ	ช่วงเวลา 5 นาที แต่ไม่เกิน 30 นาที
ความดันไอน้ำ	ช่วงเวลา 10 นาที แต่ไม่เกิน 30 นาที
อุณหภูมิไอน้ำ	ช่วงเวลา 10 นาที แต่ไม่เกิน 30 นาที
อุณหภูมิน้ำป้อน	ช่วงเวลา 10 นาที แต่ไม่เกิน 30 นาที
ความดันอากาศ และก๊าซไอเสีย	ช่วงเวลา 15 นาที แต่ไม่เกิน 30 นาที
อุณหภูมิอากาศ และก๊าซไอเสีย	ช่วงเวลา 15 นาที แต่ไม่เกิน 30 นาที
องค์ประกอบก๊าซไอเสีย	ในช่วงเวลา 30 นาที (เป็นไปได้ให้เก็บตลอดช่วงเวลาการทดสอบ)

ในการคำนวณพลังงานความร้อนที่ป้อนเข้าสู่หม้อน้ำ เชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้จะมีหน่วยเป็นกิโลกรัม (kg) หรือลูกบาศก์เมตร (m^3)

(1.1) ความร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง

การเผาไหม้เชื้อเพลิงเชื้อเพลิงแข็ง เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงก๊าซ จะปลดปล่อยพลังงานในรูปของความร้อน ซึ่งจะถูกใช้งานอ้างอิงอยู่ 2 แบบ คือ

- ค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value) จะได้จากการทดสอบด้วยเครื่องบอมบ์แคลอริมิเตอร์ (bomb calorimeter)
- ค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value) หาได้จาก

<u>กรณีของเชื้อเพลิงแข็ง และเชื้อเพลิงเหลว</u>

$$H_l = H_h - 25(9h + \omega) \quad kJ/kg \tag{4-1}$$

โดยที่ H_h คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value) ฐานเปียก

H_l คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value) ฐานเปียก

h คือ ปริมาณของไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง mass wet basis $(\%)$

ω คือ ความชื้นหรือน้ำทั้งหมดที่สะสมในเชื้อเพลิง mass wet basis $(\%)$

<u>กรณีของเชื้อเพลิงก๊าซ</u>

$$H_l = H_h - 20[(h_2) + \frac{1}{2}\sum yc_x h_y + \omega_v] \quad kJ/m^3 \tag{4-2}$$

หรือ

$$\begin{aligned} H_l = {} & 108.3(h_2) + 126.1co + 360ch_4 + 596c_2h_4 + 646c_2h_6 + 878c_3h_6 \\ & + 934c_3h_8 + 1{,}180c_4h_8 + 1{,}235c_4h_{10} \quad kJ/m^3 \end{aligned} \tag{4-3}$$

โดยที่ H_h คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value) ฐานเปียก

H_l คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value) ฐานเปียก

y คือ ปริมาณสัดส่วนร้อยละโดยปริมาตรของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

$c_x h_y$ คือ สารประกอบไฮโดรคาร์บอนในเชื้อเพลิงก๊าซ เช่น ch_4, c_2h_4, c_3h_6 เป็นต้น

ω_v คือ ความชื้นหรือน้ำทั้งหมดที่สะสมในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

(h_2) คือ ปริมาณของก๊าซไฮโดรเจนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

co คือ ปริมาณของก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

ch_4 คือ ปริมาณของก๊าซมีเทนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

c_2h_4 คือ ปริมาณของก๊าซเอทิลีนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

c_2h_6 คือ ปริมาณของก๊าซอีเทนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

c_3h_6 คือ ปริมาณของก๊าซโพรพีนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

c_3h_8 คือ ปริมาณของก๊าซโพรเพนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

c_4h_8 คือ ปริมาณของก๊าซบิวทิลีนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

c_4h_{10} คือ ปริมาณของก๊าซบิวเทนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

(1.2) ความร้อนจากภายนอกที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิง

ความร้อนที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิง เช่น กรณีของเชื้อเพลิงแข็งที่มีความชื้นสูง กรณีเหลวที่มีความหนืดสูงอย่างเช่นน้ำมันเตา หรือการอุ่นเชื้อเพลิงในรูปแบบอื่น ๆ เป็นต้น ความร้อนจากภายนอกที่ใส่เข้าไปเพื่ออุ่นเชื้อเพลิงหาได้จาก

$$Q_1 = c_f(t_f - t_0) \quad kJ/kg(or\ m^3) \tag{4-4}$$

โดยที่ Q_1 คือ ความร้อนจากภายนอกที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิง

c_f คือ ค่าความจุความร้อนเชื้อเพลิงเฉลี่ย $kJ/kg\,(or\,m^3)K$

t_f คือ อุณหภูมิหลังจากการอุ่นเชื้อเพลิง (^oC)

t_0 คือ อุณหภูมิอ้างอิง (^oC)

(1.3) ความร้อนจากภายนอกที่ใช้ในการอุ่นอากาศ

ความร้อนที่ใช้ในการอุ่นอากาศ เช่น กรณีของการอุ่นอากาศด้วยไอน้ำ และอื่น ๆ ความร้อนจากภายนอกที่ใส่เข้าไปเพื่ออุ่นอากาศหาได้จาก

$$Q_2 = \mathrm{A}c_a(t_f - t_0) \quad kJ/kg(or\ m^3) \tag{4-5}$$

โดยที่ Q_2 คือ ความร้อนจากภายนอกที่ใช้ในการอุ่นอากาศ

A คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง 1 kg หรือ 1 m^3 $(\mathrm{m}^3/kg\,(or\,m^3))$

c_a คือ ค่าความจุความร้อนอากาศเฉลี่ย $1.30\ kJ/m^3K$

t_f คือ อุณหภูมิหลังจากการอุ่นอากาศ (^oC)

t_0 คือ อุณหภูมิอ้างอิง (^oC)

ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิงหาได้จาก

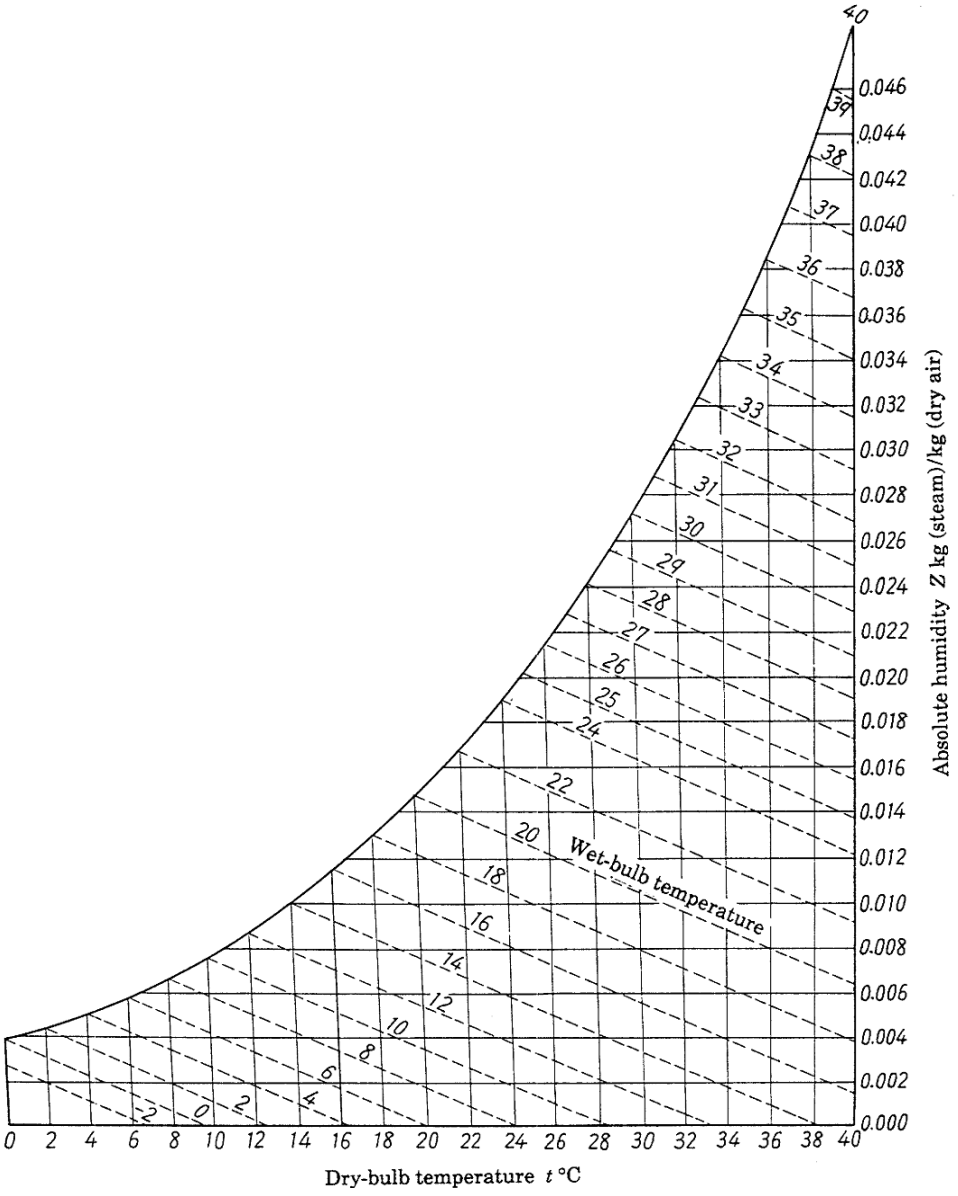
$$A = mA_0(1 + 1.61z) \quad m^3/kg(or\ m^3) \tag{4-6}$$

โดยที่ A คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง 1 kg หรือ 1 m^3

m คือ อัตราส่วนของอากาศส่วนเกิน

A_0 คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง 1 kg หรือ 1 m^3 ทางทฤษฎี (แห้ง) $(\mathrm{m}^3/kg\,(or\,m^3))$

z คือ ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ $(kg/kg\,dry\,air)$ แสดงในรูปที่ 4.12



รูปที่ 4.12 ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศ

กรณีของเชื้อเพลิงแข็ง

$$A_0 = \frac{1}{100}\left[8.89c_1 + 26.7\left(h - \frac{o}{8}\right) + 3.3s\right] \quad m^3/kg \tag{4-7}$$

โดยที่ A_0 คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง 1 kg ทางทฤษฎี (แห้ง)

c_1 คือ $c - c_2$ ปริมาณของคาร์บอนในเชื้อเพลิงแบบ mass wet basis $(\%)$ ที่ใช้ในการเผาไหม้จริง

c_2 คือ $au/(100-u)$ ปริมาณของคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมด mass wet basis $(\%)$

a คือ ปริมาณขี้เถ้าในเชื้อเพลิง mass wet basis $(\%)$

u คือ ค่าเฉลี่ยของปริมาณคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมดในกากที่เหลือจากการเผาไหม้ mass wet basis $(\%)$

h คือ ปริมาณของไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง mass wet basis $(\%)$

o คือ ปริมาณของออกซิเจนในเชื้อเพลิง mass wet basis $(\%)$

s คือ ปริมาณของซัลเฟอร์ในเชื้อเพลิง mass wet basis $(\%)$

$$m = \frac{21}{21 - 79\left[\frac{(O_2) - 0.5(CO)}{(N_2)}\right]} \tag{4-8}$$

โดยที่ m คือ อัตราส่วนของอากาศส่วนเกิน

(O_2) คือ ปริมาณของก๊าซออกซิเจนในก๊าซไอเสียแห้ง $(\%\ Volume)$

(CO_2) คือ ปริมาณของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในก๊าซไอเสียแห้ง $(\%\ Volume)$

(CO) คือ ปริมาณของก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ในก๊าซไอเสียแห้ง $(\%\ Volume)$

(N_2) คือ $100-[(CO_2)+(CO)+(O_2)]$ ปริมาณของก๊าซไนโตรเจนในก๊าซไอเสียแห้ง $(\%\ Volume)$

กรณีของเชื้อเพลิงเหลว

ในการหา A_0 ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี (แห้ง) สามารถใช้สมการ A_0 ของเชื้อเพลิงได้โดยที่ไม่สนใจปริมาณของคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมดในขี้เถ้า $c_2 = 0$ ดังนั้น $c_1 = c$

กรณีของเชื้อเพลิงก๊าซ

$$A_0 = \frac{1}{21}\left[\frac{1}{2}co + \frac{1}{2}(h_2) + \sum\left(x + \frac{y}{4}\right)c_x h_y - o_2\right] \quad m^3/m^3 \qquad (4\text{-}9)$$

โดยที่ A_0 คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง 1 m^3 ทางทฤษฎี (แห้ง)

co คือ ปริมาณของก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

(h_2) คือ ปริมาณของก๊าซไฮโดรเจนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

x คือ จำนวนอะตอมคาร์บอน

y คือ จำนวนอะตอมไฮโดรเจน

$c_x h_y$ คือ สารประกอบไฮโดรคาร์บอนในเชื้อเพลิงก๊าซ เช่น ch_4, c_2h_4, c_3h_6 เป็นต้น

o_2 คือ ปริมาณของก๊าซออกซิเจนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

$$m = \frac{21}{21 - 79\left[\frac{(O_2) - 0.5(CO)}{(N_2)}\right]} \times \left[1 + \frac{(O_2)}{(N_2)} \times \frac{n_2}{21A_0}\right] \qquad (4\text{-}10)$$

โดยที่ m คือ อัตราส่วนของอากาศส่วนเกิน

(O_2) คือ ปริมาณของก๊าซออกซิเจนในก๊าซไอเสียแห้ง $(\%\ Volume)$

(CO_2) คือ ปริมาณของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในก๊าซไอเสียแห้ง $(\%\ Volume)$

(CO) คือ ปริมาณของก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ในก๊าซไอเสียแห้ง $(\%\ Volume)$

(N_2) คือ $100-[(CO_2)+(CO)+(O_2)]$ ปริมาณของก๊าซไนโตรเจนในก๊าซไอเสียแห้ง (% volume)

n_2 คือ ปริมาณของก๊าซไนโตรเจนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

A_0 คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง 1 m^3 ทางทฤษฎี (แห้ง)

ทั้งนี้อัตราส่วนของอากาศส่วนเกินของเชื้อเพลิงแข็ง เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงก๊าซ (กรณีที่ $n_2 < 20\%$) ยังสามารถหาได้จาก

$$m = \frac{21}{21 - (O_2)} \qquad (4\text{-}11)$$

โดยที่ m คือ อัตราส่วนของอากาศส่วนเกิน

(O_2) คือ ปริมาณของก๊าซออกซิเจนในก๊าซไอเสียแห้ง $(\%\ Volume)$

(1.4) ความร้อนจากไอน้ำหรือน้ำร้อนที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ

ในกรณีที่มีการใช้ไอน้ำในพ่นฝอยเชื้อเพลิง ใช้ไอน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำเพื่อทำความสะอาด ใช้ไอน้ำในการอุ่นอากาศ หรือน้ำร้อนที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ เป็นต้น ความร้อนดังกล่าวนี้เป็นความร้อนจากภายนอกที่ป้อนเข้าสู่หม้อน้ำสามารถหาได้จาก

$$Q_3 = W_b(h_b - h_s) \quad kJ/kg(or\ m^3) \tag{4-12}$$

โดยที่ Q_3 คือ ความร้อนจากไอน้ำหรือน้ำร้อนที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ

W_b คือ ไอน้ำหรือน้ำร้อนที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำต่อเชื้อเพลิง 1 kg หรือ 1 m^3 $(kg/kg\,(or\,m^3))$

h_b คือ เอนทาลปีของไอน้ำหรือน้ำร้อน (kJ/kg)

h_s คือ เอนทาลปีของไอน้ำหรือน้ำร้อนที่อุณหภูมิอ้างอิง (kJ/kg)

(1.5) ความร้อนเทียบเท่าของพลังงานกลที่ใช้ในการขับเครื่องจักรกล

ความร้อนเทียบเท่าของพลังงานกลที่ใช้ในการขับเครื่องจักรกลของหม้อน้ำสามารถหาได้จาก

$$Q_4 = 36p\eta_x \quad kJ/kg(or\ m^3) \tag{4-13}$$

โดยที่ Q_4 คือ ความร้อนเทียบเท่าของพลังงานกลที่ใช้ในการขับเครื่องจักรกล

p คือ พลังงานกลรวมใช้ในการขับเครื่องจักรกลของหม้อน้ำต่อเชื้อเพลิง 1 kg หรือ 1 m^3 $(kWh/kg\,(or\,m^3))$

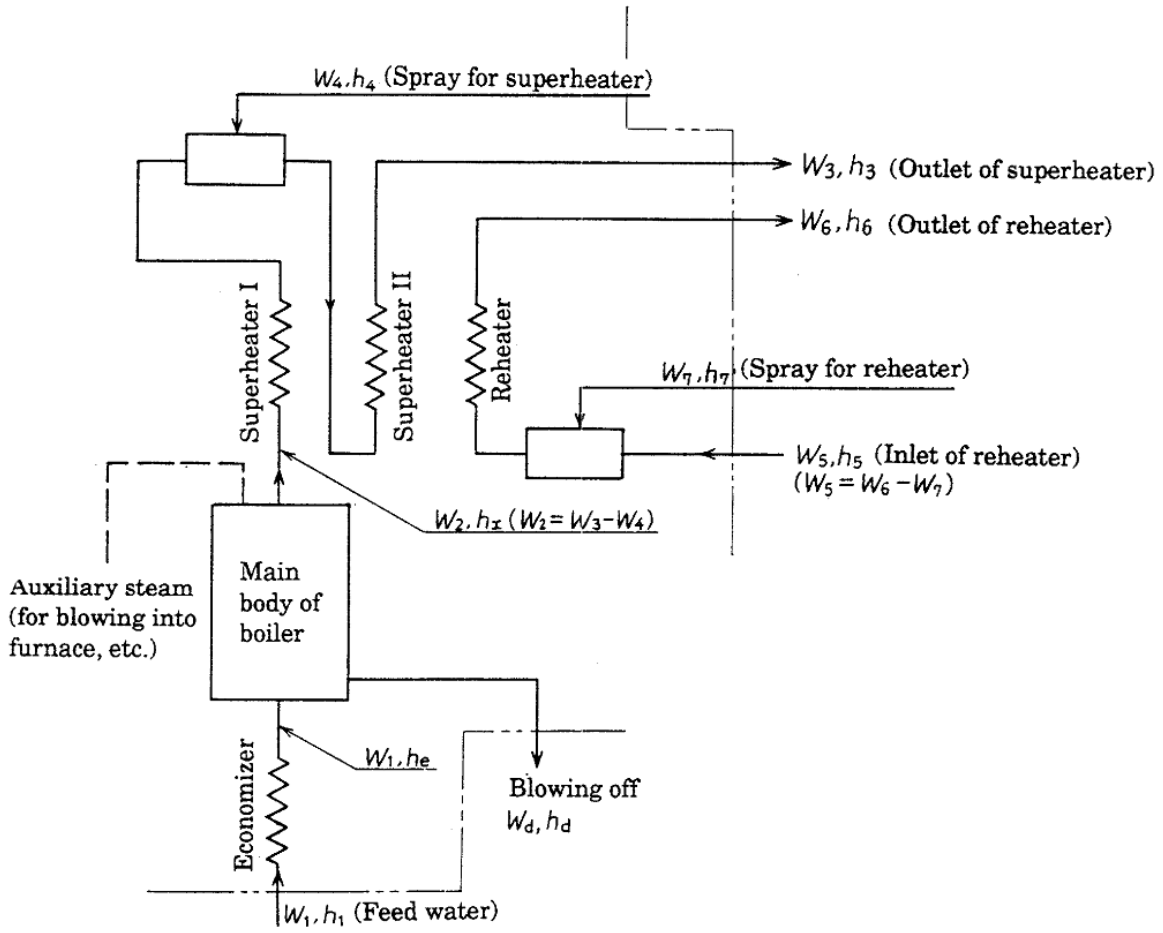
η_x คือ ประสิทธิภาพรวมของเครื่องจักรกล (รวมประสิทธิภาพมอเตอร์ ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง)

(2) ความร้อนขาออกที่นำไปใช้งาน

ความร้อนขาออกที่นำไปใช้งาน ซึ่งก็คือความร้อนที่สะสมอยู่ในไอน้ำ น้ำร้อน ในการคำนวณพลังงานความร้อนที่ออกจากหม้อน้ำ จะคิดเทียบกับเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้จะมีหน่วยเป็นกิโลกรัม (kg) หรือลูกบาศก์เมตร (m^3)

(2.1) ความร้อนที่สะสมในไอน้ำ

การกำหนดขอบเขตการพิจารณาการผลิตไอน้ำแสดงในรูปที่ 4.13 แบ่งเป็น 4 กรณีดังนี้



รูปที่ 4.13 ขอบเขตการพิจารณาของการผลิตไอน้ำจากตัวหม้อน้ำหลัก (Main body of boiler) ซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) รีฮีตเตอร์ (Reheater) และอื่น ๆ

(1) หม้อน้ำที่ไม่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater)

$$Q_{s1} = W_2(h_x - h_1) \quad kJ/kg(or\ m^3) \tag{4-14}$$

โดยที่ Q_{s1} คือ ความร้อนที่สะสมในไอน้ำกรณีที่หม้อน้ำที่ไม่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater)

W_2 **ทางสูง** ที่ผลิตได้ต่อเชื้อเพลิง 1 kg หรือ 1 m^3 $(kg/kg\,(or\,m^3))$

h_x คือ เอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัว (Saturated steam) (kJ/kg)

h_1 คือ เอนทาลปีของน้ำป้อน (Feed water) (kJ/kg)

(2) หม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) แบบที่ 1

$$Q_{s2} = W_3(h_3 - h_1) \quad kJ/kg(or\ m^3) \tag{4-15}$$

โดยที่ Q_{s2} คือ ความร้อนที่สะสมในไอน้ำกรณีที่หม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater)

W_3 คือ ปริมาณไอน้ำที่ออกจากซุปเปอร์ฮีตเตอ์ (Superheater) $(kg/kg\,(or\,m^3))$

h_3 คือ เอนทาลปีของไอน้ำร้อนยิ่งยวด (Superheated steam) (kJ/kg)

h_1 คือ เอนทาลปีของน้ำป้อน (Feed water) (kJ/kg)

(3) หม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) แบบที่ 2 (มีการปรับอุณหภูมิไอน้ำ)

หม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) แบบที่ 2 จะมีการปรับอุณหภูมิไอน้ำด้วยการสเปรย์น้ำ

$$Q_{s3} = W_2(h_3 - h_1) + W_4(h_3 - h_4) \quad kJ/kg(or\ m^3) \tag{4-16}$$

โดยที่ Q_{s3} คือ ความร้อนที่สะสมในไอน้ำกรณีที่หม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) ที่มีการปรับอุณหภูมิไอน้ำ

W_2 คือ W_3- W_4 ปริมาณไอน้ำที่ผลิตได้ $(kg/kg\,(or\,m^3))$

W_4 คือ ปริมาณน้ำที่ใช้ในการปรับอุณหภูมิไอน้ำของซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) $(kg/kg\,(or\,m^3))$

h_4 คือ เอนทาลปีของน้ำที่ใช้ในการปรับอุณหภูมิไอน้ำของซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) (kJ/kg)

h_3 คือ เอนทาลปีของไอน้ำร้อนยิ่งยวด (Superheated steam) (kJ/kg)

h_1 คือ เอนทาลปีของน้ำป้อน (Feed water) (kJ/kg)

(4) หม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) และรีฮีตเตอร์ (Reheater)

$$Q_{s4} = W_2(h_3 - h_1) + W_4(h_3 - h_4) + W_5(h_6 - h_5) + W_7(h_6 - h_7) \quad kJ/kg(or\ m^3) \tag{4-17}$$

โดยที่ Q_{s4} คือ ความร้อนที่สะสมในไอน้ำกรณีที่หม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) และรีฮีตเตอร์ (Reheater)

W_2 คือ W_3- W_4 ปริมาณไอน้ำที่ผลิตได้ $(kg/kg\,(or\,m^3))$

W_4 คือ ปริมาณน้ำที่ใช้ในการปรับอุณหภูมิไอน้ำของซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) $(kg/kg\,(or\,m^3))$

W_5 คือ W_6 - W_7 ปริมาณน้ำที่เข้ารีฮีตเตอร์ (Reheater) $(kg/kg\,(or\,m^3))$

W_6 คือ ปริมาณน้ำที่ออกรีฮีตเตอร์ (Reheater) $(kg/kg\,(or\,m^3))$

W_7 คือ ปริมาณน้ำที่ใช้ในการปรับอุณหภูมิไอน้ำของรีฮีตเตอร์ (Reheater) $(kg/kg\,(or\,m^3))$

h_7 คือ เอนทาลปีของน้ำที่ใช้ในการปรับอุณหภูมิไอน้ำของรีฮีตเตอร์ (Reheater) (kJ/kg)

h_6 คือ เอนทาลปีไอน้ำขาออกรีฮีตเตอร์ (Reheater) (kJ/kg)

h_5 คือ เอนทาลปีไอน้ำขาเข้ารีฮีตเตอร์ (Reheater) (kJ/kg)

h_4 คือ เอนทาลปีของน้ำที่ใช้ในการปรับอุณหภูมิไอน้ำของซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) (kJ/kg)

h_3 คือ เอนทาลปีของไอน้ำร้อนยิ่งยวด (Superheated steam) (kJ/kg)

h_1 คือ เอนทาลปีของน้ำป้อน (Feed water) (kJ/kg)

(2.2) ความร้อนที่สะสมในน้ำระบาย

ในการทดสอบนั้นหากไม่สามารถหลีกเลี่ยงการระบายน้ำของหม้อน้ำ จะต้องทำการคิดความร้อนที่สะสมในน้ำระบาย

$$(Q_d) = W_d(h_d - h_1) \quad kJ/kg(or\ m^3) \tag{4-18}$$

โดยที่ (Q_d) คือ ความร้อนที่สะสมในน้ำระบาย

W_d คือ ปริมาณน้ำระบายต่อเชื้อเพลิง 1 kg หรือ 1 m^3 $(kg/kg\,(or\,m^3))$

h_d คือ เอนทาลปีของไอน้ำร้อนยิ่งยวด (Superheated steam) (kJ/kg)

h_1 คือ เอนทาลปีของน้ำป้อน (Feed water) (kJ/kg)

(3) ความร้อนสูญเสีย

ความร้อนสูญเสียของหม้อน้ำประกอบด้วย ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสียแห้ง ความร้อนสูญเสียจากไอน้ำหรือน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ ความร้อนสูญเสียไปกับเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมดในขี้เถ้า ความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี และความร้อนสูญเสียอื่น ๆ โดยสามารถอ้างอิงบนพื้นฐานค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (LCV) และค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (HCV)

(3.1) ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสีย

ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสีย จะประกอบไปด้วยความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสียแห้ง ความร้อนสูญเสียจากไอน้ำ (ความชื้นเชื้อเพลิง ความชื้นของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ และไอน้ำจากการเผาไหม้) และความร้อนสูญเสียจากผลต่างอุณหภูมิระหว่างก๊าซไอเสียกับบรรยากาศ

(3.1.1) ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสียที่อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value)

$$L_1 = Gc_g(t_g - t_0) \ \ kJ/kg(or\ m^3) \qquad (4\text{-}19)$$

โดยที่ L_1 คือ ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสียที่อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงทางต่ำ (Low calorific value) ต่อเชื้อเพลิง 1 kg

G คือ ปริมาณก๊าซไอเสียทั้งหมดต่อเชื้อเพลิง 1 kg หรือ 1 m^3 (m^3/kg)

c_g คือ ค่าความจุร้อนจำเพาะของก๊าซไอเสีย $(1.38\ kJ/m^3K)$

t_g คือ อุณหภูมิก๊าซไอเสียเฉลี่ย (^oC)

t_0 คือ อุณหภูมิอ้างอิง (^oC)

<u>กรณีของเชื้อเพลิงแข็ง และเชื้อเพลิงเหลว</u>

ปริมาณก๊าซไอเสียทั้งหมด G สามารถหาได้จาก

$$G = G_0 + G_w + \left[A_0(m\text{-}1)\right] + G_{w1} \ \ m^3/kg\ (or\ m^3) \qquad (4\text{-}20)$$

โดยที่ G คือ ปริมาณก๊าซไอเสียทั้งหมดต่อเชื้อเพลิง 1 kg

G_0 คือ ปริมาณก๊าซไอเสียแห้งทางทฤษฎีต่อเชื้อเพลิง 1 kg (m^3/kg)

G_w คือ ปริมาณไอน้ำจากการเผาไหม้ และไอน้ำจากความชื้นในเชื้อเพลิงต่อเชื้อเพลิง 1 kg (m^3/kg)

G_{w1} คือ ปริมาณไอน้ำจากอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ต่อเชื้อเพลิง 1 kg (m^3/kg)

A_0 คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง 1 kg ทางทฤษฎี (แห้ง) (m^3/kg)

m คือ อัตราส่วนของอากาศส่วนเกิน

ปริมาณก๊าซไอเสียแห้งทางทฤษฎีต่อเชื้อเพลิง 1 kg หาได้จาก

$$G_0 = \frac{1}{100}\left[8.89c_1 + 21.1\left(h - \frac{o}{8}\right) + 3.3s + 0.80n\right] \ \ m^3/kg \qquad (4\text{-}21)$$

โดยที่ G_0 คือ ปริมาณก๊าซไอเสียแห้งทางทฤษฎีต่อเชื้อเพลิง 1 kg

c_1 คือ $c-c_2$ ปริมาณของคาร์บอนในเชื้อเพลิงแบบ mass wet basis (%) ที่ใช้ในการเผาไหม้จริง

c_2 คือ $au/(100-u)$ ปริมาณของคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมด mass wet basis (%)

a คือ ปริมาณขี้เถ้าในเชื้อเพลิง mass wet basis (%)

u คือ ค่าเฉลี่ยของปริมาณคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมดในกากที่เหลือจากการเผาไหม้ mass wet basis (%)

h คือ ปริมาณของไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง mass wet basis (%)

o คือ ปริมาณของออกซิเจนในเชื้อเพลิง mass wet basis (%)

s คือ ปริมาณของซัลเฟอร์ในเชื้อเพลิง mass wet basis (%)

n คือ ปริมาณของไนโตรเจนในเชื้อเพลิง mass wet basis (%)

ปริมาณไอน้ำจากการเผาไหม้ และไอน้ำจากความชื้นในเชื้อเพลิงต่อเชื้อเพลิง 1 kg หาได้จาก

$$G_w = \frac{1}{100}\left[1.24(9h+\omega)\right] \quad m^3/kg \tag{4-22}$$

โดยที่ G_w คือ ปริมาณไอน้ำจากการเผาไหม้ และไอน้ำจากความชื้นในเชื้อเพลิงต่อเชื้อเพลิง 1 kg (m^3/kg)

h คือ ปริมาณของไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง mass wet basis (%)

ω คือ ความชื้นหรือน้ำทั้งหมดที่สะสมในเชื้อเพลิง mass wet basis (%)

ปริมาณไอน้ำจากอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ต่อเชื้อเพลิง 1 kg หาได้จาก

$$G_{w1} = 1.61 z m A_0 \quad m^3/kg \tag{4-23}$$

โดยที่ G_{w1} คือ ปริมาณไอน้ำจากอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ต่อเชื้อเพลิง 1 kg (m^3/kg)

m คือ อัตราส่วนของอากาศส่วนเกิน

A_0 คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง 1 kg ทางทฤษฎี (แห้ง) $(\mathrm{m}^3/kg\,(or\,m^3))$

z คือ ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ $(kg/kg\,dry\,air)$

<u>กรณีของเชื้อเพลิงก๊าซ</u>

ปริมาณก๊าซไอเสียทั้งหมด G สามารถหาได้จาก

$$G = G_0 + G_w + \left[A_0 \left(m\text{-}1 \right) \right] + G_{w1} \;\; m^3 / m^3 \qquad (4\text{-}24)$$

โดยที่ G คือ ปริมาณก๊าซไอเสียทั้งหมดต่อเชื้อเพลิง 1 m^3

G_0 คือ ปริมาณก๊าซไอเสียแห้งทางทฤษฎีต่อเชื้อเพลิง 1 m^3 (m^3 / m^3)

G_w คือ ปริมาณไอน้ำจากการเผาไหม้ และไอน้ำจากความชื้นในเชื้อเพลิงต่อเชื้อเพลิง 1 m^3 (m^3 / m^3)

G_{w1} คือ ปริมาณไอน้ำจากอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ต่อเชื้อเพลิง 1 m^3 (m^3 / m^3)

A_0 คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง 1 m^3 ทางทฤษฎี (แห้ง) (m^3 / m^3)

m คือ อัตราส่วนของอากาศส่วนเกิน

ปริมาณก๊าซไอเสียแห้งทางทฤษฎีต่อเชื้อเพลิง 1 m^3 หาได้จาก

$$G_0 = \frac{1}{100}\left[2.88co + 1.88(h_2) + \sum (4.76x + 0.94y) c_x h_y + n_2 + co_2 - 3.76o_2 \right] m^3 / m^3 \qquad (4\text{-}25)$$

โดยที่ G_0 คือ ปริมาณก๊าซไอเสียแห้งทางทฤษฎีต่อเชื้อเพลิง 1 m^3

co คือ ปริมาณของก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

(h_2) คือ ปริมาณของก๊าซไฮโดรเจนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

x คือ จำนวนอะตอมคาร์บอน

y คือ จำนวนอะตอมไฮโดรเจน

$c_x h_y$ คือ สารประกอบไฮโดรคาร์บอนในเชื้อเพลิงก๊าซ เช่น ch_4, c_2h_4, c_3h_6 เป็นต้น

n_2 คือ ปริมาณของก๊าซไนโตรเจนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

co_2 คือ ปริมาณของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

o_2 คือ ปริมาณของก๊าซออกซิเจนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

ปริมาณไอน้ำจากการเผาไหม้ และไอน้ำจากความชื้นในเชื้อเพลิงต่อเชื้อเพลิง 1 m^3 หาได้จาก

$$G_w = \frac{1}{100}\left[(h_2) + \frac{1}{2} \sum y c_x h_y + \omega_v \right] \;\; m^3 / m^3 \qquad (4\text{-}26)$$

โดยที่ G_w คือ ปริมาณไอน้ำจากการเผาไหม้ และไอน้ำจากความชื้นในเชื้อเพลิงต่อเชื้อเพลิง 1 m^3 (m^3/m^3)

(h_2) คือ ปริมาณของก๊าซไฮโดรเจนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

y คือ ปริมาณสัดส่วนร้อยละโดยปริมาตรของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

$c_x h_y$ คือ สารประกอบไฮโดรคาร์บอนในเชื้อเพลิงก๊าซเช่น ch_4, c_2h_4, c_3h_6 เป็นต้น

ω_v คือ ความชื้นหรือน้ำทั้งหมดที่สะสมในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

ปริมาณไอน้ำจากอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ต่อเชื้อเพลิง 1 m^3 หาได้จาก

$$G_{w1} = 1.61 z m A_0 \quad m^3/m^3 \tag{4-27}$$

โดยที่ G_{w1} คือ ปริมาณไอน้ำจากอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ต่อเชื้อเพลิง 1 m^3 (m^3/m^3)

m คือ อัตราส่วนของอากาศส่วนเกิน

A_0 คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง 1 kg ทางทฤษฎี (แห้ง) (m^3/m^3)

z คือ ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ $(kg/kg\ dry\ air)$

(3.1.2) ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสียที่อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value)

<u>กรณีของเชื้อเพลิงแข็ง และเชื้อเพลิงเหลว</u>

$$L_{1h} = L_1 + 25(9h + \omega) \quad kJ/kg \tag{4-28}$$

โดยที่ L_{1h} คือ ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสียที่อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value) ต่อเชื้อเพลิง 1 kg

L_1 คือ ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสียที่อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value) ต่อเชื้อเพลิง 1 kg

h คือ ปริมาณของไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง mass wet basis $(\%)$

ω คือ ความชื้นหรือน้ำทั้งหมดที่สะสมในเชื้อเพลิง mass wet basis $(\%)$

<u>กรณีของเชื้อเพลิงก๊าซ</u>

$$L_{1h} = L_1 + 20\left[(h_2) + \frac{1}{2}\sum yc_x h_y + \omega_v\right] \; kJ/m^3 \qquad (4\text{-}29)$$

โดยที่ L_{1h} คือ ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสียที่อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value) ต่อเชื้อเพลิง 1 m^3

L_1 คือ ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสียที่อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value) ต่อเชื้อเพลิง 1 m^3

(h_2) คือ ปริมาณของก๊าซไฮโดรเจนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

y คือ ปริมาณสัดส่วนร้อยละโดยปริมาตรของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

$c_x h_y$ คือ สารประกอบไฮโดรคาร์บอนในเชื้อเพลิงก๊าซ เช่น ch_4, c_2h_4, c_3h_6 เป็นต้น

ω_v คือ ความชื้นหรือน้ำทั้งหมดที่สะสมในเชื้อเพลิงก๊าซ $(\%\ Volume)$

(3.2) ความร้อนสูญเสียจากไอน้ำหรือน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ

ในกรณีที่มีการใช้ไอน้ำในการพ่นฝอยเชื้อเพลิง ใช้ไอน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำเพื่อทำความสะอาด ใช้ไอน้ำในการอุ่นอากาศ หรือน้ำร้อนที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ เป็นต้น ความร้อนสูญเสียจากไอน้ำหรือน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำหาได้จาก

$$L_2 = W_b(h_g - h_s) \quad kJ/kg(or\ m^3) \qquad (4\text{-}30)$$

โดยที่ L_2 คือ ความร้อนสูญเสียจากไอน้ำหรือน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ

W_b คือ ไอน้ำหรือน้ำร้อนที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำต่อเชื้อเพลิง 1 kg หรือ 1 m^3 $(kg/kg\,(or\,m^3))$

h_g คือ เอนทาลปีของไอน้ำ ณ อุณหภูมิก๊าซไอเสีย (kJ/kg)

h_s คือ เอนทาลปีของไอน้ำหรือน้ำ (น้ำร้อน หรือน้ำป้อนหม้อน้ำ)ที่อุณหภูมิอ้างอิง (kJ/kg)

(3.3) ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์

ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์หาได้จาก

$$L_3 = 126.1\left[G_0 + (m-1)A_0\right](CO) \quad kJ/kg(or\ m^3) \tag{4-31}$$

โดยที่ L_3 คือ ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์

G_0 คือ ปริมาณก๊าซไอเสียแห้งทางทฤษฎีต่อเชื้อเพลิง 1 kg หรือ 1 m^3 $(m^3/kg\,(or\,m^3))$

m คือ อัตราส่วนของอากาศส่วนเกิน

A_0 คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง 1 kg หรือ 1 m^3 ทางทฤษฎี (แห้ง) $(\mathrm{m}^3/kg\,(or\,m^3))$

(CO) คือ ปริมาณของก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ในก๊าซไอเสียแห้ง $(\%\ Volume)$

(3.4) ความร้อนสูญเสียจากเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมดในขี้เถ้า

ความร้อนสูญเสียจากเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมด คิดเฉพาะคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมดในขี้เถ้า หาได้จาก

$$L_4 = 339c_2 \quad kJ/kg(or\ m^3) \tag{4-32}$$

โดยที่ L_4 คือ ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์

c_2 คือ $au/(100-u)$ ปริมาณของคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมด mass wet basis (%)

a คือ ปริมาณขี้เถ้าในเชื้อเพลิง mass wet basis $(\%)$

u คือ ค่าเฉลี่ยของปริมาณคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมดในกากที่เหลือจากการเผาไหม้ mass wet basis $(\%)$

(3.5) ความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี

ความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสีจากตัวหม้อน้ำสามารถหาได้จาก

(3.5.1) ความร้อนสูญเสียจากจากการแผ่รังสีอ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value)

$$L_5 = \frac{1}{100} l_r H_l \quad kJ/kg(or\ m^3) \tag{4-33}$$

โดยที่ L_5 คือ ความร้อนสูญเสียจากจากการแผ่รังสีจากตัวหม้อน้ำอ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงทางด้านต่ำ (Low calorific value)

l_r คือ ความร้อนสูญเสียจากจากการแผ่รังสีจากตัวหม้อน้ำคิดเป็นร้อยละ $(\%)$

H_l คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิงทางต่ำ (Low calorific value) ฐานเปียก

(3.5.2) ความร้อนสูญเสียจากจากการแผ่รังสีอ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value)

$$L_{5h} = \frac{1}{100} l_{rh} H_h = L_5 = \frac{1}{100} l_r H_l \quad kJ/kg(or\ m^3) \tag{4-34}$$

เมื่อ

$$l_{rh} = l_r \frac{H_l}{H_h} \tag{4-35}$$

โดยที่ L_{5h} คือ ความร้อนสูญเสียจากจากการแผ่รังสีจากตัวหม้อน้ำอ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value)

l_r คือ ความร้อนสูญเสียจากจากการแผ่รังสีจากตัวหม้อน้ำคิดเป็นร้อยละ $(\%)$ อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value)

l_{rh} คือ ความร้อนสูญเสียจากจากการแผ่รังสีจากตัวหม้อน้ำคิดเป็นร้อยละ $(\%)$ อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value)

H_l คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value) ฐานเปียก

H_h คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value) ฐานเปียก

(3.6) ความร้อนสูญเสียอื่น ๆ

ความร้อนสูญเสียอื่น ๆ ที่นอกเหนือจากความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสีย (L_1) ความร้อนสูญเสียจากไอน้ำหรือน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ (L_2) ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (L_3) ความร้อนสูญเสียจากกากเชื้อเพลิงที่เหลือจากการเผาไหม้ (L_4) ความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี (L_5) สามารถทำการเพิ่มเติมและคิดเป็นความร้อนสูญเสียอื่น ๆ (L_6)

(4) ประสิทธิภาพหม้อน้ำ

ประสิทธิภาพหม้อน้ำสามารถพิจารณาได้ 2 วิธี ประกอบด้วย

1. วิธีความร้อนที่เข้า-ออก (Heat input-output method)
2. วิธีความร้อนสูญเสีย (Heat loss method)

(4.1) ประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีความร้อนที่เข้า-ออก (Heat input-output method), η_1

(4.1.1) พลังงานความร้อนที่ป้อนเข้าสู่หม้อน้ำประกอบด้วย

(1) ความร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง

- ความร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value) H_l

- ความร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value) H_h

(2) ความร้อนจากภายนอกที่ใช้ในการอุ่นเชื้อเพลิง Q_1

(3) ความร้อนจากภายนอกที่ใช้ในการอุ่นอากาศ Q_2

(4) ความร้อนจากไอน้ำหรือน้ำร้อนที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ Q_3

(5) ความร้อนเทียบเท่าของพลังงานกลที่ใช้ในการขับเครื่องจักรกล Q_4

พลังงานความร้อนที่ป้อนเข้าสู่หม้อน้ำอ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value)

$$Heat\ input = H_l + Q = H_l + Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (4\text{-}36)$$

พลังงานความร้อนที่ป้อนเข้าสู่หม้อน้ำอ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value)

$$Heat\ input = H_h + Q = H_h + Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (4\text{-}37)$$

(4.1.2) พลังงานความร้อนที่ออกจากหม้อน้ำประกอบด้วย

(1) ความร้อนที่สะสมในไอน้ำ Q_s แบ่งตามการใช้งานได้ดังนี้

(a) หม้อน้ำที่ไม่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) Q_{s1}

(b) หม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) แบบที่ 1 Q_{s2}

(c) หม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) แบบที่ 2 Q_{s3}

(มีการปรับอุณหภูมิไอน้ำ)

(d) หม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) และรีฮีตเตอร์ (Reheater) Q_{s4}

(2) ความร้อนที่สะสมในน้ำระบาย (Q_d)

พลังงานความร้อนที่ออกจากหม้อน้ำ

$$Heat\ output = Q_s + (Q_d) = (Q_{s1}, Q_{s2}, Q_{s3}, Q_{s4}) + (Q_d) \quad (4\text{-}38)$$

(4.1.3) ประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีความร้อนที่เข้า-ออก (Heat input-output method) อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value)

ประสิทธิภาพหม้อน้ำที่ไม่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater)

$$\eta_1 = \frac{output}{input} \times 100\ \% = \frac{Q_{s1} + (Q_d)}{H_l + Q} \times 100\ \% \quad (4\text{-}39)$$

ประสิทธิภาพหม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) แบบที่ 1

$$\eta_1 = \frac{output}{input} \times 100\ \% = \frac{Q_{s2} + (Q_d)}{H_l + Q} \times 100\ \% \quad (4\text{-}40)$$

ประสิทธิภาพหม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) แบบที่ 2 (มีการปรับอุณหภูมิไอน้ำ)

$$\eta_1 = \frac{output}{input} \times 100\ \% = \frac{Q_{s3} + (Q_d)}{H_l + Q} \times 100\ \% \quad (4\text{-}41)$$

ประสิทธิภาพหม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) และรีฮีตเตอร์ (Reheater)

$$\eta_1 = \frac{output}{input} \times 100\ \% = \frac{Q_{s4} + (Q_d)}{H_l + Q} \times 100\ \% \quad (4\text{-}42)$$

(4.1.4) ประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีความร้อนที่เข้า-ออก (Heat input-output method) อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (high calorific value)

ประสิทธิภาพหม้อน้ำที่ไม่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater)

$$\eta_1 = \frac{output}{input} \times 100\ \% = \frac{Q_{s1} + (Q_d)}{H_h + Q} \times 100\ \% \quad (4\text{-}43)$$

ประสิทธิภาพหม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) แบบที่ 1

$$\eta_1 = \frac{output}{input} \times 100\ \% = \frac{Q_{s2} + (Q_d)}{H_h + Q} \times 100\ \% \quad (4\text{-}44)$$

ประสิทธิภาพหม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) แบบที่ 2 (มีการปรับอุณหภูมิไอน้ำ)

$$\eta_1 = \frac{output}{input} \times 100\ \% = \frac{Q_{s3} + (Q_d)}{H_h + Q} \times 100\ \% \quad (4\text{-}45)$$

ประสิทธิภาพหม้อน้ำที่มีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) และรีฮีตเตอร์ (Reheater)

$$\eta_1 = \frac{output}{input} \times 100\ \% = \frac{Q_{s4} + (Q_d)}{H_h + Q} \times 100\ \% \qquad (4\text{-}46)$$

(4.2) ประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีความร้อนสูญเสีย (Heat loss method), η_2

(4.2.1) ความร้อนสูญเสียของหม้อน้ำประกอบด้วย

(1) ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสีย

- ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสียที่อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value) L_1
- ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสียที่อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value) L_{1h}

(2) ความร้อนสูญเสียจากไอน้ำหรือน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ L_2

(3) ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ L_3

(4) ความร้อนสูญเสียจากเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมดในขี้เถ้า L_4

(5) ความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี

- ความร้อนสูญเสียจากจากการแผ่รังสีอ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value) L_5
- ความร้อนสูญเสียจากจากการแผ่รังสีอ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value) L_{5h}

(6) ความร้อนสูญเสียอื่น ๆ L_6

(4.2.2) ความร้อนสูญเสียของหม้อน้ำอ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value)

$$Heat\ loss = L_l = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 \qquad (4\text{-}47)$$

(4.2.3) ความร้อนสูญเสียของหม้อน้ำอ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value)

$$Heat\ loss = L_h = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_{5h} + L_6 \qquad (4\text{-}48)$$

(4.2.4) ประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีความร้อนสูญเสีย (Heat loss method) อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ (Low calorific value)

$$\eta_2 = (1 - Heat\ loss) \times 100\ \% = \left(1 - \frac{L_l}{H_l + Q}\right) \times 100\ \% \qquad (4\text{-}49)$$

(4.2.5) ประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีความร้อนสูญเสีย (Heat loss method) อ้างอิงค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง (High calorific value)

$$\eta_2 = (1 - Heat\,loss) \times 100\ \% = \left(1 - \frac{L_h}{H_h + Q}\right) \times 100\ \% \qquad (4\text{-}50)$$

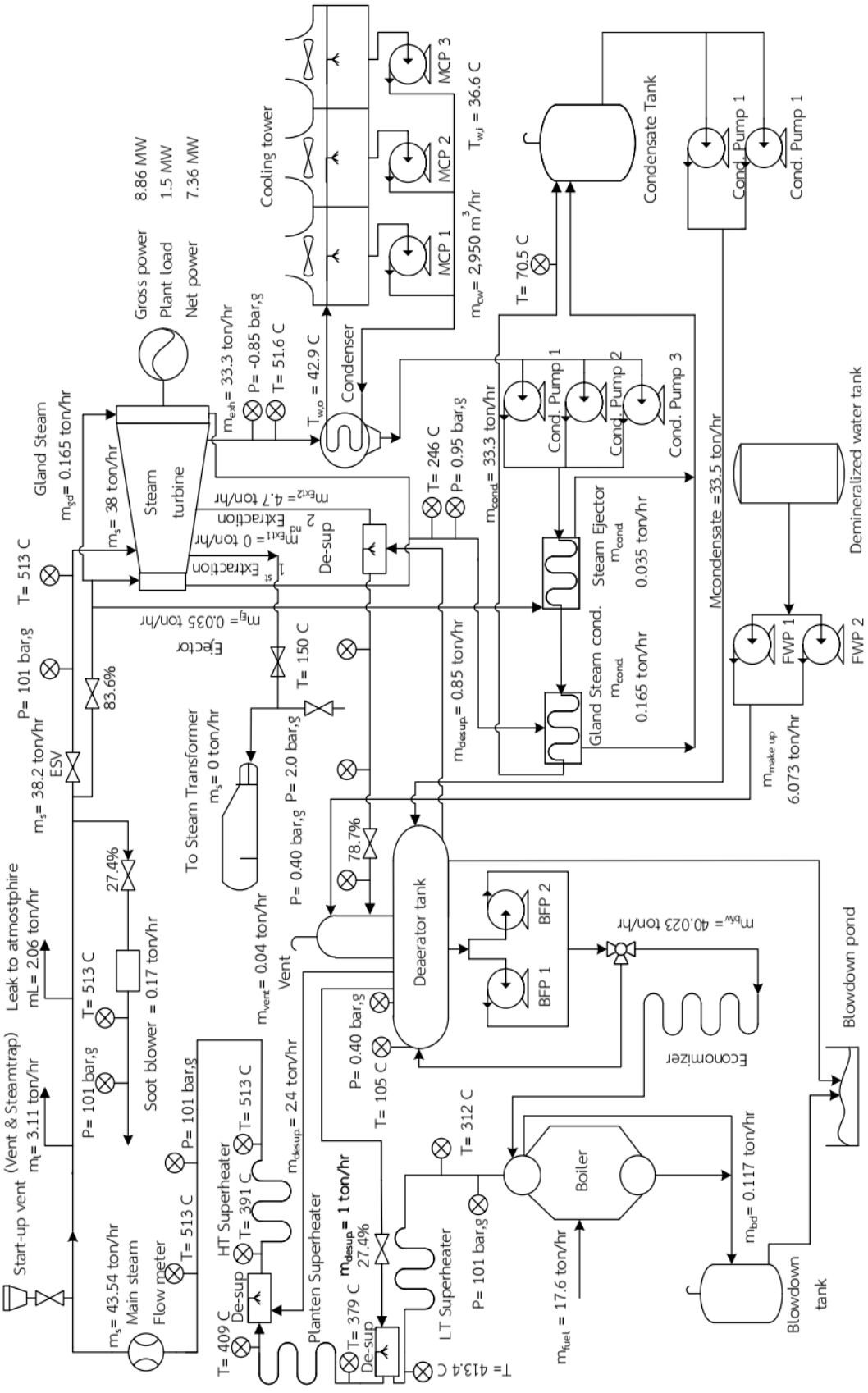
4.6 ตัวอย่างการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ

การทำสมดุลมวลและพลังงานจะทำให้เข้าใจกระบวนการผลิตไฟฟ้าและการใช้พลังงานในแต่ละกระบวนการได้มากขึ้น ช่วยให้สามารถวิเคราะห์หาแนวทางในการประหยัดพลังงานได้ง่ายขึ้น จากการสำรวจโรงไฟฟ้าชีวมวลสามารถจัดทำสมดุลมวลและพลังงานของโรงไฟฟ้า ดังแสดงในรูปที่ 4.14

ศักยภาพด้านการประหยัดพลังงานส่วนผลิตไอน้ำ สามารถประเมินได้จากประสิทธิภาพหม้อน้ำโดย (1) การตรวจวัดก๊าซไอเสีย (Stack loss) (2) การตรวจวัดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ (CO loss) (3) การตรวจวัดปริมาณไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่า (Soot blow loss) (4) การตรวจวัดปริมาณคาร์บอนที่เหลือจากการเผาไหม้ไม่หมดในขี้เถ้า (Unburnt loss) (5) การตรวจวัดความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี (Radiation loss) (6) การตรวจวัดการสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ (Blowdown loss) และ (7) การตรวจวิเคราะห์องค์ประกอบเชื้อเพลิง ซึ่งผลการตรวจวัดในแต่ละส่วน สามารถอธิบายได้ดังนี้

4.6.1 การตรวจวัดก๊าซไอเสียของหม้อน้ำ

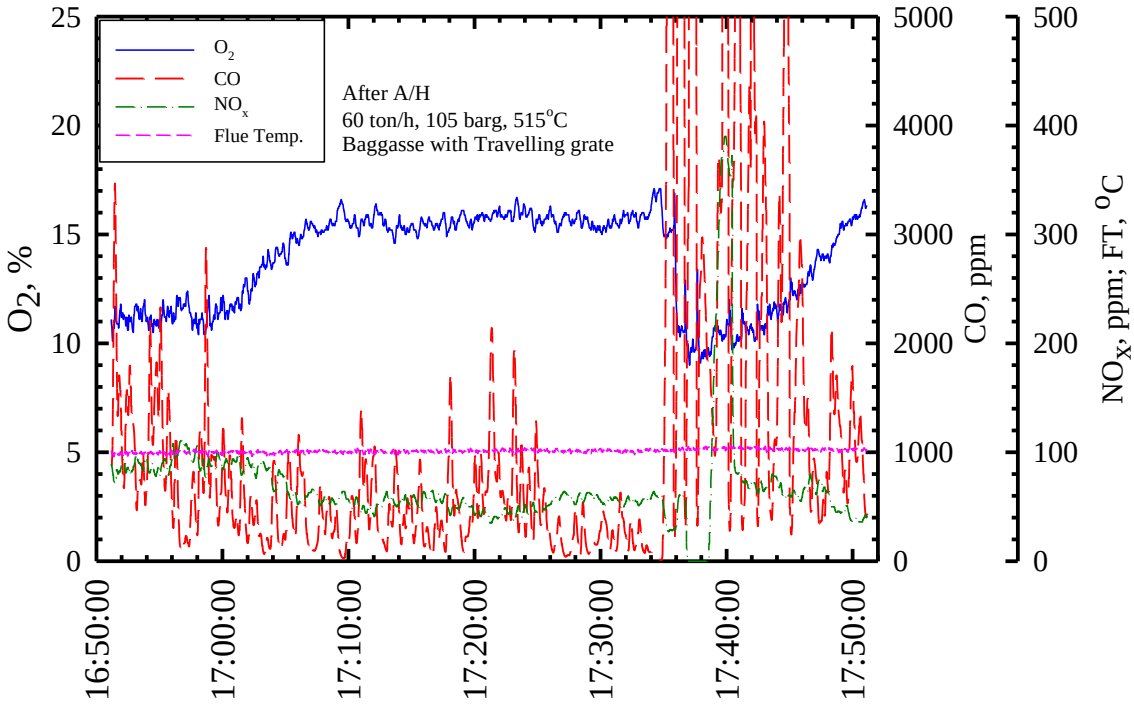
การตรวจวัดก๊าซไอเสียของหม้อน้ำเพื่อประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียเนื่องจากก๊าซไอเสีย (Stack loss) จากการปล่อยก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิสูงทิ้งออกทางปล่องระบายไอเสีย (Stack) และจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (CO loss) เป็นพลังงานที่สูญเสียเนื่องการเกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (Uncompleted combustion) จากการผสมกันระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงไม่ดีเท่าที่ควร สำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลจะติดตั้งเครื่องวัดก๊าซไอเสียเพื่อวัดก๊าซไอเสียก่อนเข้าและออกจากเครื่องอุ่นอากาศชุดสุดท้ายดังแสดงในรูปที่ 4.15 พบว่า ผลการตรวจวัดก๊าซไอเสีย ดังแสดงในรูปที่ 4.16-4.17 แสดงหน้าจอ SCADA ที่ใช้ควบคุมการเผาไหม้ของหม้อน้ำ แสดงในรูปที่ 4.18



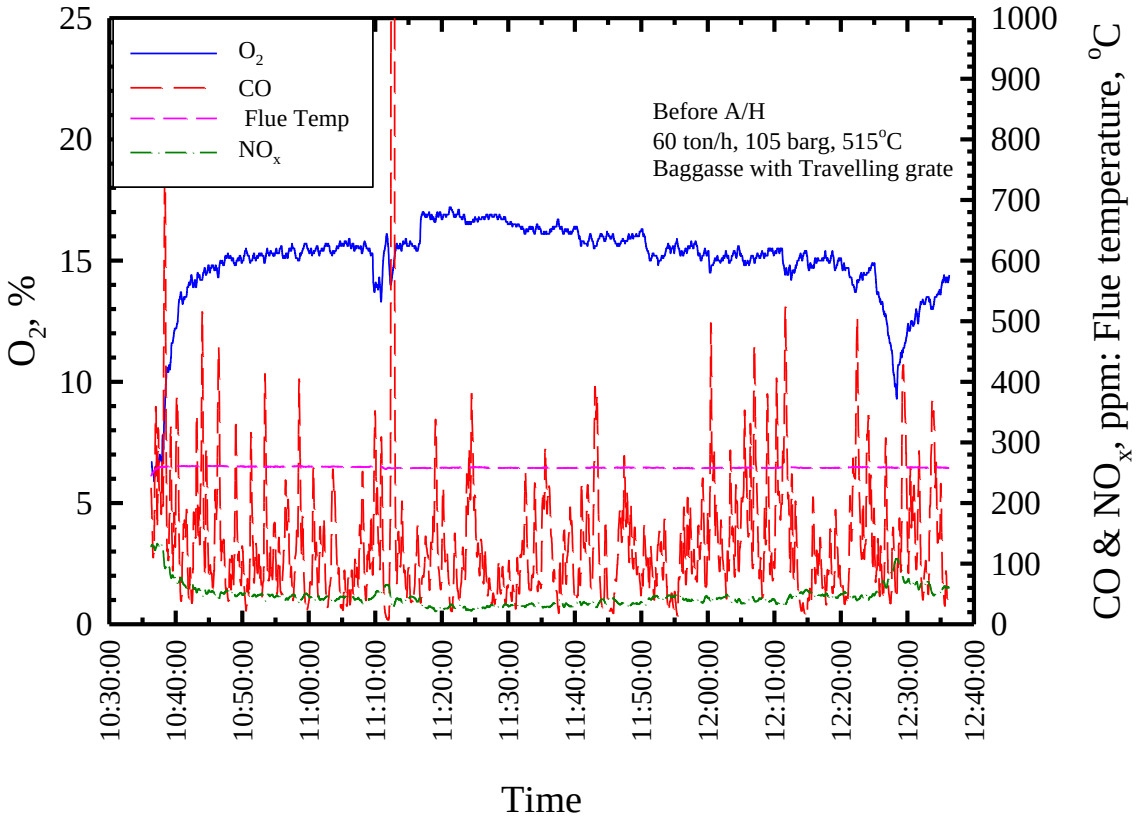
รูปที่ 4.14 สมดุลมวลและพลังงานของโรงไฟฟ้า



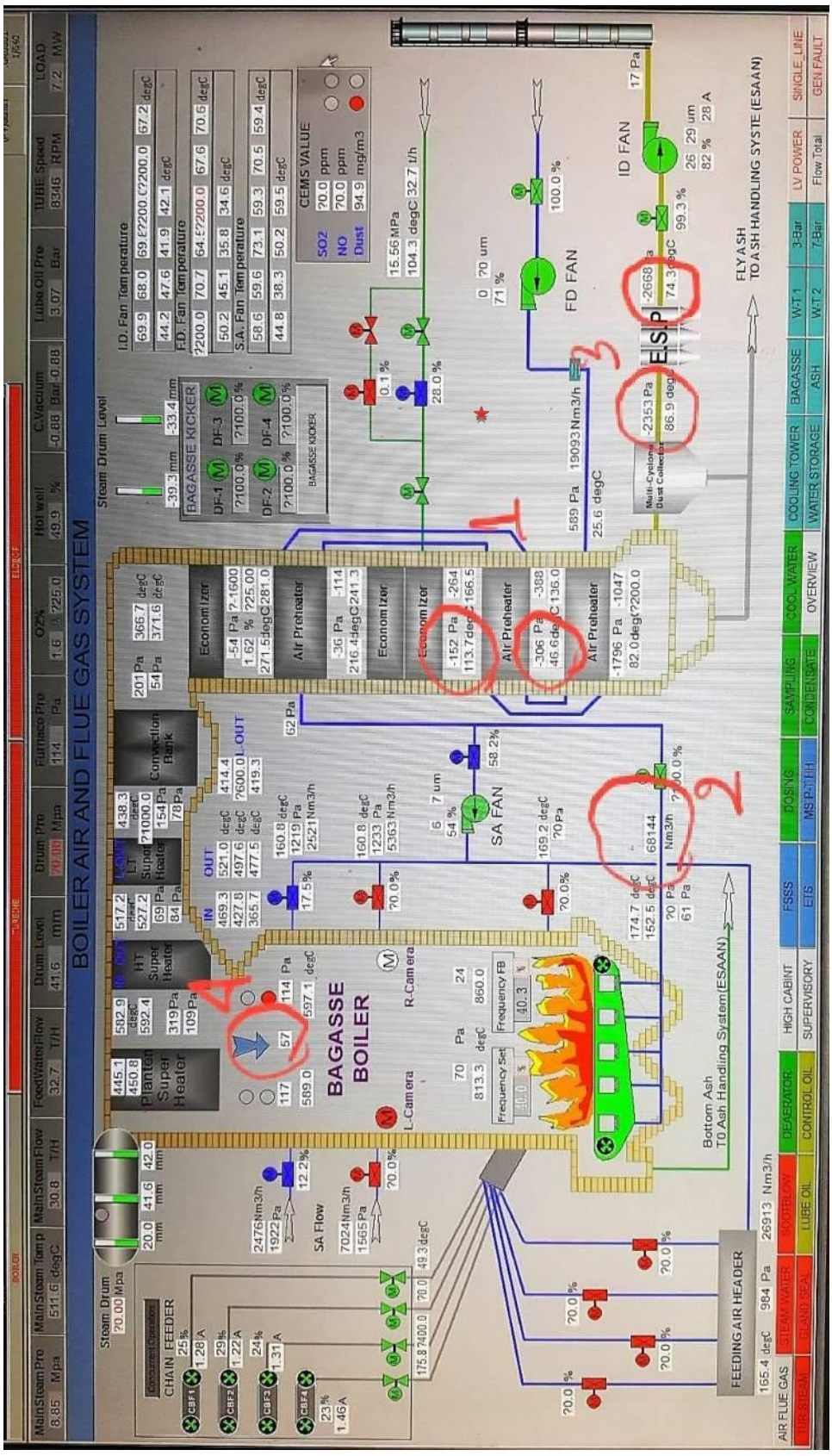
รูปที่ 4.15 การติดตั้งเครื่องวัดก๊าซไอเสียของหม้อน้ำ



รูปที่ 4.16 ผลการตรวจวัดก๊าซไอเสียของหม้อน้ำโรงไฟฟ้าหลังออก A/H



รูปที่ 4.17 ผลการตรวจวัดก๊าซไอเสียของหม้อน้ำโรงไฟฟ้าก่อนเข้า A/H



รูปที่ 4.18 จอแสดงการทำงานของหม้อน้ำ

การตรวจวัดก๊าซไอเสียในครั้งแรกนั้นทำการตรวจวัดที่ตำแหน่งสุดท้ายของการแลกเปลี่ยนความร้อน (ตำแหน่งดังในรูปที่ 4.18) ซึ่งเป็นตำแหน่งทางออกของเครื่องอุ่นอากาศชุดสุดท้าย (มี 3 ชุด) พบว่าช่วง 40 นาทีแรก (ดังแสดงในรูปที่ 4.16) ผลการตรวจวัดไม่มีปัญหา แต่หลังจากนั้นทางโรงไฟฟ้าได้มีการใช้ soot blower เพื่อเป่าไล่เขม่าที่เกาะตามท่อต่างๆ ในหม้อน้ำ จึงทำให้ค่าไอเสียที่วัดได้มีการแกว่งเกิดอาการที่เรียกว่า unstable combustion ซึ่งไม่สามารถบ่งบอกลักษณะการเผาไหม้ และเป็นสิ่งที่ไม่ควรให้เกิดกับการเผาไหม้อย่างเด็ดขาด แต่หลังจากที่เลิกใช้งาน soot blower (ประมาณนาทีที่ 55) ลักษณะการเผาไหม้เริ่มกลับเข้าสู่สภาวะปกติ เมื่อได้นำข้อมูลมาวิเคราะห์แล้วพบว่า มีปริมาณ $\%O_2$ สูงถึง 15% (ควรมีค่าไม่เกิน 10%) และค่า CO เฉลี่ยสูงถึง 1,700 ppm ค่า NO_x เฉลี่ย 68 ppm และค่าอุณหภูมิไอเสียเฉลี่ยมีค่าต่ำมาก 100°C จากผลที่ได้นี้มีประเด็นที่ต้องสังเกต คือ ค่า $\%O_2$ ที่สูงมาก ซึ่งอาจตั้งสมมติฐานได้ว่ามีการรั่วของผนังเตา หรือ เครื่องอุ่นอากาศ เพราะเป็นส่วนที่ถ้าเกิดความเสียหายแล้วจะทำให้อากาศเย็นถูกดูดเข้ามาผสมกับก๊าซไอเสียร้อนทำให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียขาออกลดลงเหลือ 100°C การที่อุณหภูมิก๊าซไอเสียมีค่าต่ำแบบนี้ไม่ส่งผลดีให้กับระบบหม้อน้ำ โดยเฉพาะสิ่งที่ต้องเสียหายอย่างแน่นอน คือ ESP เพราะ ESP ต้องการอุณหภูมิก๊าซไอเสียขาเข้าอย่างน้อย 120°C เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการควบแน่นของน้ำในก๊าซไอเสียแล้วไปทำให้แผงไฟฟ้าสถิตเสียหาย นอกจากนี้ยังมีโอกาสที่เกิดการควบแน่นของกำมะถันและคลอรีนที่มีอยู่ในก๊าซไอเสียทำให้กลายเป็น H_2SO_4 และ HCl ซึ่งมีสภาพเป็นกรด และไปกัดกร่อนท่อต่างๆ เช่น ท่อเครื่องอุ่นอากาศ ท่อเครื่องอุ่นน้ำป้อน รวมไปถึง multi cyclone ดังนั้นเพื่อที่จะยืนยันว่าระบบหม้อน้ำเกิดการรั่วของอากาศจริง จึงได้ทำการตรวจวัดก๊าซไอเสียอีกครั้งในตำแหน่งก่อนเข้าเครื่องอุ่นอากาศในวันถัดมา โดยผลการตรวจวัดดังแสดงในรูปที่ 4.17 และแสดงในตารางที่ 4.7

ตารางที่ 4.7 ผลการตรวจวัดก๊าซไอเสียของหม้อน้ำโรงไฟฟ้า

ตัวแปร	หน่วย	ค่าเฉลี่ยจากการตรวจวัด
อุณหภูมิก๊าซไอเสีย*	°C	123
ปริมาณออกซิเจนในก๊าซไอเสีย (O_2)	%	15.01
ปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนออกไซด์ (CO)	ppm	169
ปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x)	ppm	46
อุณหภูมิบรรยากาศ	°C	37.38
ความชื้นสัมพัทธ์	%	51.67
อัตราส่วนความชื้น	$kg/kg_{dry\ air}$	0.02106

*อ้างอิงอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งสุดท้ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนจากข้อมูลใน SCADA

จากผลการตรวจวัดในรูปที่ 4.17 พบว่ายังคงมีปริมาณ $\%O_2$ สูงถึง 15% เช่นเดียวกับตำแหน่งที่ออกจากเครื่องอุ่นอากาศ แสดงให้เห็นว่าต้องเกิดการรั่วของอากาศ และจากการข้อมูลที่ได้จากการเข้าไปสำรวจสภาพภายใน พบว่าเกิดรอยแตกของท่อเครื่องอุ่นอากาศ ดังนั้นทางโรงงานควรซ่อมท่อที่แตกและผนังที่รั่วให้

หมดก่อนที่จะเดินเตาอีกครั้ง และทางโรงไฟฟ้าควรหมั่นตรวจสอบการรั่วของอากาศตามตำแหน่งต่างๆ เช่น ตำแหน่งเข้า-ออก เครื่องอุ่นน้ำป้อนทุกชั้น ตำแหน่งเข้า-ออก เครื่องอุ่นอากาศทุกชั้น เป็นต้น ซึ่งอาจใช้ความดันตกคร่อมที่มีแสดงใน SCADA เป็นตัวตรวจสอบ หรือมีการตรวจวัด $\%O_2$ ด้วยเครื่อง portable exhaust gas analyzer ซึ่งจะช่วยลดความเสี่ยงในการเกิดรั่วของอากาศได้

ค่าเฉลี่ยของก๊าซไอเสียจะอ้างอิงที่ตำแหน่งก่อนเข้าเครื่องแลกความร้อน เพราะไม่มีผลของการใช้ soot blower แต่ว่าอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่นำมาใช้คำนวณหาประสิทธิภาพหม้อน้ำจะใช้ค่าที่ตำแหน่งสุดท้ายของการแลกเปลี่ยนความร้อน นั่นคือ ค่าเฉลี่ยในรูปที่ 4.17 นั่นเอง และค่าเฉลี่ยของก๊าซไอเสียที่ใช้ในการคำนวณประสิทธิภาพหม้อน้ำ ดังแสดงในตารางที่ 4.7 จะสังเกตได้ว่า ค่า CO ที่เกิดขึ้นมีค่าค่อนข้างต่ำ เนื่องจากมีผลของการเจือจางจากอากาศที่รั่ว เมื่อทำการแก้ไขค่ามาที่ไม่มีอากาศส่วนเกินจะมีค่า 590 ppm @ 0% O_2 และค่า NO_x ที่ได้มีค่าค่อนข้างสูงแสดงให้เห็นว่ามีการเผาไหม้ที่ดีมากสำหรับการเผาไหม้ชีวมวล นั่นคือการควบคุมการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ดีอยู่แล้ว ดังแสดงในรูปที่ 4.19 แต่การรั่วของเครื่องอุ่นอากาศจะทำให้ระบบทั้งหมดเสียหาย



รูปที่ 4.19 สภาพการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้

4.6.2 การตรวจวัดปริมาณไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่า (Soot blower) ที่ผิวท่อไอน้ำ

การตรวจวัดปริมาณไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่า ดังแสดงในตารางที่ 4.8 เพื่อประเมินพลังงานความร้อนของไอน้ำที่สูญเสียไปจากการใช้ไอน้ำในการเป่าเขม่าบริเวณท่อไอน้ำ เพื่อป้องกันปัญหาการสะสมของขี้เถ้าลอย (Fly ash) สาเหตุสำคัญมาจากชนิดเชื้อเพลิงโดยเฉพาะอย่างยิ่งในเชื้อเพลิงชีวมวลที่มีองค์ประกอบของธาตุโซเดียม (Na^{2+}) แคลเซียม (Ca^{2+}) และโพแทสเซียม (K^{2+}) ร่วมกับการควบคุมโซนการเผาไหม้ที่ไม่ดี ทั้งนี้หากปล่อยให้ขี้เถ้าเกิดการสะสมมากขึ้นจะทำให้ขี้เถ้าติดแน่นที่ผิวท่อไอน้ำทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ดี หม้อน้ำก็ไม่สามารถทำความดันไอน้ำได้ตามต้องการ

ตารางที่ 4.8 ผลการตรวจวัดปริมาณไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่าที่ผิวท่อไอน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
อัตราการใช้ไอน้ำในการเป่าเขม่า	m_{sb}	ton/h	0.17
ความดันไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่า	P_{sb}	bar,g	32.6
เอนทาลปีของไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่า	h_{sb}	kJ/kg	2,803
อุณหภูมิน้ำป้อนหม้อน้ำ	T_{bf}	°C	104.5
เอนทาลปีของน้ำป้อนหม้อน้ำ	h_{bf}	kJ/kg	438.10
อัตราการป้อนเชื้อเพลิง	m_f	kg_{fuel}/h	16,173

4.6.3 การตรวจวัดปริมาณคาร์บอนที่เหลือจากการเผาไหม้ในขี้เถ้า

การตรวจวัดปริมาณคาร์บอนที่เหลือจากการเผาไหม้ในขี้เถ้า ดังแสดงในตารางที่ 4.9 เพื่อประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียเนื่องจากเชื้อเพลิงที่ไม่ถูกเผาไหม้ หรือเผาไหม้ไม่หมด (Unburned carbon) ซึ่งเกิดได้จากหลายสาเหตุ เช่น การปรับแต่งการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ไม่ดี, เชื้อเพลิงมีความชื้นสูงและมีขนาดไม่เหมาะสมกับตะกรับของหม้อน้ำ ทำให้มีเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมดหลุดออกจากห้องเผาไหม้ เป็นต้น

ตารางที่ 4.9 ผลการตรวจวัดปริมาณคาร์บอนที่เหลือจากการเผาไหม้ในขี้เถ้า

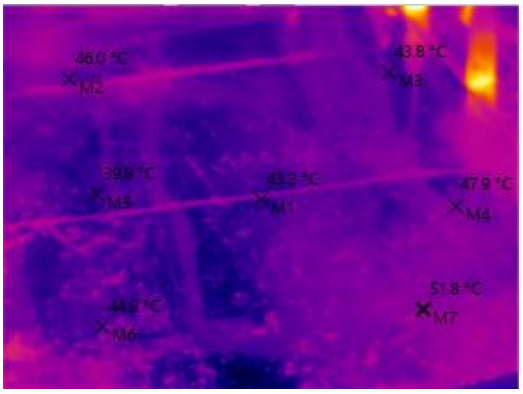
ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
องค์ประกอบของคาร์บอนในขี้เถ้า	u	% dry basis	0.36

4.6.4 การตรวจวัดความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี

การตรวจวัดความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี (Radiation loss) เป็นการประเมินพลังงานความร้อนที่สูญเสียผ่านผนังหม้อน้ำ ส่งผลให้ความร้อนจากห้องเผาไหม้สามารถแผ่รังสีออกมายังสิ่งแวดล้อมได้ ซึ่งสาเหตุอาจเกิดจาก ฉนวนเสื่อมสภาพ ฉนวนเปียกน้ำ หรือ การรื้อซ่อมแล้วไม่ประกอบฉนวนกลับเข้าที่เดิม เป็นต้น จากการตรวจวัดความร้อนสูญเสียของผนังรอบหม้อน้ำพบว่า ฉนวนยังคงอยู่ในสภาพดี มีอุณหภูมิผิวฉนวนด้านนอกต่ำกว่า 60 °C และมีเพียงบางส่วนที่อุณหภูมิสูงเช่นตำแหน่งรอยต่อ จุดเชื่อมยึด หรือหน้าแปลนต่าง ซึ่งติดตั้งฉนวนได้ยาก โดยตัวอย่างการตรวจวัดดังแสดงในรูปที่ 4.20



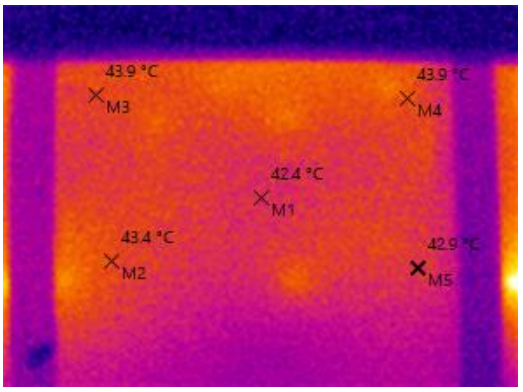
(ก) ผนังด้านบนหม้อน้ำ



(ข) ภาพถ่ายความร้อนผนังด้านบนหม้อน้ำ



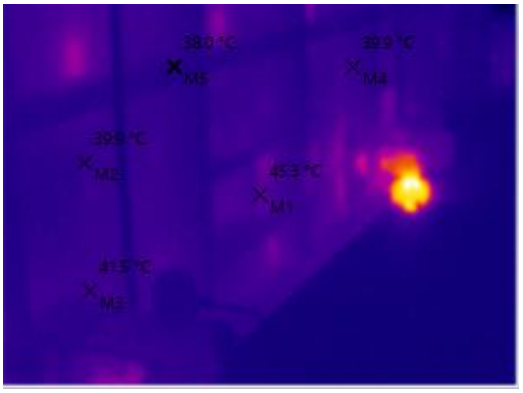
(ค) ผนังด้านหน้าหม้อน้ำ



(ง) ภาพถ่ายความร้อนผนังด้านหน้าหม้อน้ำ



(จ) ผนังด้านข้างหม้อน้ำ

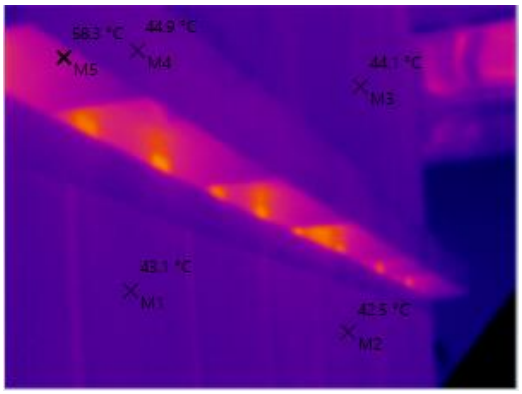


(ฉ) ภาพถ่ายความร้อนผนังด้านข้างหม้อน้ำ

รูปที่ 4.20 การตรวจวัดการแผ่รังสีความร้อนรอบผนังหม้อน้ำ



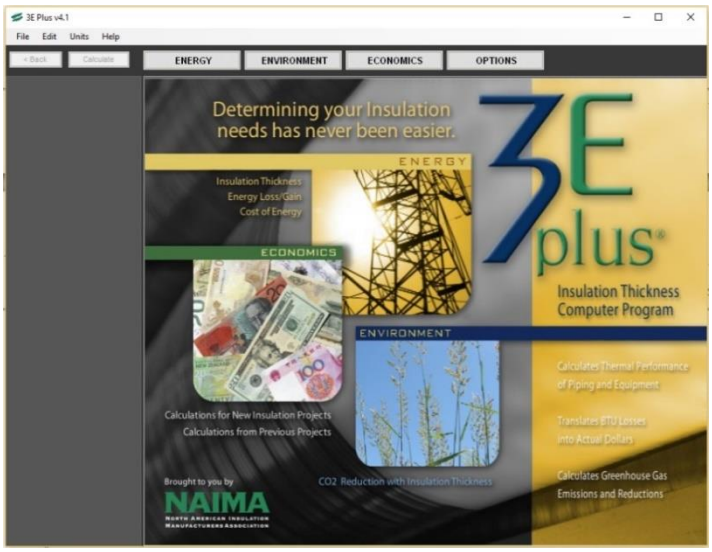
(ซ) ผนังด้านหลังหม้อน้ำ



(ซ) ภาพถ่ายความร้อนผนังด้านหลังหม้อน้ำ

รูปที่ 4.20 การตรวจวัดการแผ่รังสีความร้อนรอบผนังหม้อน้ำ (ต่อ)

จากการประเมินความร้อนสูญเสียจากผนังหม้อน้ำโดยใช้โปรแกรม 3E PLUS ดังแสดงในรูปที่ 4.21–4.25 สามารถสรุปผลการประเมินได้ ดังแสดงในตารางที่ 4.10



รูปที่ 4.21 โปรแกรม 3E PLUS สำหรับใช้ประเมินการสูญเสียความร้อน

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (?C)	Heat Loss (W/m^2)	Efficiency (%)
Bare	45.3	97.08	

รูปที่ 4.22 การประเมินการสูญเสียความร้อนที่ผนังหม้อน้ำด้านบน ด้วยโปรแกรม 3E PLUS

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (?C)	Heat Loss (W/m^2)	Efficiency (%)
Bare	43.8	73.64	

รูปที่ 4.23 การประเมินการสูญเสียความร้อนที่ผนังหม้อน้ำด้านหน้า ด้วยโปรแกรม 3E PLUS

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (?C)	Heat Loss (W/m^2)	Efficiency (%)
Bare	41.0	47.36	

รูปที่ 4.24 การประเมินการสูญเสียความร้อนที่ผนังหม้อน้ำด้านข้าง ด้วยโปรแกรม 3E PLUS

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (?C)	Heat Loss (W/m^2)	Efficiency (%)
Bare	51.7	152.80	

รูปที่ 4.25 การประเมินการสูญเสียความร้อนที่ผนังหม้อน้ำด้านหลัง ด้วยโปรแกรม 3E PLUS

ตารางที่ 4.10 ผลการประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียที่ผนังหม้อน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
อุณหภูมิเฉลี่ยผนังหม้อน้ำด้านบน	T_{tw}	°C	45.34
อุณหภูมิเฉลี่ยผนังหม้อน้ำด้านหน้า	T_{sw}	°C	43.85
อุณหภูมิเฉลี่ยผนังหม้อน้ำด้านข้าง	T_{fw}	°C	40.97
อุณหภูมิเฉลี่ยผนังหม้อน้ำด้านหลัง	T_{rw}	°C	51.73
อัตราการสูญเสียความร้อนต่อพื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านบน	q_{tw}	W/m^2	97.08
อัตราการสูญเสียความร้อนต่อพื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านหน้า	q_{sw}	W/m^2	73.64
อัตราการสูญเสียความร้อนต่อพื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านข้าง	q_{fw}	W/m^2	47.36
อัตราการสูญเสียความร้อนต่อพื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านหลัง	q_{rw}	W/m^2	152.80
พื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านบน	A_{tw}	m^2	25.2
พื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านหน้า	A_{sw}	m^2	60
พื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านข้าง	A_{fw}	m^2	95
พื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านหลัง	A_{rw}	m^2	60
ปริมาณความร้อนสูญเสียที่ผนังหม้อน้ำทั้งหมด	Q_w	kW	20.53

หมายเหตุ คิดอุณหภูมิบรรยากาศ 37 °C และ ความเร็วลม 0 m/s
ชนิดฉนวน Glass fiber felt, C1086-96(2004)
วัสดุที่ใช้หุ้มฉนวน 0.1 All service jacket

4.6.5 การตรวจวัดการสูญเสียจากการโบล์วดาวน์

การตรวจวัดการสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ เพื่อประเมินพลังงานที่สูญเสียจากการโบล์วดาวน์เกินความจำเป็น เนื่องจากการโบล์วดาวน์ของหม้อน้ำจะโบล์วดาวน์จากสตีมดรัม (Steam drum) ซึ่งมีพลังงานสูง

ดังนั้น การโบล์วดาวน์ในปริมาณที่เหมาะสมจึงช่วยทั้งการประหยัดพลังงานและยืดอายุการใช้งานหม้อน้ำอีกด้วย อัตราการโบล์วดาวน์ทางทฤษฎีคำนวณได้จากสมการที่ 4-51 – 4-52 ผลการประเมินดังแสดงในตารางที่ 4.11

$$\beta = \frac{\text{Feedwater conductivity}}{\text{Blowdown conductivity}} x100 \qquad (4\text{-}51)$$

$$\text{Blowdown rate} = \frac{\beta}{100-\beta} \times \text{steam flow rate} \qquad (4\text{-}52)$$

ตารางที่ 4.11 ผลการตรวจวัดการสูญเสียจากการโบล์วดาวน์

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
Conductivity ของน้ำป้อนหม้อน้ำ	$Cond_{FW}$	µS/cm	5.22
Conductivity ของน้ำโบล์วดาวน์	$Cond_{bd}$	µS/cm	9.00
อัตราการผลิตไอน้ำ*	m_s	ton/h	42.43
อัตราการไหลของน้ำป้อน*	m_{FW}	ton/h	42.55
อัตราการไหลของน้ำโบล์วดาวน์จากการตรวจวัด	m_{bd}	kg/h	117.04
อัตราการไหลน้ำโบล์วดาวน์เทียบอัตราการไหลน้ำป้อนหม้อน้ำ	M_{bd}	%	0.28

*อ้างอิงจาก SSAT model

4.6.6 การตรวจวิเคราะห์องค์ประกอบของเชื้อเพลิง

การตรวจวิเคราะห์องค์ประกอบเชื้อเพลิงแบ่งได้ออกเป็น 2 แบบ คือ (1) การวิเคราะห์แบบละเอียด (Ultimate analysis) องค์ประกอบของเชื้อเพลิง และ (2) การวิเคราะห์แบบประมาณ (Proximate analysis) เป็นการหาปริมาณความชื้น ขี้เถ้า สารระเหย และคาร์บอนคงตัว เชื้อเพลิงชีวมวลมีองค์ประกอบที่แตกต่างกัน ทำให้มีผลต่อค่าความร้อนเชื้อเพลิง ปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ และผลิตภัณฑ์ที่ได้จากการเผาไหม้ ซึ่งส่งผลต่อการเกิด Slagging และ Fouling ได้ สำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลที่ใช้กากอ้อยเป็นเชื้อเพลิงหลักในการเผาไหม้ ซึ่งผลการตรวจวิเคราะห์เชื้อเพลิง ดังแสดงในตารางที่ 4.12

ตารางที่ 4.12 ผลการตรวจวิเคราะห์องค์ประกอบเชื้อเพลิง

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	กากอ้อย		
			อ้างอิงตามสภาพตัวอย่าง	อ้างอิงแบบแห้ง	อ้างอิงแบบเปียก
ความชื้นของเชื้อเพลิง	w	%	40.50	-	-
ขี้เถ้า	A	%	-	2.39	1.42
ปริมาณสารระเหย	V_m	%	-	87.39	-
คาร์บอนคงที่	F_c	%	-	10.22	-
กำมะถัน	S	%	-	0.01	0.006
คาร์บอน	C	%	-	35.39	21.06
ไฮโดรเจน	H	%	-	4.55	2.71
ไนโตรเจน	N	%	-	0.21	0.13
ค่าความร้อนเชื้อเพลิงสูง	HHV	kJ/kg	-	15,695	9,339
ค่าความร้อนเชื้อเพลิงต่ำ	LHV	kJ/kg	-	14,671	8,729

จากผลการตรวจวัดทั้งหมดสามารถนำมาคำนวณหาประสิทธิภาพหม้อน้ำตามมาตรฐาน JIS B8222:1993 (อ้างอิงค่าความร้อนทางสูง) ได้ดังนี้

4.6.7 การสูญเสียทางปล่องไอเสีย (Stack loss, L_1)

จากสมการ (4-19) $$L_1 = Gc_g(t_g - t_0) \;\; kJ/kg(or\ m^3)$$

จากสมการ (4-7) $$A_0 = \frac{1}{100}\left[8.89c_1 + 26.7\left(h - \frac{o}{8}\right) + 3.3s\right] \;\; m^3/kg$$

จากสมการ (4-8) $$m = \frac{21}{21 - 79\left[\frac{(O_2) - 0.5(CO)}{(N_2)}\right]}$$

จากสมการ (4-20) $$G = G_0 + G_w + \left[A_0(m-1)\right] + G_{w1} \;\; m^3/kg\ (or\ m^3)$$

จากสมการ (4-21) $$G_0 = \frac{1}{100}\left[8.89c_1 + 21.1\left(h - \frac{o}{8}\right) + 3.3s + 0.80n\right] \;\; m^3/kg$$

จากสมการ (4-22) $$G_w = \frac{1}{100}\left[1.24(9h+\omega)\right] \quad m^3/kg$$

จากสมการ (4-23) $$G_{w1} = 1.61 z m A_0 \quad m^3/kg$$

$$(N_2) = 100 - [(CO_2) + (CO) + (O_2)]$$

จากสมการ (4-28) $$L_{1h} = L_1 + 25(9h+\omega) \quad kJ/kg$$

การประเมินการสูญเสียทางปล่องไอเสีย ดังแสดงในตารางที่ 4.13

ตารางที่ 4.13 การคำนวณการสูญเสียทางปล่องไอเสีย

รายการคำนวณ (อ้างอิง HHV)	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อุณหภูมิก๊าซไอเสีย	t_g	°C	123
อุณหภูมิอากาศ	t_0	°C	37.38
ก๊าซออกซิเจนในก๊าซไอเสีย	O_2	%	15.01
ก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ในก๊าซไอเสีย	CO	%	0.0169
ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในก๊าซไอเสีย*	CO_2	%	7.13
ก๊าซไนโตรเจนในก๊าซไอเสีย*	N_2	%	77.85
ค่าความจุความร้อนของก๊าซไอเสียเฉลี่ย (JIS B8222)	c_g	kJ/m^{3}K	1.38
อัตราส่วนอากาศส่วนเกิน	m	-	3.6356
คาร์บอนที่ใช้ในการเผาไหม้	c_1	%	21.05
คาร์บอนที่เหลือในเถ้าเทียบกับคาร์บอนในเชื้อเพลิง	c_2	%	0.0052
ปริมาณอากาศโดยทฤษฎี	A_0	m^3/kg$_{fuel}$	1.8192
ปริมาณก๊าซไอเสียแห้งโดยทฤษฎี	G_0	m^3/kg$_{fuel}$	1.8312
ปริมาณไอน้ำจากการเผาไหม้ + น้ำจากเชื้อเพลิง	G_w	m^3/kg$_{fuel}$	0.8045
ปริมาณความชื้นจากอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้	G_{w1}	m^3/kg$_{fuel}$	0.2239
อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย	G	m^3/kg$_{fuel}$	7.6542
ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสีย	L_1	kJ/kg$_{fuel}$	904
	L_{1h}	kJ/kg$_{fuel}$	2,526

*ได้จากการทำสมดุลสมการการเผาไหม้ที่ปริมาณอากาศใช้งาน

4.6.8 การสูญเสียจากการใช้ไอน้ำหรือน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ (Soot blow loss, L_2)

จากสมการ (4-30) $$L_2 = W_b(h_g - h_s) \quad kJ/kg(or\ m^3)$$

การประเมินการสูญเสียจากการใช้ไอน้ำหรือน้ำที่เป่าเข้าหม้อน้ำ แสดงในตารางที่ 4.14

ตารางที่ 4.14 การคำนวณการสูญเสียจากการเป่าเขม่า

รายการคำนวณ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อัตราการใช้ไอน้ำในการเป่าเขม่า	W_b	kg/h	170
เอนทาลปีของไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่า	h_g	kJ/kg	2,803
เอนทาลปีของน้ำป้อนหม้อน้ำ	h_s	kJ/kg	438.10
ความร้อนสูญเสียจากการเป่าเขม่า	L_2	kJ/kg_{fuel}	25

4.6.9 การสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (CO loss, L_3)

จากสมการ (4-31) $$L_3 = 126.1[G_0 + (m-1)A_0](CO) \quad kJ/kg(or\ m^3)$$

การประเมินการสูญเสียจาการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ แสดงในตาราง 4.15

ตารางที่ 4.15 การคำนวณการสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์

รายการคำนวณ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ก๊าซออกซิเจนในก๊าซไอเสีย	O_2	%	15.01
ก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ในก๊าซไอเสีย	CO	%	0.0169
ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในก๊าซไอเสีย*	CO_2	%	7.13
ก๊าซไนโตรเจนในก๊าซไอเสีย*	N_2	%	77.85
อัตราส่วนอากาศส่วนเกิน	m	-	3.6356
คาร์บอนที่ใช้ในการเผาไหม้	c_1	%	21.05
ปริมาณอากาศโดยทฤษฎี	A_0	m^3/kg_{fuel}	1.8192
ปริมาณก๊าซไอเสียแห้งโดยทฤษฎี	G_0	m^3/kg_{fuel}	1.8312
ปริมาณไอน้ำจากการเผาไหม้ + น้ำจากเชื้อเพลิง	G_w	m^3/kg_{fuel}	0.8045
ปริมาณความชื้นจากอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้	G_{w1}	m^3/kg_{fuel}	0.2239
อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย	G	m^3/kg_{fuel}	7.6542
ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์	L_3	kJ/kg_{fuel}	14

4.6.10 การสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่หมด (Unburned loss, L_4)

จากสมการ (4-32) $$L_4 = 339c_2 \quad kJ/kg(or\ m^3)$$

$$c_2 = au/(100-u)$$

การประเมินการสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่หมด แสดงในตารางที่ 4.16

ตารางที่ 4.16 การคำนวณการสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่หมด

รายการคำนวณ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
เถ้าในเชื้อเพลิง	a	%	1.42
คาร์บอนที่เหลืออยู่ในขี้เถ้า	u	%	0.36
คาร์บอนที่เหลือในเถ้าเทียบกับคาร์บอนในเชื้อเพลิง	c_2	%	0.0052
ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่หมด	L_4	kJ/kg_{fuel}	2

4.6.11 การสูญเสียจากการแผ่รังสี (Radiation loss, L_5)

จากสมการ (4-33) $$L_5 = \frac{1}{100} l_r H_l \quad kJ/kg(or\ m^3)$$

สมการ (4-33) เหมาะสำหรับการประเมิน L_5 ถ้าไม่มีกล้องถ่ายภาพทางความร้อน โดยค่า l_r จากตารางที่ 4.17

ตารางที่ 4.17 การสูญเสียเนื่องจากการแผ่รังสีจากผนังหม้อน้ำ

Shell Loss Gross Estimate Field Evaluations				
Boiler Type	Steam Production Rating		Boiler Full-Load Shell Loss Estimate	
	Minimum (Ton/h)	Maximum (Ton/h)	Maximum (% fuel input energy)	Minimum (% fuel input energy)
Water-Tube	5	50	2.0	0.3
Water-Tube	50	500	0.6	0.1
Water-Tube	500	5,000	0.2	0.1
Fire-Tube	0.5	20	1.0	0.1

Source: US DOE ITP Steam Best Practices Program

สำหรับกรณีที่สามารถใช้กล้องถ่ายภาพทางความร้อนถ่ายภาพผนังหม้อน้ำได้ สามารถคำนวณการการสูญเสียจากการแผ่รังสีได้ตามสมการ (4-51)

จากสมการ (4-51) $$L_5 = \frac{3,600 Q_w}{\dot{m}_f}$$

ตารางที่ 4.18 การคำนวณการสูญเสียจากการแผ่รังสี

รายการคำนวณ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ปริมาณความร้อนสูญเสียที่ผนังหม้อน้ำทั้งหมด	Q_w	kW	20.53
อัตราการป้อนเชื้อเพลิง	$\dot{m}_f$	kg/hr	16,173
ความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี	kJ/kg_{fuel}	L_5	5

4.6.12 การสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ (Blowdown loss, L_6)

คำนวณได้จากสมการ (21)

จากสมการ (4-52) $$L_6 = \dot{m}_{bd} \frac{(h_{bd} - h_{FW})}{\dot{m}_f} \text{ kJ/kg}$$

เมื่อ

$\dot{m}_{bd}$ = อัตราการโบล์วดาวน์ (kg/h)

h_{bd} = เอนทาลปีของน้ำโบล์วดาวน์ (kJ/kg)

h_{FW} = เอนทาลปีของน้ำป้อน (kJ/kg)

การประเมินการสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ แสดงในตารางที่ 4.19

ตารางที่ 4.19 การคำนวณการสูญเสียจากการโบล์วดาวน์

รายการคำนวณ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
อัตราการไหลของน้ำโบล์วดาวน์จากการตรวจวัด	$\dot{m}_{bd}$	kg/h	117
เอนทาลปีของน้ำโบล์วดาวน์	h_{bd}	kJ/kg	1,416.54
เอนทาลปีของน้ำป้อน	h_{FW}	kJ/kg	438.10
อัตราการป้อนเชื้อเพลิง	$\dot{m}_f$	kg/hr	16,173
ความร้อนสูญเสียจากการโบล์วดาวน์	kJ/kg_{fuel}	L_6	7

จากข้อมูลในหัวข้อ 4.7.7 – 4.7.12 สามารถประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ อ้างอิงค่าความร้อนสูงแบบเปียก ($HHV_{w.b}$) ดังแสดงในตารางที่ 4.20

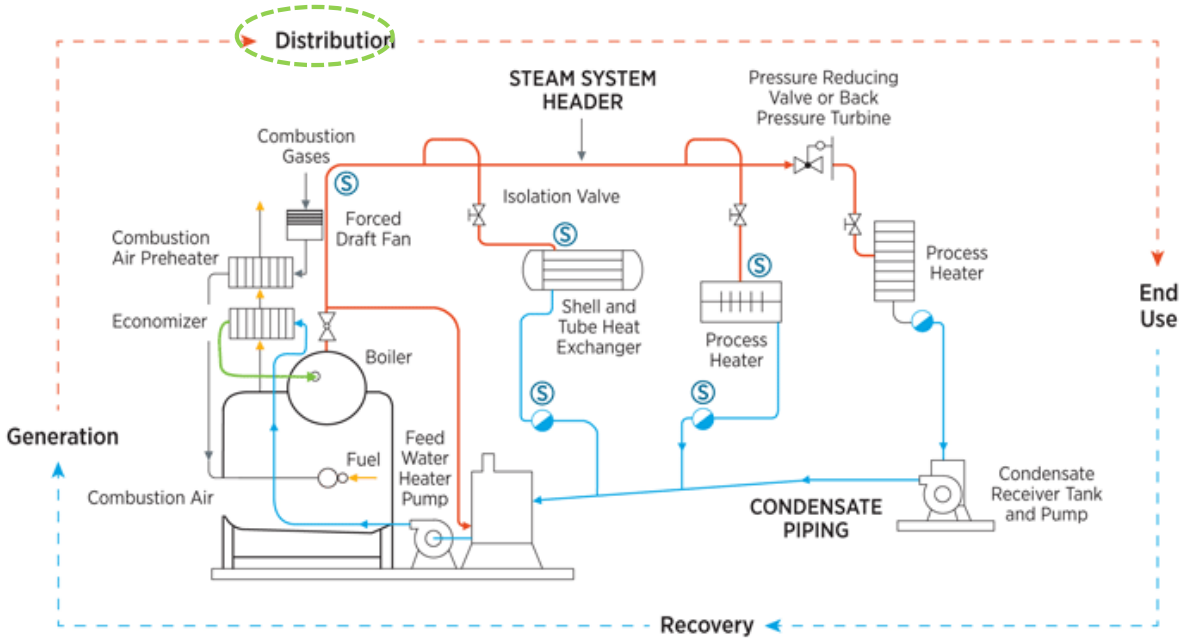
ตารางที่ 4.20 ผลการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	HHV based (9,339 kJ/kg)		LHV based (8,729 kJ/kg)	
		kJ/kg_{fuel}	%	kJ/kg_{fuel}	%
การสูญเสียทางปล่องไอเสีย	L_1	2,526.0	27.05	904.0	10.36
การสูญเสียจากการใช้ไอน้ำเป่าเขม่า	L_2	25.0	0.26	25.0	0.27
การสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์	L_3	14.0	0.15	14.0	0.16
การสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่หมด	L_4	2.0	0.02	2.0	0.02
การสูญเสียจากการแผ่รังสี	L_5	5.0	0.05	5.0	0.06
การสูญเสียจากการโบล์วดาวน์	L_6	7.0	0.07	7.0	0.08
ประสิทธิภาพหม้อน้ำ	η	**72.40%**		**89.05%**	

บทที่ 5

ระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ (Steam Distribution)

ระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ (Steam distribution) ดังแสดงในรูปที่ 5.1 ถือเป็นอีกส่วนสำคัญในระบบไอน้ำสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวล ระบบส่งจ่ายไอน้ำควรได้รับการบำรุงรักษาและตรวจสอบอย่างสม่ำเสมอ เพราะหากเกิดการรั่วไหลหรือแม้แต่ความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อแล้วอาจก่อให้เกิดอันตรายต่อผู้ปฏิบัติงานในบริเวณดังกล่าว และยังทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานออกจากระบบอย่างไม่จำเป็น ทั้งนี้การสูญเสียสามารถแบ่งออกเป็น 2 ประเภทหลัก ได้แก่ ความร้อนสูญเสียจากการรั่วของไอน้ำ (Steam leak) และความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำ (Surface loss)



รูปที่ 5.1 ระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ (Steam distribution) เส้นประวงรีสีเขียว

5.1 ความร้อนสูญเสียจากการรั่วของไอน้ำในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ

การรั่วไหลของระบบไอน้ำ จากการดูแลรักษาอย่างไม่ทั่วถึงหรือระบบขนาดใหญ่มักเกิดในบริเวณหน้าแปลน (Flange) จุดเชื่อมต่อปะเก็น (Gasketed joint) อุปกรณ์ท่อ (Pipe fittings) วาล์ว ก้านวาล์ว กับดักไอน้ำ (Steam traps) วาล์วลดความดัน (Relief valves) หรืออาจเกิดจากการชำรุดเสียหายของท่ออันเนื่องมาจากการกัดกร่อนจนทะลุเป็นรู เป็นต้น ดังนั้นระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำโดยเฉพาะตำแหน่งสุ่มเสี่ยงดังที่กล่าวมานั้น จำเป็นต้องได้รับการบำรุงรักษาและซ่อมแซมอยู่เสมอ ตัวอย่างการรั่วไหลของไอน้ำจากระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 5.2



รูปที่ 5.2 ตัวอย่างการรั่วไหลของไอน้ำจากระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ

5.1.1 ข้อมูลที่ต้องทำการจดบันทึก

ในการประเมินปริมาณไอน้ำที่รั่วไหลของระบบท่อส่งไอน้ำให้ทำการเก็บข้อมูลที่จำเป็นดังแสดงไว้ในตารางที่ 5.1

ตารางที่ 5.1 ข้อมูลที่ต้องทำการจดบันทึกสำหรับการประเมินปริมาณไอน้ำที่รั่วไหลของระบบท่อส่งไอน้ำ

รายการการตรวจวัด	หน่วย
ตำแหน่งที่มีการรั่วไหล	-
เส้นผ่านศูนย์กลางรอยรั่ว	mm
ความยาวของการฟุ้งกระจายตัวของกลุ่มไอน้ำ (plume length)	m
ความดันสมบูรณ์ไอน้ำ ณ ตำแหน่งที่มีรอยรั่ว	bar

5.1.2 วิธีการตรวจวัดการรั่วของไอน้ำของระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ

โดยปกติแล้วการรั่วไหลของไอน้ำจะสามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่าและการฟังเสียง การตรวจวัดการรั่วของไอน้ำของระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำสามารถทำได้ดังนี้

1. การตรวจสอบด้วยสายตา หากมีไอน้ำรั่วไหลจะเห็นกลุ่มหมอกไอน้ำพุ่งออกมาเป็นลำสีขาว ดังแสดงในรูปที่ 5.2

2. การตรวจสอบด้วยเสียง โดยใช้ประสาทสัมผัสทางหูฟังเสียงการรั่วไหลของไอน้ำ เพราะโดยปกติแล้วไอน้ำที่มีความดันสูงเมื่อรั่วไหลผ่านรูเล็กๆ การไหลจะมีความเร็วจะทำให้เกิดเสียงดัง หรืออาจจะใช้เครื่องตรวจการรั่วไหลของไอน้ำด้วย steam leak detector แบบ ultrasonic ดังแสดงในรูปที่ 5.3



รูปที่ 5.3 เครื่องตรวจการรั่วไหลของไอน้ำด้วย steam leak detector แบบ ultrasonic

3. เมื่อพบจุดที่รั่วไหลให้ทำการเขียนระบุตำแหน่ง พร้อมถ่ายภาพเก็บไว้

4. ประเมินการรั่วไหลของไอน้ำด้วยการวัดความยาวการฟุ้งกระจายตัวของกลุ่มไอน้ำ (plume length) หรือประเมินขนาดรูการรั่วไหลเพื่อใช้ในการคำนวณการรั่วไหลของไอน้ำ

5.1.3 หลักการประเมินการรั่วของไอน้ำในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ

หลักการประเมินการรั่วของไอน้ำในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำประเมินจากการหาปริมาณการรั่วไหลของไอน้ำเพื่อคำนวณปริมาณความร้อนสูญเสียและออกมาตรการเพื่อลดความร้อนสูญเสีย ซึ่งสามารถประยุกต์ใช้ด้วยหลักการทางวิศวกรรมได้หลายวิธี เช่น

- ใช้สมการ Napier's choked flow คำนวณการรั่วไหลของไอน้ำ โดยข้อควรระวังคือความคลาดเคลื่อนจากการประเมินขนาดรูรั่วค่อนข้างสูง
- การวัดความยาวการฟุ้งกระจายตัวของกลุ่มไอน้ำ (plume length) โดยข้อควรระวังคือสภาวะแวดล้อมพื้นที่มีอุณหภูมิสูง อาจส่งผลต่อการมองเห็นความยาวการฟุ้งกระจายตัวของกลุ่มไอน้ำ
- การวัดด้วยท่อพิทอท (Pitot tube measurement in field) โดยข้อควรระวัง คือไอน้ำมีโอกาสกลั่นตัวได้ตลอดเวลา ส่งผลให้การวัดมีความคลาดเลื่อน
- การใช้ steam leak detector แบบ ultrasonic โดยข้อควรระวังคือทราบเพียงแค่จุดรั่วไหลของไอน้ำ และไม่สามารถทราบปริมาณการรั่วไหลของไอน้ำ
- การใช้สมดุลมวลและพลังงานทางอุณหพลศาสตร์ ข้อควรระวังคือต้องมั่นใจว่าในเครื่องจักรไอน้ำและกับดักไอน้ำไม่มีการรั่วไหล จึงจะใช้วิธีนี้ในการประเมินการรั่วไหลของไอน้ำได้

ซึ่งโดยทั่วไปในระบบส่งจ่ายไอน้ำ นิยมใช้หลักการของสมการ Napier's choked flow และ การวัดความยาวการฟุ้งกระจายตัวของกลุ่มไอน้ำ (plume length) ในการคำนวณการรั่วไหลไอน้ำในหน่วย kg/h

5.1.3.1 หลักการประเมินการรั่วของไอน้ำด้วยสมการ Napier's choke flow

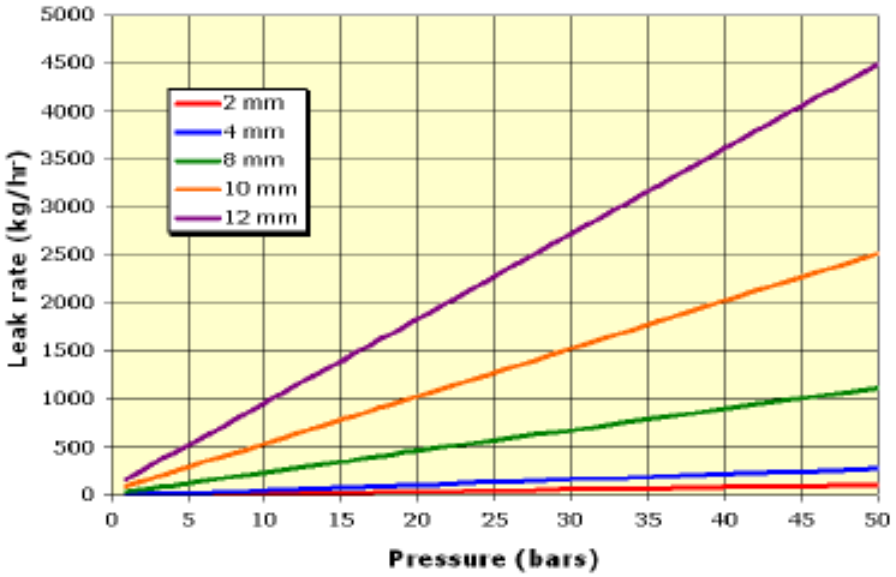
สมการ Napier's choke flow เป็นสมการที่ได้มาจากการทดลอง (empirical equation) ที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณการรั่วของไอน้ำผ่านรูรั่วที่เรียกว่าออริฟิค (orifice) ที่ความดันใช้งานแตกต่างกันออกไป ดังแสดงในสมการที่ 5.1 และแสดงในรูปที่ 5.4

$$m_{steam} = 0.695 \times A_{orifice} \times P_{steam} \quad (5.1)$$

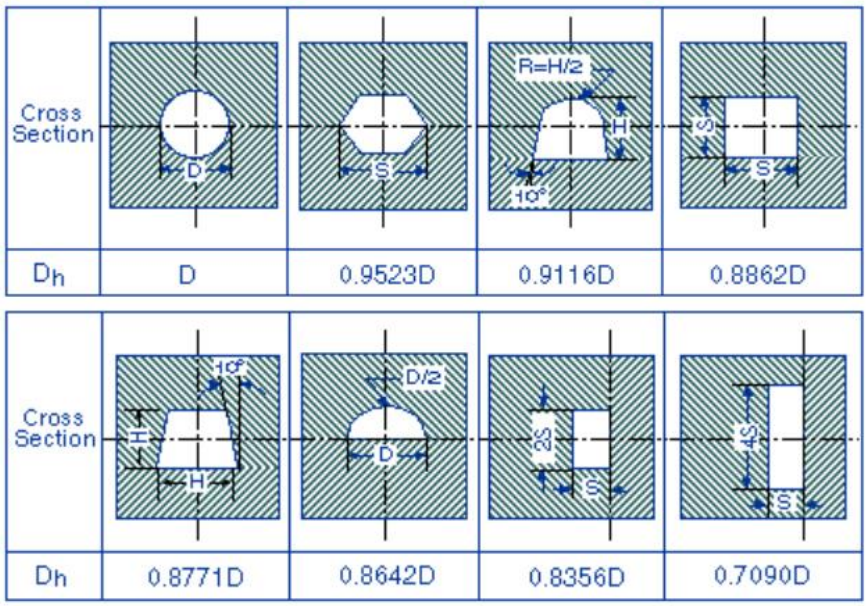
โดยที่ m_{steam} คือ อัตราการรั่วของไอน้ำ (kg/h)

$A_{orifice}$ คือ พื้นที่หน้าตัดของรูรั่วที่คิดเป็นพื้นที่รูปวงกลมเทียบเท่า (mm^2) สามารถใช้ hydrualic diameter ดังแสดงในรูปที่ 5.5

P_{steam} คือ ความดันสัมบูรณ์ของไอน้ำ (Bar,a)



รูปที่ 5.4 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการรั่วไหลและความดันสัมบูรณ์ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางออริฟิคต่างกัน ตามสมการ Napier's choke flow, US DOE SSAT



รูปที่ 5.5 สูตรสำหรับหาขนาด hydrualic diameter

โดยค่าคงที่ในสมการจะมีค่าต่างกันออกไปตามความแตกต่างของความดันบริเวณรอยรั่วและความดันต้นทาง (discharge pressure) ในขณะที่ค่าคงที่ 0.695 ในสมการเหมาะสมกับการใช้คำนวณเฉพาะในช่วงความดันบริเวณรอยรั่วต่ำกว่า 0.51 เท่าของความดันสัมบูรณ์ไอน้ำเท่านั้น ซึ่งค่าดังกล่าวมีความเพียงพอต่อการประยุกต์ใช้ในการคำนวณอัตราความร้อนสูญเสียในระบบการส่งจ่ายไอน้ำแล้ว

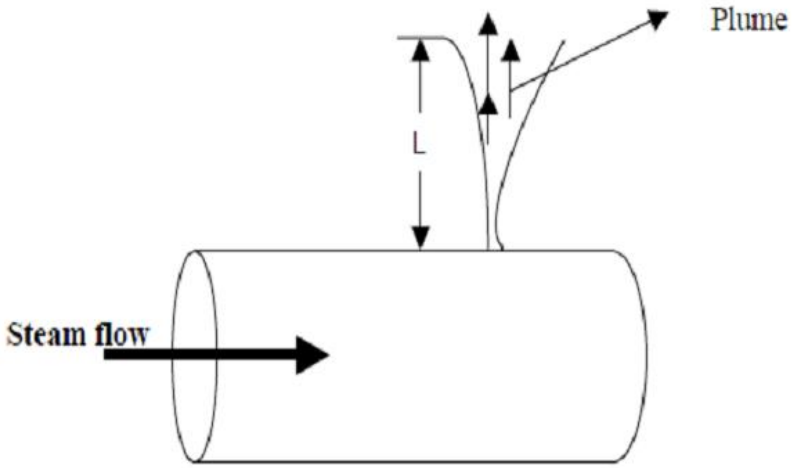
5.1.3.2 หลักการประเมินการรั่วของไอน้ำด้วยการวัดความยาวการฟุ้งกระจายตัวของกลุ่มไอน้ำ (plume length)

การวัดความยาวการฟุ้งกระจายตัวของกลุ่มไอน้ำ (plume length) เพื่อประเมินการรั่วของไอน้ำ ดังแสดงในสมการที่ 5.2 และแสดงในรูปที่ 5.6 ข้อควรระวังในสภาวะพื้นที่มีอุณหภูมิสูง อาจส่งผลต่อการมองเห็นความยาวการฟุ้งกระจายตัวของกลุ่มไอน้ำแวดล้อมพื้นที่มีอุณหภูมิสูง อาจส่งผลต่อการมองเห็นความยาวการฟุ้งกระจายตัวของกลุ่มไอน้ำ พื้นที่มีอุณหภูมิสูง อย่างประเทศไทย อาจส่งผลต่อการมองเห็นความยาวการฟุ้งกระจายตัวของกลุ่มไอน้ำ

$$Q_{Leak} = 2.5678 \times Exp(1.845 \times PL) \quad (5.2)$$

โดยที่ Q_{Leak} คือ อัตราการรั่วของไอน้ำ (kg/h)

PL คือ ความยาวการฟุ้งกระจายตัวของกลุ่มไอน้ำ (plume length) (m)



รูปที่ 5.6 การวัดความยาวการฟุ้งกระจายตัวของกลุ่มไอน้ำ (plume length)

5.1.4 การประเมินความร้อนสูญเสียจากการรั่วของไอน้ำในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ

การประเมินความร้อนสูญเสียจากการรั่วของไอน้ำในระบบส่งจ่ายไอน้ำด้วยสมการ Napier's choke flow เป็นดังนี้

จากการตรวจวัด พบว่าที่ท่อส่งจ่ายไอน้ำมีการรั่วไหลของไอน้ำ แสดงในตารางที่ 5.2

ตารางที่ 5.2 ข้อมูลจากการตรวจวัดรูรั่วบริเวณระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ

รายการ	ค่าตรวจวัด
จุดที่มีการรั่วไหล	4 จุด
เส้นผ่านศูนย์กลางของรอยรั่ว	3 mm
ความดันไอน้ำ	22 bar,a
เอนทาลปีของไอน้ำ	3,112.40 kJ/kg
ค่าความร้อนทางสูงของเชื้อเพลิง	7,675 kJ/kg
ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ	0.63
ระยะเวลาเดินเครื่องต่อปี	3,648 h/year

จากข้อมูลการตรวจวัดในตารางที่ 5.2 สามารถคำนวณ

1.) ในการตรวจวัดบริเวณที่มีรูรั่วของระบบไอน้ำ ได้ประมาณขนาดของรูรั่วมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 มิลลิเมตร พื้นที่การรั่วไหลสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$A_{orifice} = \frac{\pi}{4} d^2_{orifice} \qquad (5.3)$$

$$A_{orifice} = \frac{\pi}{4}(3mm)^2 = 7.07mm^2$$

2.) จากสมการที่ (5.1) สามารถคำนวณอัตราการรั่วไหลได้โดยการคิดอัตราการไหลที่ร้อยละ 25 ดังนี้

$$m_{steam} = 0.695 \times 0.25 \times 7.07mm^2 \times 22bar_a$$

$$= 108.10kg/h$$

3.) จากอัตราการรั่วไหลสามารถคิดเป็นอัตราการสูญเสียเชื้อเพลิงเทียบเท่าจากการรั่วไหลของไอน้ำได้ดังนี้ (กำหนดให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำ 63% และค่าความร้อนของเชื้อเพลิงสูง 7,675 kJ/kg_{fuel})

$$Fuel_{loss} = \frac{m_{steam}\left(\frac{kg_{steam}}{h}\right) \times h_{g,steam}\left(\frac{kJ}{kg}\right)}{eff \times HHV\left(\frac{kJ}{kg_{fuel}}\right)} \quad (5.4)$$

$$= \frac{27.025\left(\frac{kg_{steam}}{h}\right) \times 3{,}112.40\left(\frac{kJ}{kg}\right)}{0.63 \times 7{,}675\frac{kJ}{kg_{fuel}}}$$

$$= 17.40\frac{kg_{fuel}}{h}$$

คิดเป็นเชื้อเพลิงที่สูญเสียต่อปี มีค่าเท่ากับ

$$17.40\left(\frac{kg_{fuel}}{h}\right) \times 3{,}648\left(\frac{h}{year}\right) = 63{,}475.2\frac{kg}{year} = 63.48\frac{Ton}{year}$$

4.) หากต้นทุนเชื้อเพลิงชีวมวลราคา 700 บาทต่อตัน คิดเป็นต้นทุนสูญเสียเท่ากับ

$$Money_{loss} = 700\frac{Baht}{Ton} \times 63.48\frac{Ton}{year} \quad (5.5)$$

$$= 44{,}436\frac{Baht}{year}$$

จะเห็นได้ว่ารอยรั่วขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 มิลลิเมตร สามารถทำให้เกิดการสูญเสีย 44,436 บาทต่อปี ดังนั้นรอยรั่วที่ตรวจพบจำนวน 4 จุดขนาดเท่าๆ กันจะทำให้สูญเสียเชื้อเพลิง 177,744 บาทต่อปี ถ้าคิดมูลค่าการลงทุนเพื่อแก้ไขระบบท่ออยู่ที่ 60,000 บาท จะใช้ระยะเวลาคืนทุนประมาณ 5 เดือน

5.2 ความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำ

ความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 5.7 ส่วนใหญ่มักอยู่ในรูปของการถ่ายเทความร้อนแบบการพา (ทั้งแบบการพาแบบบังคับและการพาโดยธรรมชาติ) และการแผ่รังสีความร้อน ดังนั้นปริมาณความร้อนสูญเสียจึงขึ้นอยู่กับพื้นที่ผิวท่อส่งจ่ายเป็นหลัก มาตรการหนึ่งในการลดการสูญเสียประเภทนี้คือการลดปริมาณท่อที่ไม่จำเป็นต้องใช้ อีกวิธีที่สามารถปรับใช้โดยที่ไม่จำเป็นต้องมีการปรับเปลี่ยนโครงสร้างคือ การหุ้มฉนวนและต้องหมั่นตรวจตราและดูแลรักษาฉนวนกันความร้อนให้คงสภาพดีอยู่เสมอถือเป็นสิ่งจำเป็นที่ส่งผลโดยตรงต่อการลดค่าใช้จ่ายด้านต้นทุนพลังงาน โดยทั่วไปแล้วความเสียหายของฉนวน นอกจากขาดการบำรุงรักษาที่ดีแล้ว วัสดุหุ้มฉนวนเกิดการสึกหรอจากสภาพบรรยากาศ ทั้งนี้อาจไม่ได้มีการหุ้มฉนวนไว้ตั้งแต่การออกแบบ นอกจากนี้การเปลือยท่อโดยไม่มีการหุ้มฉนวนมักทำให้เกิดความร้อนสูญเสียออกสู่สิ่งแวดล้อมในปริมาณสูง และยังก่อให้เกิดการควบแน่นของไอน้ำภายในท่อ ปริมาณไอน้ำที่สามารถนำไปใช้งานได้จึงลดลงเท่ากับปริมาณความร้อนที่สูญเสียไป



รูปที่ 5.7 ความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำ

5.2.1 ข้อมูลที่ต้องทำการจดบันทึก

ในการประเมินความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำของระบบท่อส่งไอน้ำให้ทำการเก็บข้อมูลที่จำเป็นดังแสดงไว้ในตารางที่ 5.3

ตารางที่ 5.3 ข้อมูลที่ต้องทำการจดบันทึกสำหรับการประเมินความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำของระบบท่อส่งไอน้ำ

รายการการตรวจวัด	หน่วย
ตำแหน่งที่ผิวฉนวนมีอุณหภูมิสูงกว่า 60 ℃	-
ชนิดฉนวน และแผ่นโลหะเปลือกหุ้มฉนวน	-
เส้นผ่านศูนย์กลางรวม (ท่อส่งไอน้ำ + ความหนาฉนวน)	mm
ความยาวของท่อที่ไม่มีการหุ้มฉนวน หรือฉนวนชำรุด	m
ภาพถ่ายทางความร้อนที่แสดงอุณหภูมิผิวของจุดที่ไม่มีการหุ้มฉนวน หรือฉนวนชำรุด	℃
อุณหภูมิอากาศสภาวะแวดล้อม	℃
ความเร็วของอากาศสภาวะแวดล้อมที่ไหลผ่านท่อไอน้ำ	m/s

5.2.2 วิธีการตรวจวัดความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำ

วิธีการตรวจวัดความร้อนสูญเสียความร้อนผ่านฉนวนสามารถหาจากมาตรฐานสากลดังนี้

ASTM Standards: C 168 Terminology Relating to Thermal Insulating Materials

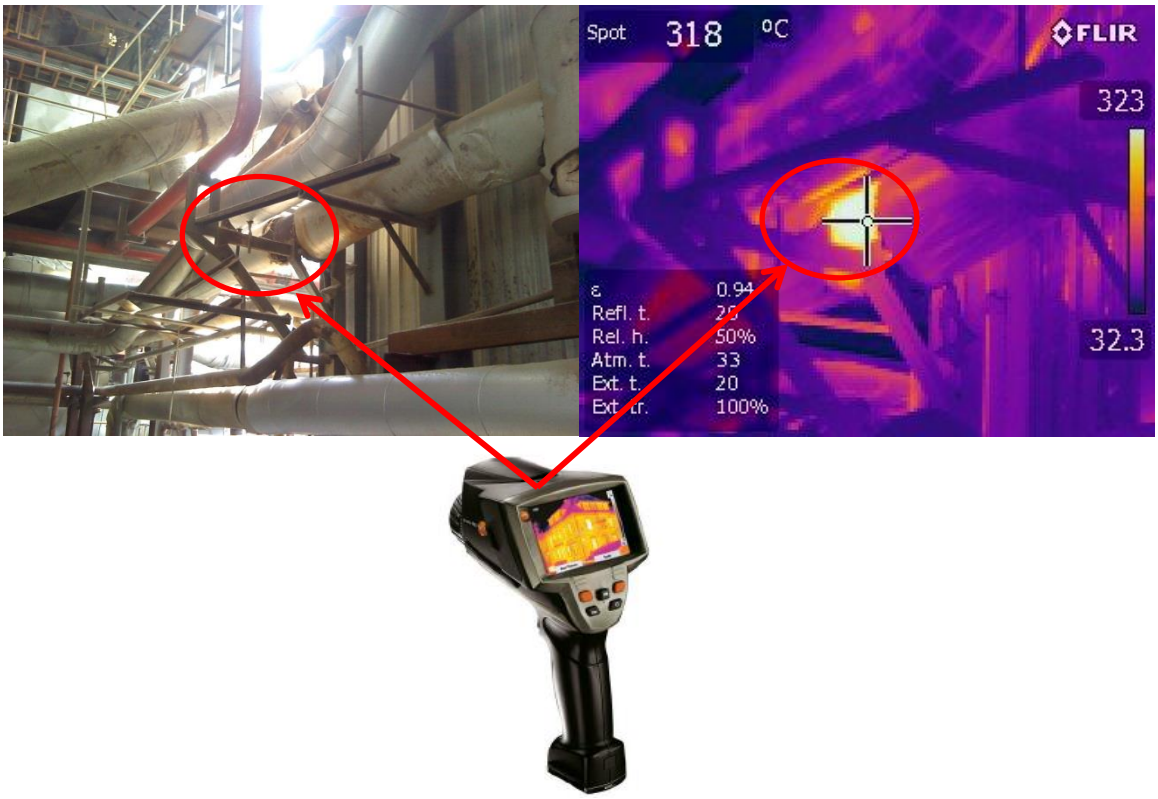
ASTM Standards: C 335 Test Method for Steady-State Heat Transfer Properties of Horizontal Pipe Insulation

ASTM Standards: C 585 Practice for Inner and Outer Diameters of Rigid Thermal Insulation for Nominal Sizes of Pipe and Tubing (NPS System)

ASTM Standards: C 680 Determination of Heat Gain or Loss and the Surface Temperatures of Insulated Pipe and Equipment Systems by the Use of a Computer Program

แต่เนื่องจากมาตรฐานข้างต้นนั้นจะทำการทดสอบที่ห้องทดสอบ ดังนั้นจึงไม่เหมาะกับการตรวจวัดที่หน้างาน ฉะนั้นการตรวจวัดความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำที่หน้างาน สามารถทำได้ดังนี้

1. การตรวจสอบด้วยสายตา มองหาท่อไอน้ำที่ไม่ได้ทำการหุ้มฉนวน ดังแสดงในรูปที่ 5.8
2. ใช้กล้องถ่ายภาพความร้อนในการตรวจหาความบกพร่องของฉนวน ดังแสดงในรูปที่ 5.8



รูปที่ 5.8 ท่อไอน้ำที่ไม่ได้ทำการหุ้มฉนวน

3. วัดอุณหภูมิอากาศสภาวะแวดล้อม ดังแสดงในรูปที่ 5.9
4. วัดความเร็วของอากาศสภาวะแวดล้อมที่ไหลผ่านท่อไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 5.9



รูปที่ 5.9 เครื่องวัดอุณหภูมิและความเร็วอากาศ

5.2.3 หลักการประเมินความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำ

หลักการประเมินความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำสำหรับในหัวข้อนี้จะนำเสนอวิธีการคำนวณความร้อนสูญเสียจากท่อไอน้ำผ่านการแผ่รังสีและการพาความร้อน แบ่งออกเป็น 2 วิธี ได้แก่

5.2.3.1 การคำนวณจากสมการความร้อนสูญเสียผ่านผนังหม้อน้ำ ตามมาตฐาน IS8753

$$Q_{pipe,loss} = 0.548\left[\left(\frac{T_s}{55.55}\right)^4 - \left(\frac{T_a}{55.55}\right)^4\right] + 1.957\left(T_s - T_a\right)^{1.25}\sqrt{\frac{196.85V_m + 68.9}{68.9}} \quad (5.6)$$

โดยที่ $Q_{pipe,loss}$ คือ ความร้อนสูญเสียจากท่อส่งจ่ายไอน้ำ (W/m^2)

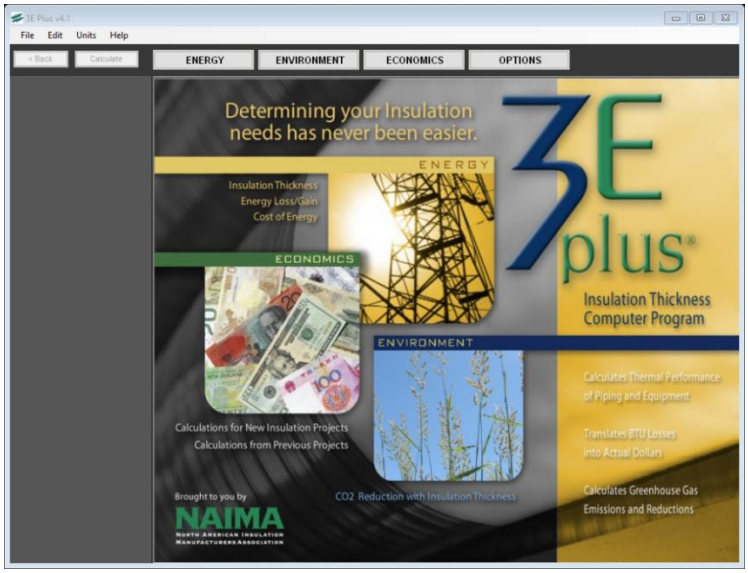
V_m คือ ความเร็วลม (m/s)

T_s คือ อุณหภูมิผิวท่อ (K)

T_a คือ อุณหภูมิบรรยากาศ (K)

5.2.3.2 การคำนวณโดยใช้โปรแกรม 3E plus

ในการคำนวณความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำ วิธีหนึ่งที่สะดวกต่อการนำไปใช้งานคือการใช้โปรแกรม 3E Plus เป็นเครื่องมือสำหรับการจัดการพลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมที่ช่วยในการหาค่าการประหยัดพลังงานและค่าใช้จ่าย รวมทั้งความหนาของฉนวนที่คุ้มค่า โดยความหนาของฉนวนที่คุ้มค่า หมายถึง การหาปริมาณการหุ้มฉนวนที่มีค่าใช้จ่ายตลอดจนอายุการใช้งาน (lift cycle cost) ต่ำที่สุดสำหรับระบบ นอกจากนี้โปรแกรม 3E Plus มีตัวเลือกของวัสดุหุ้มฉนวนมากกว่า 30 ชนิด ที่มาพร้อมกับข้อมูลคุณสมบัติทางความร้อน นอกจากนี้ผู้ใช้ยังสามารถเลือกวัสดุชนิดอื่นๆ และตัวหุ้มฉนวน (Jacket) ที่รวมไว้ในตัวเลือกของโปรแกรมด้วย ตัวอย่างโปรแกรมดังแสดงในรูปที่ 5.10



รูปที่ 5.10 ตัวอย่างโปรแกรม 3E Plus

5.2.4 การประเมินความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำ

จากการตรวจวัดโรงงานแห่งหนึ่ง พบว่าความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำมีข้อมูลดังแสดงในตารางที่ 5.4

ตารางที่ 5.4 ข้อมูลการตรวจวัดความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำก่อนและหลังการปรับปรุงการหุ้มฉนวน

พารามิเตอร์	ตำแหน่งป้อนข้อมูลในโปรแกรม	หน่วย	ข้อมูลจากระบบ
วัสดุที่ใช้ทำท่อส่งจ่าย	Base Metal: Steel		เหล็ก
ความดันไอน้ำในท่อน้ำ	-	bar	6
อุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัว	Process Temp	°C	158.8
อุณหภูมิผิวท่อส่งไอน้ำเฉลี่ยก่อนปรับปรุงการหุ้มฉนวน	-	°C	158.6
อุณหภูมิผิวท่อส่งไอน้ำเฉลี่ยหลังปรับปรุงการหุ้มฉนวน	-	°C	49.6
เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อส่งไอน้ำ	NPS Pipe Size	mm	65
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฉนวน (ประเภทฉนวน)	Insulation: 850 Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-12	W/m K	0.045
ความยาวท่อส่งไอน้ำ	-	m	10
อุณหภูมิบรรยากาศ	Ambient Temp	°C	35
ความเร็วลม	Wind Speed	m/s	0

จากข้อมูลการตรวจวัด ดังในตารางที่ 5.4 สามารถคำนวณ

5.2.4.1 การประเมินความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำด้วยสมการที่ได้จากการทดลอง (Empirical equation)

(1) อ้างอิงจากสมการที่ 5.6 เมื่อนำข้อมูลในตารางที่ 5.4 มาคำนวณจะได้ความร้อนสูญเสียของท่อก่อนหุ้มฉนวนต่อพื้นที่ผิว

$$Q''_{Bare,pipe,loss} = 0.548\left[\left(\frac{431.6}{55.55}\right)^4 - \left(\frac{308}{55.55}\right)^4\right] + 1.957(431.6-308)^{1.25}\sqrt{\frac{(196.85\times 0.033)+68.9}{68.9}}$$

$$= 2603.23 W/m^2$$

(2) คำนวณการสูญเสียพลังงานต่อปีของท่อที่ไม่มีการหุ้มฉนวน เมื่อกำหนดให้ระยะเวลาเดินเครื่องเท่ากับ 4,320 ชั่วโมงต่อปี คำนวณความร้อนสูญเสียของพื้นผิวท่อไอน้ำทั้งหมดจะได้

$$Q''_{pipe,loss}\left(W,\frac{J}{S}\right)=Q''_{Bae,pipe,loss}\left(\frac{W}{m^2}\right)\times\pi D(m)\times L(m)$$

$$=2{,}603.23\left(\frac{W}{m^2}\right)\times\pi\times0.065(m)\times10(m)$$

$$=5{,}315.89\ \ W$$

ปริมาณความร้อนสูญเสียต่อปี คิดเป็น

$$Q_{pipe,loss}\left(\frac{J}{year}\right)=Q''_{pipe,loss}\left(\frac{J}{s}\right)\times4{,}320\left(\frac{h}{year}\right)\times\left(\frac{3{,}600s}{h}\right)$$

$$Q_{pipe,loss}\left(\frac{J}{year}\right)=5{,}315\left(\frac{J}{s}\right)\times4{,}320\left(\frac{h}{year}\right)\times\left(\frac{3{,}600s}{h}\right)$$

$$=8.27\times10^{10}\frac{J}{year}=82.7\frac{GJ}{year}$$

(3) จากความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อส่งจ่ายสามารถคิดเป็นอัตราการสูญเสียเชื้อเพลิงเทียบเท่าได้ดังนี้ (กำหนดให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำ 0.63% และค่าความร้อนของเชื้อเพลิงต่ำ 3,112.40 kJ/kg_{fuel})

$$Fuel_{loss}=\frac{82.7\left(\frac{GJ}{year}\right)}{0.63\times3{,}112.40\left(\frac{kJ}{kg_{fuel}}\right)\times\left(\frac{GJ}{10^6kJ}\right)}=42{,}176.40\frac{kg_{fuel}}{year}=42.18\frac{Ton}{year}$$

(4) หากเชื้อเพลิงชีวมวลราคา 700 บาทต่อตัน คิดเป็นต้นทุนสูญเสียเท่ากับ

$$Money_{loss}=700\frac{Baht}{Ton}\times42.18\frac{Ton}{year}=29{,}526\frac{Baht}{year}$$

(5) หากหุ้มฉนวนที่มีความหนา 50 มิลลิเมตร จะทำให้อุณหภูมิผิวท่อลดเหลือ 32.2°C จะมีความร้อนสูญเสียเท่ากับ

$$Q'_{pipe,loss}=0.548\left[\left(\frac{322.6}{55.55}\right)^4-\left(\frac{308}{55.55}\right)^4\right]+1.957(322.6-308)^{1.25}\sqrt{\frac{(196.85\times0.033)+68.9}{68.9}}$$

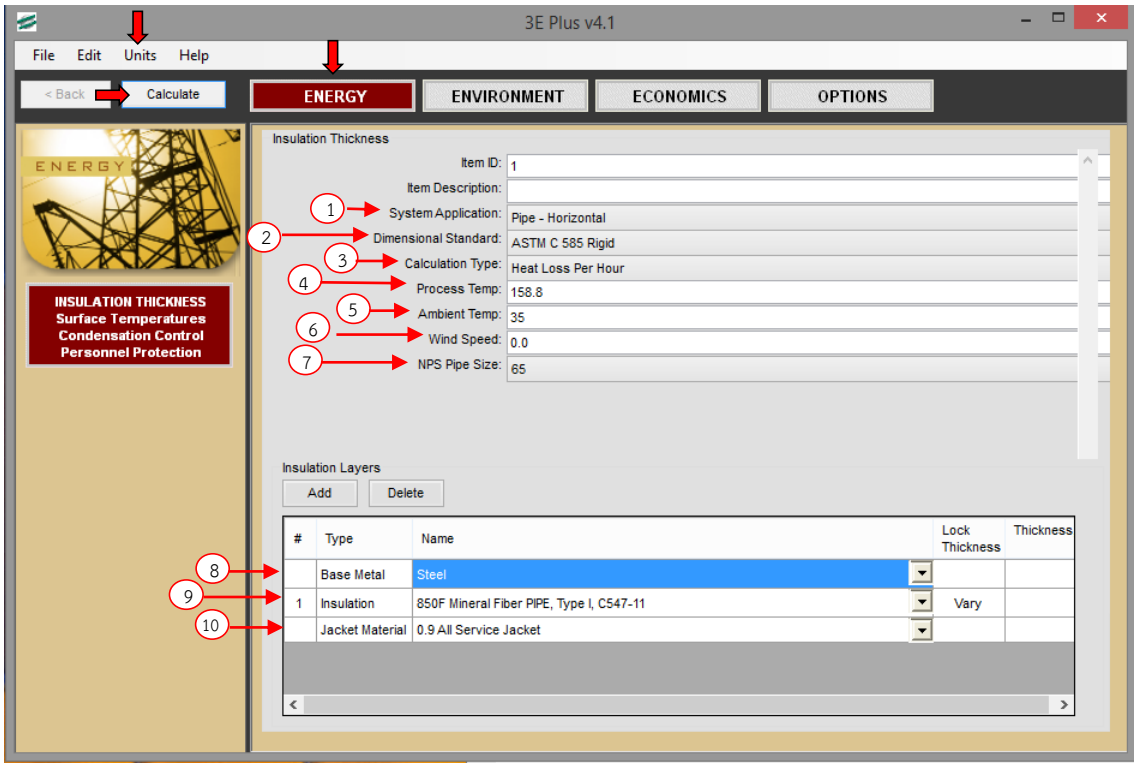
$$=163.83\ W/m^2$$

คิดเป็นความร้อนสูญเสีย 168.83 W ซึ่งลดลงจากก่อนหุ้มฉนวนถึง 93.71% และลดค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงลงได้ 27,668 บาทต่อปี ถ้าคิดมูลค่าการลงทุน 10,000 บาท (ต่อความยาวท่อ 10 เมตร) จะคืนทุนภายในระยะเวลา 5 เดือน

5.2.4.2 การประเมินความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำด้วยการคำนวณโดยใช้โปรแกรม 3E plus

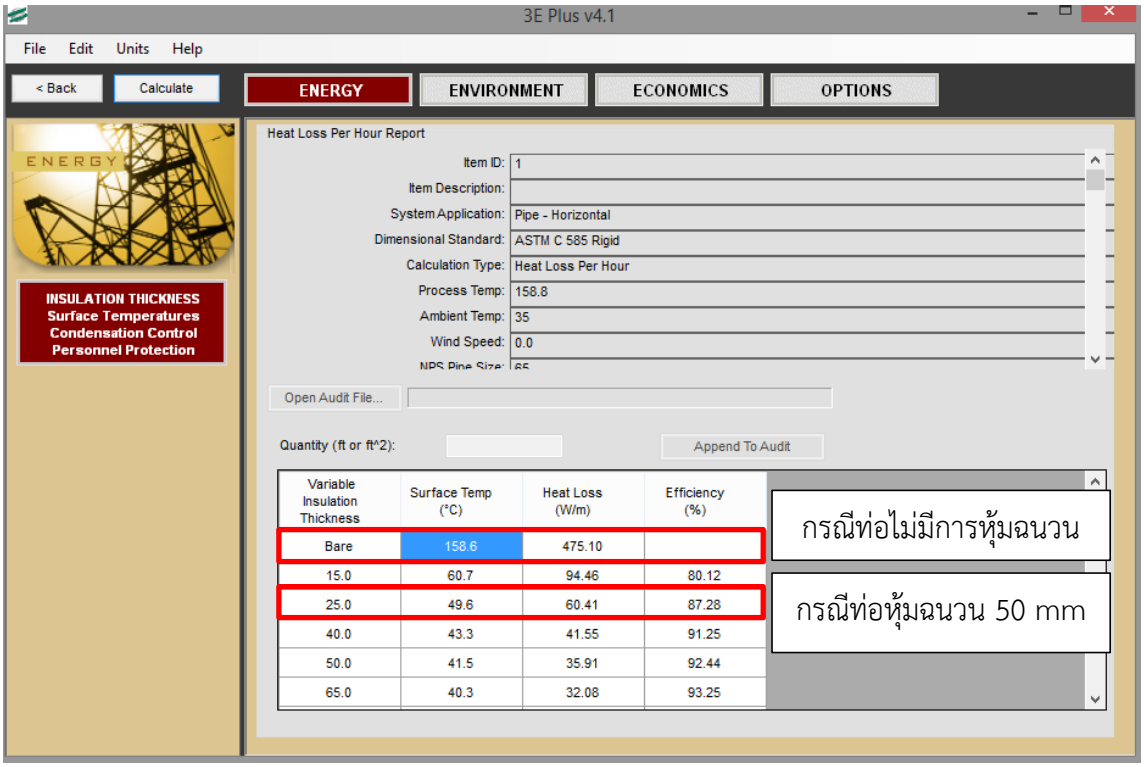
อ้างอิงจากข้อมูลในตารางที่ 5.4 สามารถแสดงเป็นขั้นตอนการใช้โปรแกรมได้ดังนี้

(1) เปิดโปรแกรม เลือกระบบหน่วยที่ต้องการคำนวณ (Units) และเลือกเมนู Energy เพื่อคำนวณความร้อนสูญเสียต่อหน่วยความยาวจากระบบท่อโดยเลือกฟังก์ชั่นการคำนวณ Heat Loss Per Hour จากนั้นป้อนข้อมูลที่บันทึกจากระบบส่งจ่ายไอน้ำ ได้แก่ (1) ลักษณะการวางท่อ (2) มาตรฐานการบอกขนาด (3) หน่วยที่ใช้ในการคำนวณ (4) อุณหภูมิที่วัดได้ (5) อุณหภูมิบรรยากาศ (6) ความเร็วลม (7) ขนาดท่อ (NPS) (8) วัสดุท่อ (9) ประเภทฉนวน (10) เสื้อหุ้มฉนวน แสดงลักษณะการป้อนข้อมูล ดังแสดงในรูปที่ 5.11



รูปที่ 5.11 ลักษณะการป้อนข้อมูลในโปรแกรม 3E Plus

(2) เริ่มการคำนวณโดยคลิกที่ Calculate ผลการคำนวณแสดงดังรูปที่ 5.12



รูปที่ 5.12 ผลการคำนวณความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อด้วยโปรแกรม 3E Plus

จากรูปที่ 5.12 ตารางผลการคำนวณแสดงความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อ ($Q''_{pipe,loss}$)ทั้งกรณีที่มีการหุ้มฉนวน (แถวที่ 1) และมีการหุ้มฉนวนที่ความหนาฉนวนต่างๆ (หน่วยมิลลิเมตร) รวมถึงแสดงอุณหภูมิผิวท่อที่เปลี่ยนไปและประสิทธิภาพการลดความร้อนสูญเสียเมื่อหุ้มฉนวนที่มีความหนาแตกต่างกัน โดยผิวฉนวนควรมีอุณหภูมิไม่เกิน 60°C ตามมาตรฐานความปลอดภัย

(3) คำนวณการสูญเสียพลังงานต่อปีของท่อที่ไม่มีการหุ้มฉนวน เมื่อกำหนดให้ระยะเวลาเดินเครื่องเท่ากับ 4,320 ชั่วโมงต่อปี

คำนวณความร้อนสูญเสียของพื้นผิวท่อไอน้ำทั้งหมด

$$Q_{pipe,loss}\left(W,\frac{J}{s}\right)=Q''_{Bare,pipe,loss}\left(\frac{W}{m}\right)\times L(m)=475.10\left(\frac{W}{m}\right)\times 10(m)=4{,}751\ W$$

ปริมาณความร้อนสูญเสียต่อปี คิดเป็น

$$Q_{pipe,loss}\left(\frac{J}{year}\right) = 4{,}751\left(\frac{J}{s}\right) \times 4{,}320\left(\frac{h}{year}\right) \times \left(\frac{3{,}600s}{h}\right)$$

$$= 7.39 \times 10^{10}\ \frac{J}{year} = 73.9\ \frac{GJ}{year}$$

(4) จากความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อส่งจ่ายสามารถคิดเป็นอัตราการสูญเสียเชื้อเพลิงเทียบเท่าได้ดังนี้ (กำหนดให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำ 0.63% และค่าความร้อนของเชื้อเพลิงต่ำ 3,112.40 kJ/kg_{fuel})

$$Fuel_{loss} = \frac{73.9\left(\frac{GJ}{year}\right)}{0.63 \times 3{,}112.40\left(\frac{kJ}{kg_{\ fuel}}\right) \times \left(\frac{GJ}{10^6\ kJ}\right)} = 37{,}688.47\ \frac{kg_{\ fuel}}{year} = 37.69\ \frac{Ton}{year}$$

(5) หากเชื้อเพลิงชีวมวล 700 บาทต่อตัน คิดเป็นต้นทุนสูญเสียเท่ากับ

$$Money_{loss} = 700\ \frac{Baht}{Ton} \times 37.69\ \frac{Ton}{year} = 26{,}383\ \frac{Baht}{year}$$

(6) จากผลการคำนวณ หากหุ้มฉนวนที่มีความหนา 25 มิลลิเมตร จะสามารถลดความร้อนสูญเสียได้มากถึง 87.28% กล่าวคือลดการสูญเสียลงได้ถึง 4,147 W และลดค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงลงได้ 23,024 บาทต่อปี ถ้าคิดมูลค่าการลงทุน 10,000 บาท (ต่อความยาวท่อ 10 เมตร) จะคืนทุนภายในระยะเวลา 5 เดือน

ตารางที่ 5.5 ตารางเปรียบเทียบการคำนวณความร้อนสูญเสียจากผิวท่อที่ไม่มีการหุ้มฉนวนจากสมการและโปรแกรม 3E plus

รายการ	ค่า
คำนวณจากสมการที่ได้จากการทดลอง (Empirical equation)	5,315.9 W
คำนวณจากโปรแกรม 3E Plus	4,751.0 W

5.3 ตัวอย่างการประเมินศักยภาพด้านพลังงานส่วนท่อส่งจ่ายไอน้ำ

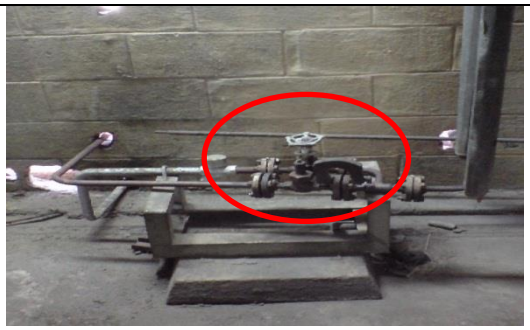
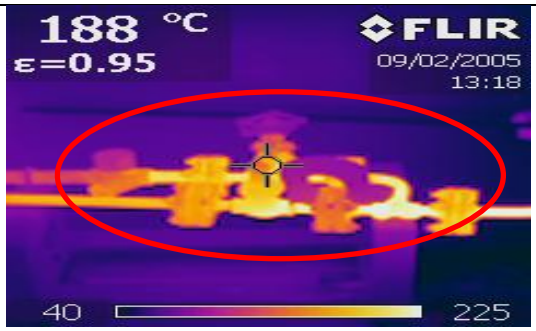
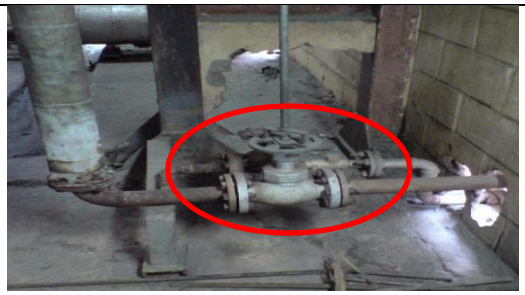
5.3.1 การประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียจากการรั่วไหลของไอน้ำ

ข้อมูลจากการสำรวจและตรวจวัดโรงไฟฟ้าแห่งหนึ่งมีดังแสดงในตารางที่ 5.6 และรูปที่ 5.13 และสามารถประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียจากการรั่วไหลของไอน้ำด้วยสมการ Napier's choked flow โดยคำนวณที่ร้อยละ 25 ดังสมการที่ 5.7 และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรอยรั่วกับดักไอน้ำแสดงในรูปที่ 5.14 ผลการประเมินดังแสดงในตารางที่ 5.7

$$m_{steam} = 0.25 \times 0.695 \times A_{orifice} \times P_{steam} \quad (5.7)$$

ตารางที่ 5.6 ข้อมูลจากการตรวจวัดรูรั่วบริเวณระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ

รายการ	ค่าตรวจวัด
จุดที่มีการรั่วไหล	2 จุด
เส้นผ่านศูนย์กลางของรอยรั่ว	3 mm
ความดันไอน้ำ	22 bar,a
เอนทาลปีของไอน้ำ	3,112.40 kJ/kg
ค่าความร้อนทางสูงของเชื้อเพลิง	7,675 kJ/kg
ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ	63.0 %
ระยะเวลาเดินเครื่องต่อปี	3,648 h/year

<table>
<tr><td></td><td>
</td></tr>
<tr><td>(ก) กับดักไอน้ำเมนสตรีมก่อนเข้าเครื่องกังหันไอน้ำขนาด 3 MW</td><td>(ข) ภาพถ่ายความร้อนกับดักไอน้ำเมนสตรีมก่อนเข้าเครื่องกังหันไอน้ำขนาด 3 MW</td></tr>
<tr><td></td><td>
</td></tr>
<tr><td>(ค) กับดักไอน้ำเมนสตรีมก่อนเข้าเครื่องกังหันไอน้ำขนาด 5 MW</td><td>(ง) ภาพถ่ายความร้อนกับดักไอน้ำเมนสตรีมก่อนเข้าเครื่องกังหันไอน้ำ 5 MW</td></tr>
</table>

รูปที่ 5.13 การรั่วของไอน้ำ

Table 9-3. Cost of Various Sized Steam Leaks at 100 psi
(Assuming steam costs $10.00/1,000 lbs)

Size of Orifice		Lbs Steam Wasted Per Month	Total Cost Per Month (USD)	Total Cost Per Year (USD
1/2"	12, 7 mm	553,000	$5,530.00	$66,360.00
7/16"	11, 2 mm	423,500	4,235.00	50,820.00
3/8"	9, 5 mm	311,000	3,110.00	37,320.00
5/16"	7, 9 mm	216,000	2,160.00	25,920.00
1/4"	6, 4 mm	138,000	1,380.00	16,560.00
3/16"	4, 8 mm	78,000	780.00	9,360.00
1/8"	3, 2 mm	34,500	345.00	4,140.00

รูปที่ 5.14 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรอยรั่วกับดักไอน้ำ

ตารางที่ 5.7 ผลการประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียจากการรั่วของไอน้ำ

ตำแหน่ง	ความดันไอน้ำ	ขนาดรูออริฟิค	ขนาดพื้นที่	อัตราการรั่วไหลของไอน้ำ
	(bar,a)	(mm)	(mm^2)	(kg/h)
กับดักไอน้ำเมนสตรีมก่อนเข้าเครื่องกังหันไอน้ำ ขนาด 3 MW	22.00	3	7.07	27.0
กับดักไอน้ำเมนสตรีมก่อนเข้าเครื่องกังหันไอน้ำ ขนาด 5 MW	22.00	3	7.07	27.0
ปริมาณการรั่วไหลของไอน้ำทั้งหมด				**54.0**

ดังนั้น โอกาสในการสูญเสียพลังงาน (กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้) ของท่อส่งจ่ายไอน้ำ จะเกิดได้จากการซ่อมแซมรอยรั่วของกับดักไอน้ำ (ท่อส่งจ่าย) และแนวทางในการเพิ่มประสิทธิภาพส่วนท่อส่งจ่ายไอน้ำ ได้แก่ มาตรการลดการรั่วไหลของไอน้ำในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ ดังแสดงในตารางที่ 5.8

ตารางที่ 5.8 ผลการคำนวณมาตรการลดการรั่วไหลไอน้ำผ่านกับดักไอน้ำ

รายการตรวจวัด	สัญลักษณ์	หน่วย	HP
ความดันสัมบูรณ์ใช้งานบริเวณที่มีรอยรั่ว	P_{steam}	bara	22.003
อุณหภูมิไอน้ำ	T_s	°C	340.7
เอนทาลปีของไอน้ำที่ความดันใช้งาน	$h_{g,steam}$	kJ/kg	3,112.40
อุณหภูมิน้ำป้อน	T_{fw}	°C	88.8
เอนทาลปีของน้ำป้อน	h_{fw}	kJ/kg	371.71
ประสิทธิภาพหม้อน้ำ	eff	%	62.72
ค่าความร้อนทางสูงของเชื้อเพลิง	HHV	kJ/kg_{fuel}	7,675
ต้นทุนเชื้อเพลิง	fc	Baht/kg	0.7
ต้นทุนน้ำป้อน	wc	$Baht/m^3$	25
ชั่วโมงการทำงานเฉลี่ยต่อวัน		h/day	24.00
วันทำงานต่อปี		day/year	152

ตารางที่ 5.8 ผลการคำนวณมาตรการลดการรั่วไหลไอน้ำผ่านกับดักไอน้ำ (ต่อ)

รายการตรวจวัด	สัญลักษณ์	หน่วย	HP
อัตราการรั่วของไอน้ำ	m_{steam}	kg/h	54.0
เทียบเท่าเชื้อเพลิงสูญเสีย	$Fuel_{loss}$	kg_{fuel}/h	34.93
คิดเป็นผลประหยัดจากเชื้อเพลิง	Dm_f	Baht/year	89,189
เทียบเท่าการเติมน้ำป้อนทดแทน	$Water_{loss}$	m^3/h	0.057
คิดเป็นผลประหยัดจากต้นทุนน้ำป้อน	Dm_w	Baht/year	5,164
รายการตรวจวัด	สัญลักษณ์	หน่วย	HP
คิดเป็นผลประหยัดรวม	**MS**	**Baht/year**	**94,353**
คิดเป็นพลังงานที่ลดได้ต่อปี		TJ/year	0.87
พลังงานความร้อนของน้ำมันดิบ 1 ตัน (TOE)		TJ	0.041868
ผลประหยัดเทียบเท่าน้ำมันดิบ ตันต่อปี		**TOE/year**	**20.78**
เชื้อเพลิง			ชีวมวล
การปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (EPA : Emission Factors for Equation 1)		$kgCO_2$/Ton	1,640
ลดการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ต่อปี		**$TonCO_2$/year**	**208.96**

จากการเข้าสำรวจและตรวจวัดโรงไฟฟ้าแห่งนี้หลังดำเนินมาตรการลดการรั่วไหลไอน้ำผ่านกับดักไอน้ำ พบว่าโรงงานแห่งนี้ได้ดำเนินการเปลี่ยนกับดักไอน้ำที่มีการรั่วไหลของไอน้ำทั้ง 2 จุด ดังแสดงในรูปที่ 5.15 และในรูปที่ 5.16 สามารถประหยัดเชื้อเพลิงได้ 94,000 บาท/ปี คิดเป็นผลประหยัดเทียบเท่าน้ำมันดิบ 20.78 TOE/ปี และลดการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ 208.96 $TonCO_2$/ปี



รูปที่ 5.15 กับดักไอน้ำท่อเมนสตีมก่อนเข้าเครื่องกังหันไอน้ำขนาด 3 MW



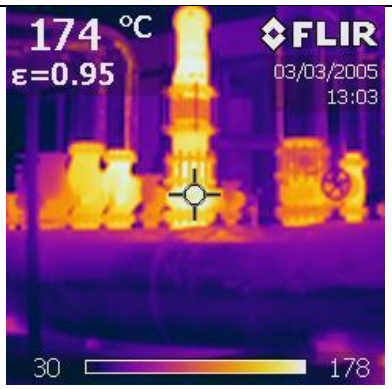
รูปที่ 5.16 กับดักไอน้ำท่อเมนสตีมก่อนเข้าเครื่องกังหันไอน้ำขนาด 5 MW

5.3.2 การประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียจากผิวท่อส่งจ่ายไอน้ำ

ข้อมูลจากการสำรวจและตรวจวัดโรงไฟฟ้าแห่งหนึ่ง ดังแสดงในตารางที่ 5.9 และแสดงในรูปที่ 5.17 สามารถประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียจากผิวท่อส่งจ่ายไอน้ำด้วยโปรแกรม 3E Plus ดังแสดงในรูปที่ 5.18 และในรูปที่ 5.19 และแสดงในตารางที่ 5.10

ตารางที่ 5.9 ข้อมูลการตรวจวัดความร้อนสูญเสียผ่านผิวท่อไอน้ำก่อนปรับปรุงการหุ้มฉนวน

พารามิเตอร์	ตำแหน่งป้อนข้อมูลในโปรแกรม	หน่วย	ข้อมูลจากระบบ	
			Steam make up line	Steam main pipe
วัสดุที่ใช้ทำท่อส่งจ่าย	Base Metal: Steel		เหล็ก	
ความดันไอน้ำในท่อน้ำ	-	bar	32	
อุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัว	Process Temp	°C	450	
เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อส่งไอน้ำ	NPS Pipe Size	mm	200	
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฉนวน (ประเภทฉนวน)	Glass fiber felt, C1086-09	W/m K	0.045	
ความยาวท่อส่งไอน้ำ	-	m	10	2
อุณหภูมิบรรยากาศ	Ambient Temp	°C	35	
ความเร็วลม	Wind Speed	m/s	0	

	
(ก) Steam makeup line	(ข) ภาพถ่ายความร้อน Steam makeup line
	
(ค) Main steam pipe	(ง) ภาพถ่ายความร้อน Main steam pipe

รูปที่ 5.17 การสูญเสียความร้อนที่ผิวท่อส่งจ่ายไอน้ำ

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	173.7	1592.00	

รูปที่ 5.18 การประเมินการสูญเสียความร้อนจากฉนวนท่อไอน้ำ Steam makeup line

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	122.8	846.10	

รูปที่ 5.19 การประเมินการสูญเสียความร้อนจากฉนวนท่อไอน้ำ Main steam pipe

ตารางที่ 5.10 ผลการประเมินการสูญเสียความร้อนจากฉนวนท่อส่งจ่ายไอน้ำที่ชำรุด

รายการผลการตรวจวัด	จำนวน (ชิ้น)	อุณหภูมิ (°C)	ความยาว (m)	ความร้อนสูญเสีย (W/m)	ปริมาณความร้อนสูญเสีย (kW)
Steam makeup line	1	174	10	1,592.00	15.92
Main steam pipe	1	123	2	846.10	1.69
รวมปริมาณความร้อนสูญเสียจากฉนวนท่อส่งจ่ายไอน้ำ (kW)					**17.61**

ดังนั้น โอกาสในการสูญเสียพลังงาน (กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้) ของท่อส่งจ่ายไอน้ำ จะเกิดได้จากการเปลี่ยนหรือปรับปรุงฉนวนบริเวณผิวท่อ ดังนั้น แนวทางในการเพิ่มประสิทธิภาพส่วนท่อส่งจ่ายไอน้ำ ได้แก่ มาตรการปรับปรุงฉนวนในระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ

จากการประเมินศักยภาพในดำเนินมาตรการลดการสูญเสียความร้อนท่อส่งจ่ายไอน้ำที่ไม่ได้ทำการหุ้มฉนวน หรือฉนวนชำรุด สามารถประเมินปริมาณเชื้อเพลิงและพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 เงินลงทุน และระยะเวลาคืนทุนดังแสดงในตารางที่ 5.11

ตารางที่ 5.11 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการลดการสูญเสียจากฉนวนท่อส่งจ่ายไอน้ำชำรุด

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	45
		THB/yr	22,357
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	385
		toe/yr	9
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 *	R_{CO2}	ton CO_2/yr	73
เงินลงทุน	IV	THB	40,000
ระยะเวลาคืนทุน	PB	yr	1.79

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

บทที่ 6

กังหันไอน้ำ (Steam Turbine)

กังหันไอน้ำเป็นอุปกรณ์สำหรับแปลงพลังงานความร้อนในไอน้ำให้เป็นพลังงานจลน์เพื่อเป็นกำลังขับเคลื่อน โดยใช้กำลังของไอน้ำซึ่งพ่นออกมาด้วยความเร็วสูงในการหมุนใบพัดติดเพลา (Rotor) กังหันไอน้ำมีประสิทธิภาพในการแปลงพลังงานสูง สามารถออกแบบให้มีขนาดกำลังต่างๆได้ และมีความเชื่อถือได้สูง ดังนั้นกังหันไอน้ำจึงเป็นที่นิยมใช้เรื่อยมาจนถึงปัจจุบัน นอกจากนี้ กังหันไอน้ำยังสามารถปรับความเร็วรอบได้สูง สามารถรองรับการเปลี่ยนแปลงภาระ (load) ได้ดี และมีความยืดหยุ่นในการใช้งานในระบบไอน้ำสูงกล่าวคือสามารถระบายไอน้ำที่มีความดัน (หรืออุณหภูมิ) ตามที่ต้องการที่เหมาะสม สำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลการใช้งานกังหันไอน้ำก็เพื่อการผลิตไฟฟ้าโดยใช้ขับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

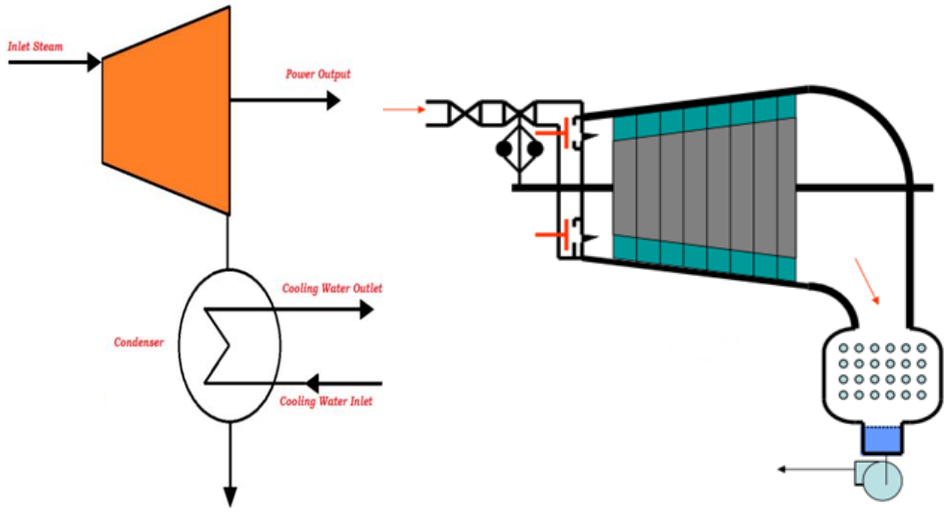
6.1 ประเภทของกังหันไอน้ำ

กังหันไอน้ำจำแนกประเภทได้หลายอย่างตามเกณฑ์ ดังนี้

- แบ่งตามวิธีการใช้ไอน้ำได้เป็น Condensing turbine กับ Extraction turbine
- แบ่งตามลักษณะการทำงานของไอน้ำได้เป็น Impulse turbine กับ Reaction turbine
- แบ่งตามทิศทางการไหลของไอน้ำได้เป็น Axial flow turbine กับ Radial turbine
- แบ่งตามกระบวนการขยายตัวได้เป็นกังหันความดันสูงกับกังหันความดันต่ำ
- แบ่งตามวัฏจักรความร้อนได้เป็น Regenerative turbine กับ Reheat turbine
- แบ่งตามโครงสร้าง เช่น จำนวนของ Compartment หรือ Split
- แบ่งตามประเภทหรือวิธีการเชื่อมต่อกับภาระแรงขับ หรือ
- แบ่งตามความเร็วรอบอีกด้วย

6.1.1 Condensing turbine

Condensing turbine ประกอบด้วยเครื่องควบแน่น ดังแสดงในรูปที่ 6.1 โดยไอน้ำที่ผ่านกังหันแล้วจะขยายตัวจนมีความดันต่ำมาก (เป็นสุญญากาศสูง) และมีผลต่างความร้อนสูง จึงมีแรงขับเคลื่อนต่อปริมาณไอน้ำหนึ่งหน่วยสูง เครื่องควบแน่น (condenser) จะต้องใช้ตัวกลางระบายความร้อน (น้ำหรืออากาศ) จำนวนมาก กังหันชนิดนี้มักใช้เพื่อให้ได้พลังงานไฟฟ้าหรือแรงขับเคลื่อนเท่านั้น ทั่วไปแล้วจะมีประมาณ 2-3 ขั้นความดัน (stage) และมีอัตราการใช้ไอน้ำต่ำที่สุด

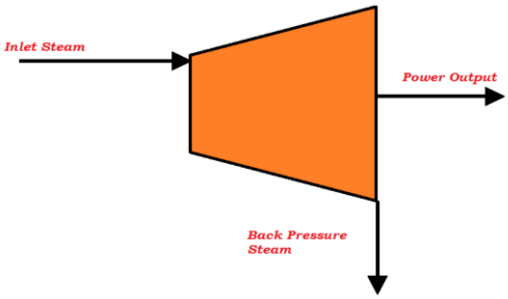


รูปที่ 6.1 แผงผังของ Condensing turbine

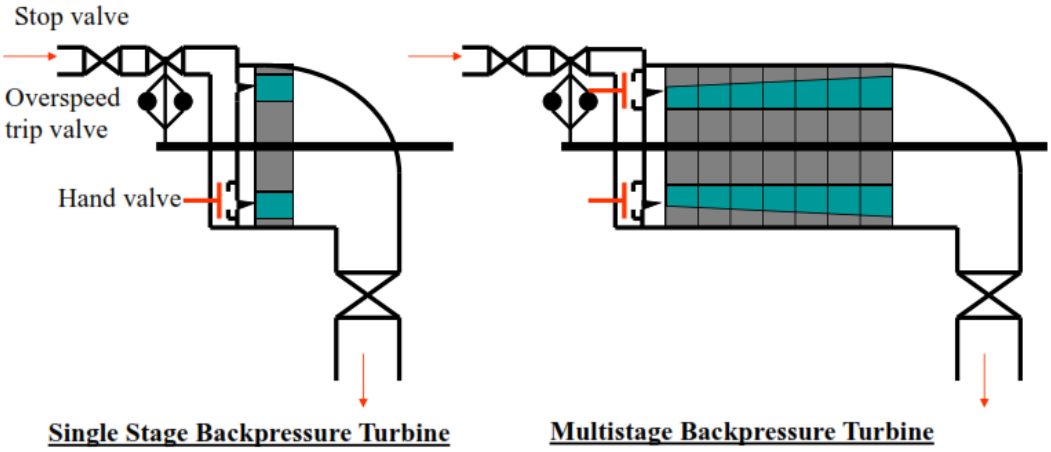
6.1.2 Back pressure turbine

Back pressure turbine ดังแสดงในรูปที่ 6.2 ใช้กันมากในอุตสาหกรรมที่ต้องใช้ไอน้ำจำนวนมากในกระบวนการผลิต เช่นโรงงานน้ำตาล ระบบนี้ไม่จำเป็นต้องมีเครื่องควบแน่น ไอน้ำที่ออกจากกังหันแบบนี้สามารถใช้เป็นไอน้ำสำหรับกระบวนการผลิต ในระบบที่เรียกว่า Cogeneration จึงมีประสิทธิภาพความร้อนของระบบสูง

กังหันชนิดนี้มีแรงขับเคลื่อนต่อปริมาณไอน้ำหนึ่งหน่วยต่ำจึงใช้กับกังหันที่มีกำลังขาออกค่อนข้างต่ำ แรงขับเคลื่อนที่ได้จะขึ้นอยู่กับปริมาณไอน้ำสำหรับกระบวนการผลิตเท่านั้น เนื่องจากค่าของแรงขับเคลื่อน ปริมาณไอน้ำสำหรับกระบวนการผลิต ความดันไอขาออก ความเร็วรอบ นั้นไม่สามารถควบคุมพร้อมๆ กันโดยอิสระ ดังนั้นจะต้องมีระบบส่งไอน้ำบายพาสกังหันพร้อมเครื่องลดความดัน-อุณหภูมิ และสำหรับภาระไฟฟ้าจะต้องเดินเครื่องร่วมกับแหล่งจ่ายไฟอื่นๆ เพื่อให้มีความเร็วรอบตามที่กำหนด



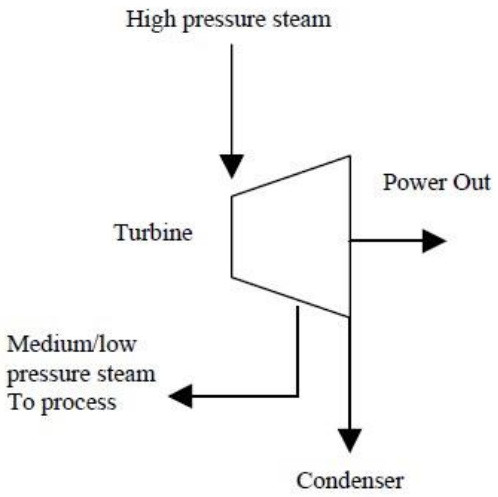
รูปที่ 6.2 (a) Back pressure steam turbine



รูปที่ 6.2 (b) แผงผังของ Back pressure turbine

6.1.3 Extraction turbine

Extraction turbine ดังแสดงในรูปที่ 6.3 (หากไม่ระบุไว้เป็นอย่างอื่นจะหมายถึง Condensing extraction turbine) เป็นกังหันที่สามารถระบายไอน้ำสำหรับใช้ในกระบวนการผลิตออกมาจากตำแหน่งกลางๆ ของกังหัน โดยไอน้ำที่นำออกจะทำการควบคุมความดันด้วย อาจพิจารณาว่ากังหันแบบนี้เป็น Back pressure turbine ต่อกับ Condensing turbine บนเพลาเดียวกัน

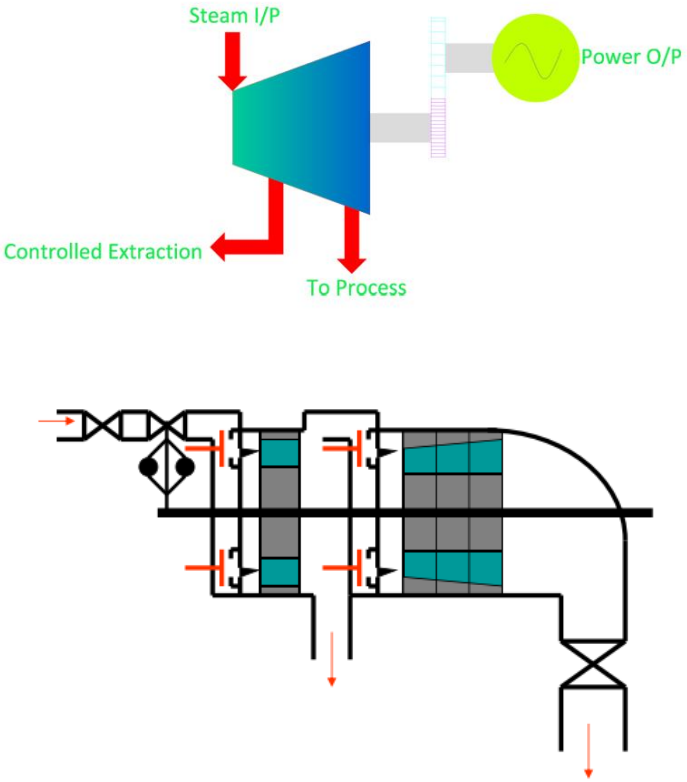


รูปที่ 6.3 แผงผังของ Extraction turbine

6.1.4 Back pressure extraction turbine

Back pressure extraction turbine ดังแสดงในรูปที่ 6.4 เป็นการนำ Back pressure turbine หลายตัวมาต่อกันบนเพลาเดียวกันทำให้สามารถเตรียมไอน้ำสำหรับใช้ในกระบวนการผลิตหลายประเภทตาม

จำนวนของ Back pressure turbine แต่คุณลักษณะในการเดินเครื่องจะเหมือนกับ Back pressure turbine กังหันไอน้ำแบบนี้ใช้งานทั่วไปในโรงงานที่มีความดันไอน้ำหลายระดับ เป็นทางเลือกที่ดีสำหรับการปรับสมดุลของความดันในระบบไอน้ำ และกำจัดการระบายไอ



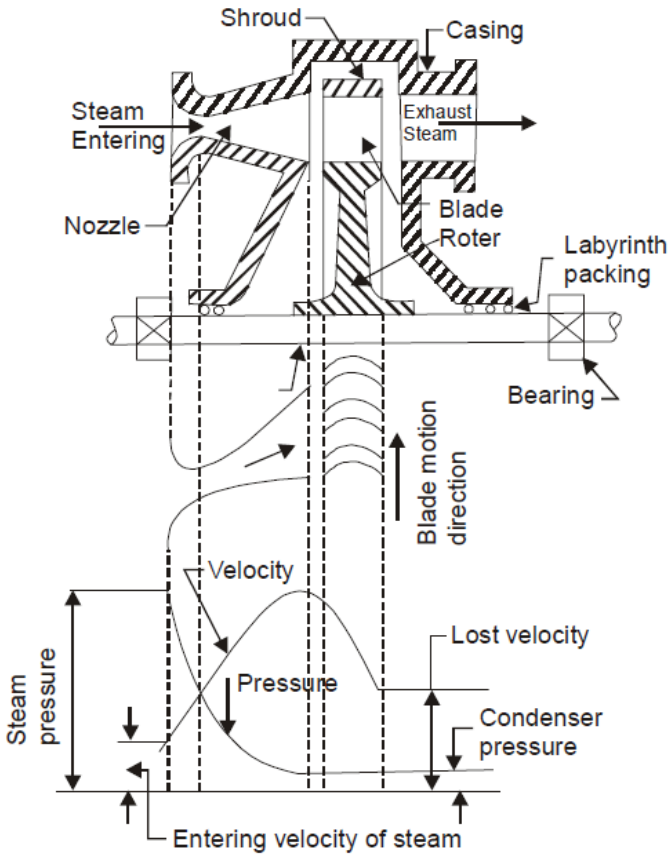
รูปที่ 6.4 แผงผังของ Back pressure extraction turbine

6.1.5 Impulse turbine

กังหันแบบ Impulse ดังแสดงในรูปที่ 6.5 มีส่วนประกอบที่สำคัญอยู่ 2 ส่วน คือ

– หัวฉีด ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานความร้อนจากไอน้ำให้เป็นพลังงานจลน์

– ล้อหรือโรเตอร์ ประกอบด้วยปีกใบพัดซึ่งวางอยู่รอบๆ ล้อ ทำหน้าที่รับพลังงานจลน์ และเปลี่ยนพลังงานจลน์ให้เป็นพลังงานกลโดยการหมุนรอบแกนล้อ กังหันแบบ Impulse จะมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วและความดันของไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 6.6 โดยความดันในส่วนของล้อหรือโรเตอร์จะคงที่

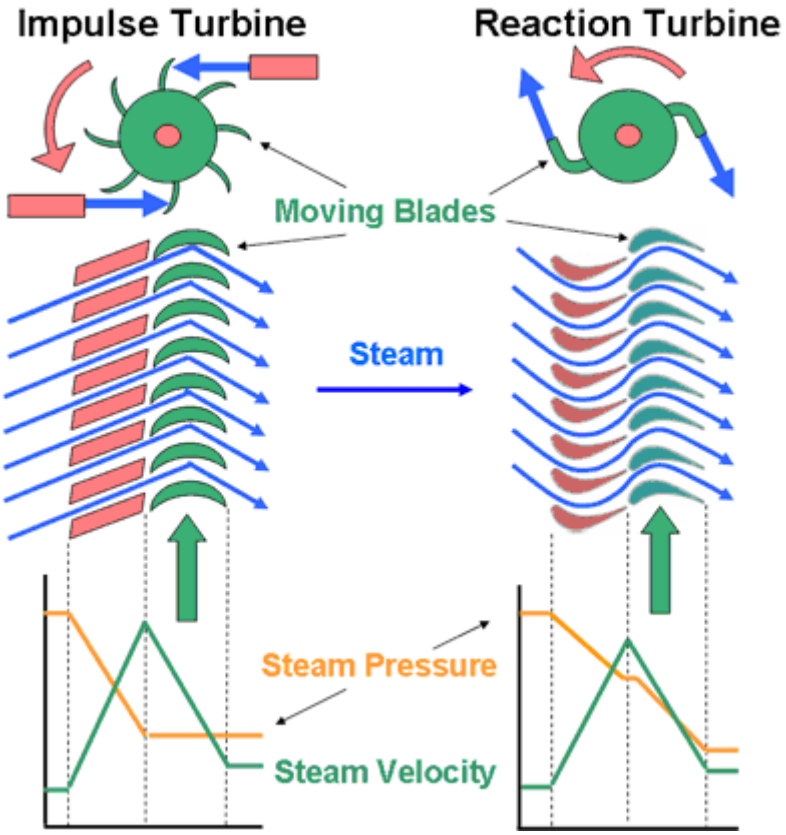


รูปที่ 6.5 แผงผังของ Impulse turbine

6.1.6 Reaction turbine

กังหันแบบ Reaction มีส่วนประกอบที่สำคัญ คือ มีปีกกังหันที่เคลื่อนที่ได้จำนวนหลายแถวติดอยู่ที่ล้อหมุน และปีกกังหันที่ติดอยู่กับที่หลายแถวติดที่เปลือกกังหัน วางสลับกับปีกกังหันที่เคลื่อนที่ซึ่งปีกกังหันที่อยู่กับที่จะทำหน้าที่เป็นหัวฉีด

กังหันแบบ Reaction จะมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วและความดันของไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 6.6 โดยความดันในส่วนของล้อหรือโรเตอร์จะลดลงเช่นเดียวกันในส่วนของสเตเตอร์ (ปีกกังหันที่ติดอยู่กับที่)



รูปที่ 6.6 แผงผังของการทำงานของ Impulse turbine และ Reaction turbine

6.2 การตรวจวัดประสิทธิภาพกังหันไอน้ำ

วิธีการหาค่าประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำจะอ้างอิงจากมาตรฐาน ASME PTC 6 – 2004 Steam Turbines. Performance Test และข้อมูลอ้างอิงทฤษฎีจาก US DOE UNIDO

6.2.1 ขอบเขต

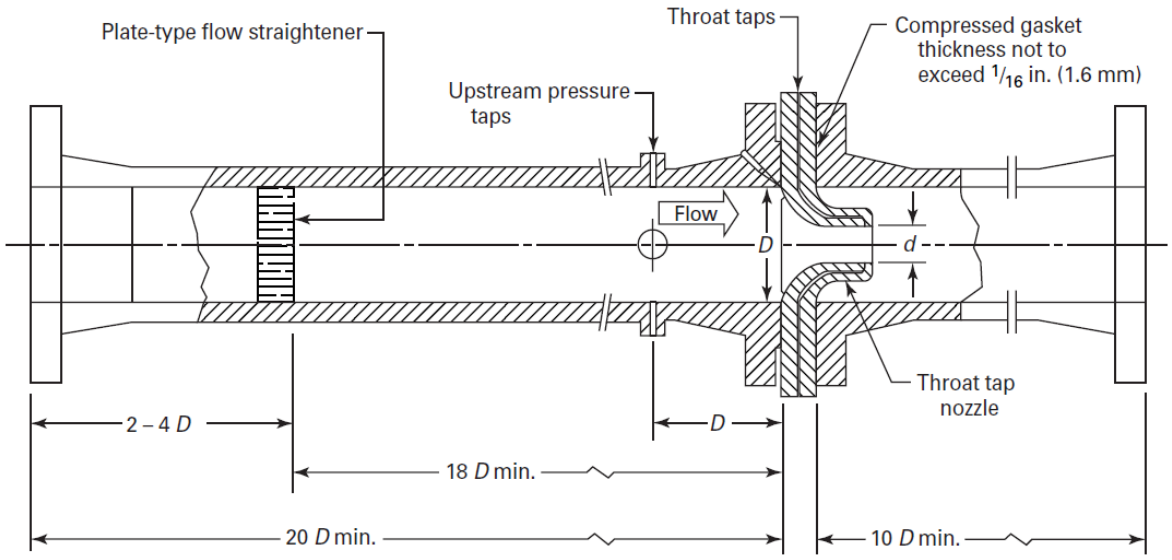
มาตรฐาน ASME PTC 6 – 2004 ใช้สำหรับการทดสอบกังหันไอน้ำที่มีสภาวะไอน้ำทางเข้ากังหันเป็นสภาวะไอน้ำร้อนยิ่งยวด (Superheated steam) โดยตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับมาตรฐานนี้ประกอบด้วย อัตราการใช้พลังงานความร้อน (Heat rate) พลังงานที่ผลิตได้ (Generator output) อัตราการไหลไอน้ำ (Steam flow) และอัตราการไหลน้ำป้อน (Feed water flow) โดยประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำตามมาตรฐานนี้จะคำนวณจากค่าเอนทาลปีของไอน้ำเป็นหลัก

6.2.2 ตัวแปรหรือค่าที่ทำการตรวจวัด

1. อัตราการใช้เชื้อเพลิง
2. อัตราการไหลไอน้ำ

วัดอัตราการไหลของของไหล ด้วยวิธีที่ระบุ เช่น การตวงชั่งน้ำหนัก, ใช้ low-beta-ratio throat-tap nozzle ติดตั้งในช่วงท่อวัดการไหล ที่มี straightener แบบแผ่นเจาะรู หรือ แบบท่อ โดยทำการติดตั้งเพื่อตรวจวัดอัตราการไหลของคอนเดนเสท น้ำป้อน ติดตั้งตามตำแหน่งในแผนภาพอ้างอิง ดังแสดง

ในรูปที่ 6.7 หรืออาจจะมีการวัดอัตราการไหล ด้วยวิธี อื่นๆ เช่น Orifice Plate, Venturi, Enthalpy-Drop Method for Steam Flow เป็นต้น



GENERAL NOTE: No obstruction, such as thermocouple wells, backing rings, etc., are permitted.

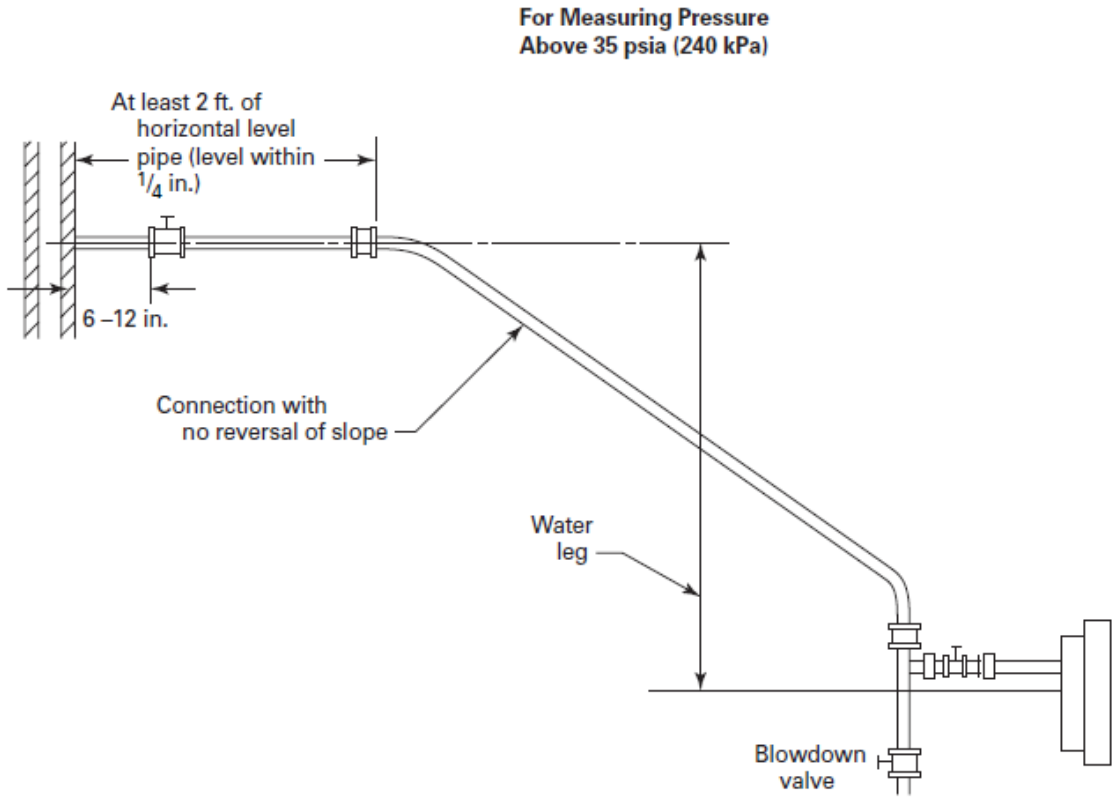
รูปที่ 6.7 การติดตั้งเครื่องวัดอัตราการไหล

3. การวัดอุณหภูมิไอน้ำ

การวัดอุณหภูมิในรายละเอียด อ้างถึง Instruments and Apparatus Supplement ของ Temperature Measurement PTC19.3 ซึ่งแนะนำให้มีค่า uncertainty ของเครื่องมือวัดอุณหภูมิไม่เกิน $\pm$ 0.5 K โดยตำแหน่งที่ติดตั้งควรจะหลีกเลี่ยงให้มีผลกระทบจากการปั่นป่วนของการไหลให้มากที่สุด เช่น ติดตั้งให้ไกลจากการไหลผ่าน ข้องอ ข้อต่อขยาย เป็นต้น

4. การวัดความดัน แต่ละช่วงความดัน

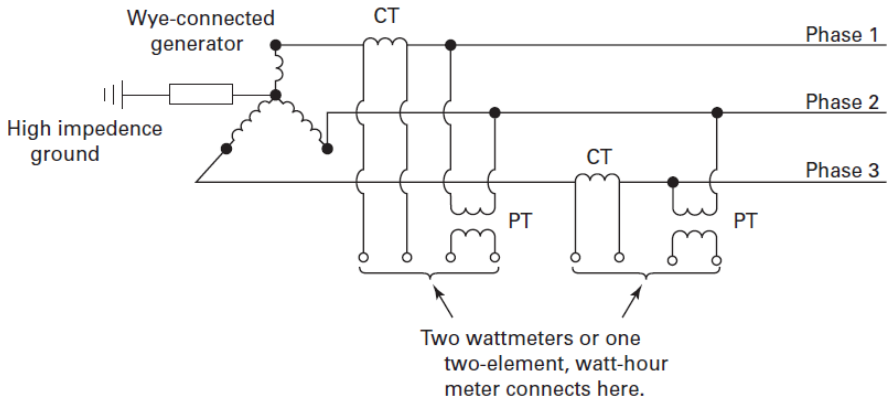
ต้องใช้เครื่องมือวัดที่มีคุณลักษณะที่เหมาะสมตามระบุ เช่น Pressure transducer ที่มีค่าความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 0.10%, Bourdon gages ที่ผ่านการสอบเทียบควรจะต่อผ่านท่อ Pressure Leg เพื่อป้องกันของไหลอุณหภูมิสูงสัมผัสกับเครื่องมือวัด ดังแสดงในรูปที่ 6.8



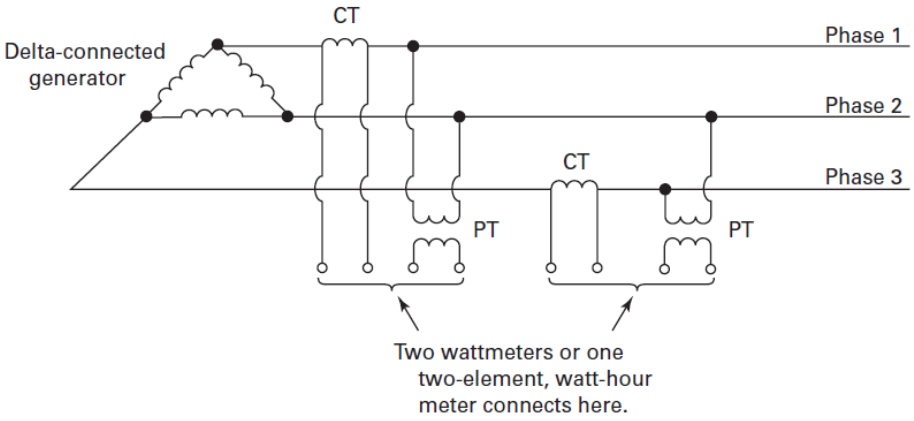
GENERAL NOTES:
(a) Gage may be above, below, or level with pressure tap.
(b) Gage must be set on a level support or leveled by means of leveling screws in base.
(c) Gage must not be subjected to vacuum. Shut valve immediately if turbine is tripped out or before shutting down.
(d) Connecting piping shall not be less than $^3/_8$ in. (10 mm) inside diameter, and $^1/_2$ in. (13 mm) nominal outside diameter, or equivalent tubing (refer to para. 4-17.22).

รูปที่ 6.8 การติดตั้งอุปกรณ์วัดความดัน

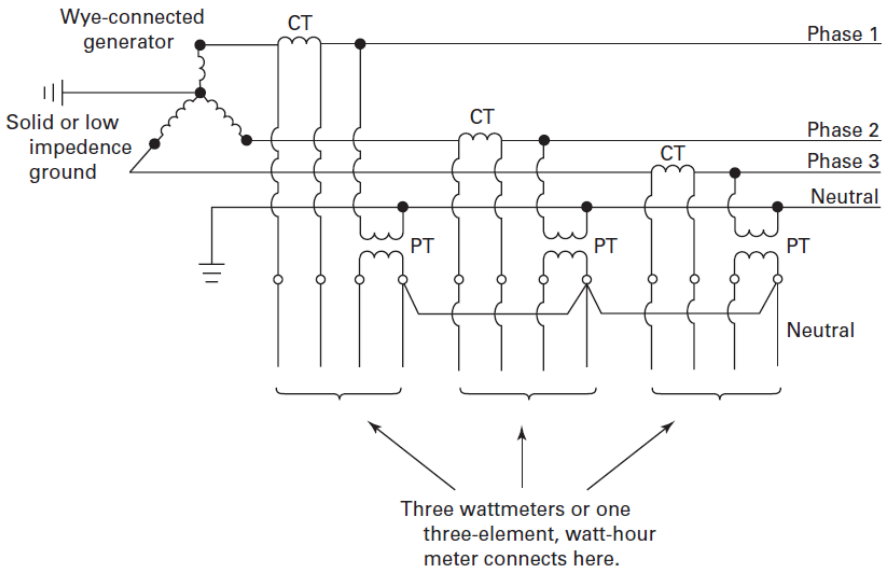
5. การวัดคุณภาพไอน้ำขาเข้าและขาออกกังหันไอน้ำ
6. การวัดรอบการหมุนของกังหันไอน้ำ
7. การวัดกำลังไฟฟ้า มีวิธีวัดดังนี้ Three-Wire System (Wye or Delta) และ Four-Wire System ดังแสดงในรูปที่ 6.9 - 6.11



รูปที่ 6.9 การวัดกำลังไฟฟ้า แบบ Three-Wire System (Wye)

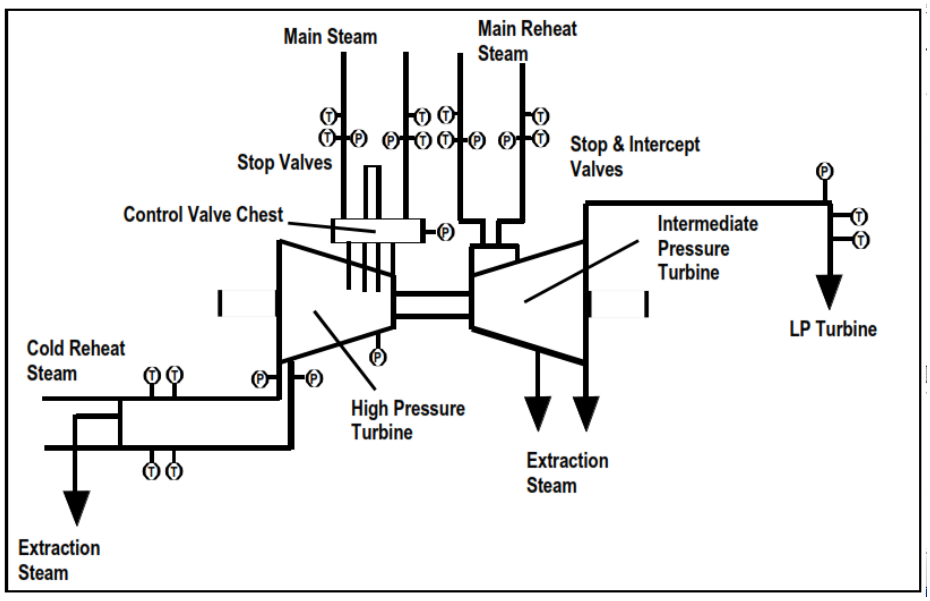


รูปที่ 6.10 การวัดกำลังไฟฟ้า แบบ Three-Wire System (Delta)



รูปที่ 6.11 การวัดกำลังไฟฟ้า แบบ Four-Wire System

2.8 ตำแหน่งการวัดทั้งหมด ดังแสดงในรูปที่ 6.12



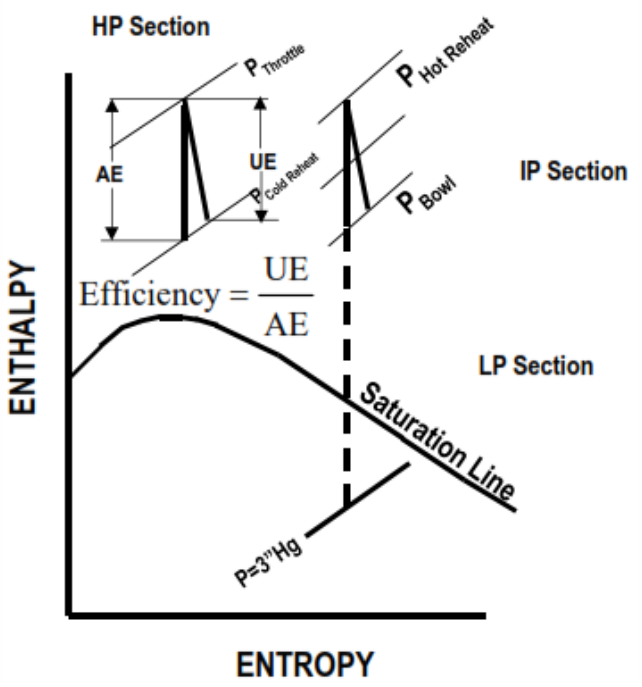
รูปที่ 6.12 ตำแหน่งการวัดทั้งหมด

6.2.3 ขั้นตอนการทดสอบสมรรถนะของกังหันไอน้ำ

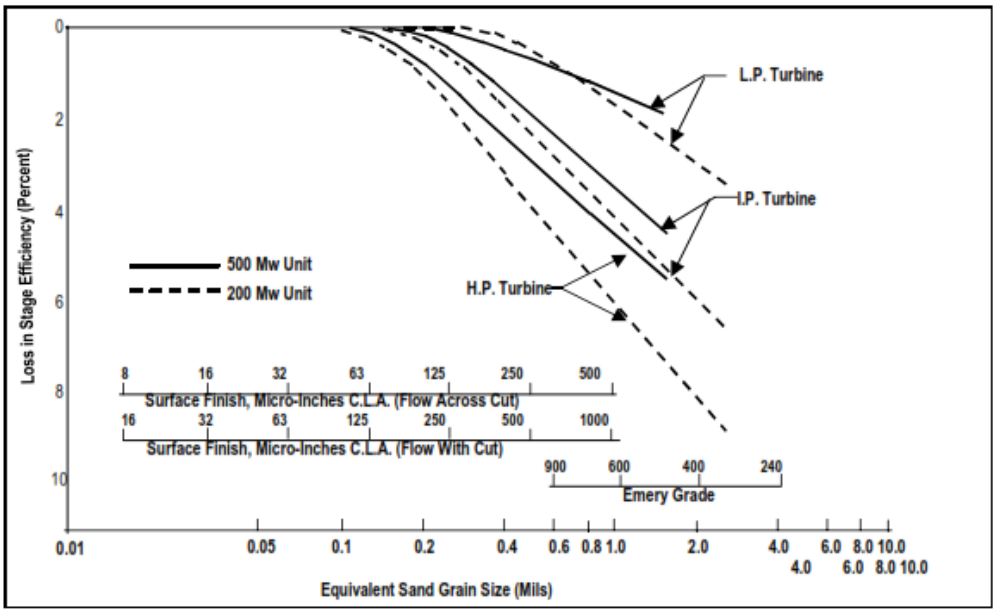
ควรตรวจสอบอุปกรณ์หรือเครื่องมือตรวจวัดให้มีความพร้อมตามข้อกำหนดทางด้านเครื่องมือ และควรรอให้ระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ (Steady running state) ให้ทำการเก็บข้อมูล จากนั้นนำค่าจากการตรวจวัดมาคำนวณหาประสิทธิภาพกังหันไอน้ำแบบไอเซนโทรปิค (Steam turbine isentropic efficiency) อัตราการใช้พลังงานความร้อน (Heat rate) และพลังงานที่ผลิตได้ (Generator output)

6.2.4 หลักการในการทดสอบกังหันไอน้ำ

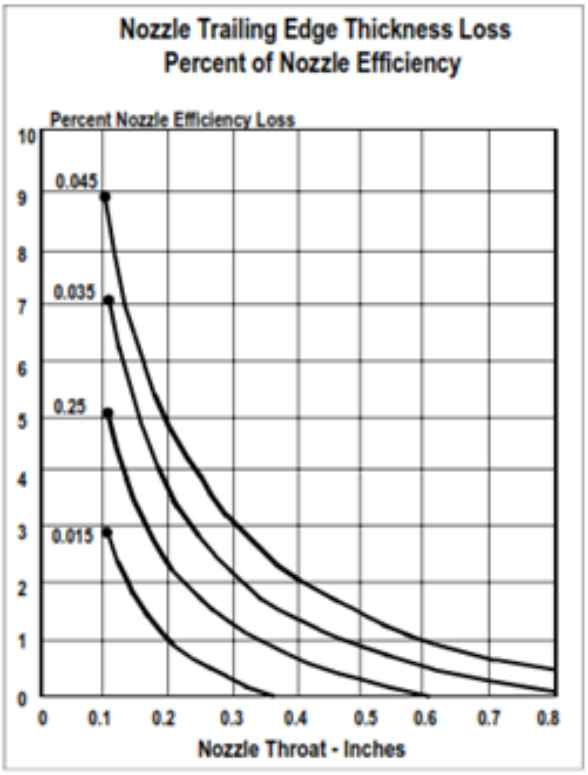
การหาประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำที่ สภาวะของไอน้ำที่ทางเข้ากังหันเป็นไอน้ำร้อนยิ่งยวด (Superheated steam) ที่สามารถใช้ได้ในกังหันความดันสูง (High pressure turbine) และกังหันความดันต่ำ (Low pressure turbine) โดยประสิทธิภาพตามมาตรฐานคำนวณจากอัตราส่วนของพลังงานที่ผลิตได้จริงต่อพลังงานที่ผลิตได้ตามทฤษฎี (Ratio of actual energy to isentropic energy) ดังแสดงตามรูปที่ 6.13 จะเห็นได้ว่าพลังงานที่ผลิตได้จริงจะมีค่าน้อยกว่าพลังงานที่ผลิตได้ตามทฤษฎี เพราะมีความสูญเสียในรูปแบบต่างๆ เช่น ความสูญเสียเนื่องจากความเสียดทาน (Friction loss) ดังแสดงในรูปที่ 6.14 ความสูญเสียจากหัวฉีด (Nozzle loss) ดังแสดงในรูปที่ 6.15 ความสูญเสียของเป้าปะทะลำเจ็ต (Bucket loss) ความสูญเสียที่ปลายใบพัดกังหัน (Tip loss) ความสูญเสียที่ฐานใบพัดกังหัน (Root loss) และ ความสูญเสียทางกล (Mechanical loss) เป็นต้น ซึ่งในที่นี้สามารถประมาณค่าความสูญเสียบางประเภทได้ ดังแสดงในรูปที่ 6.16



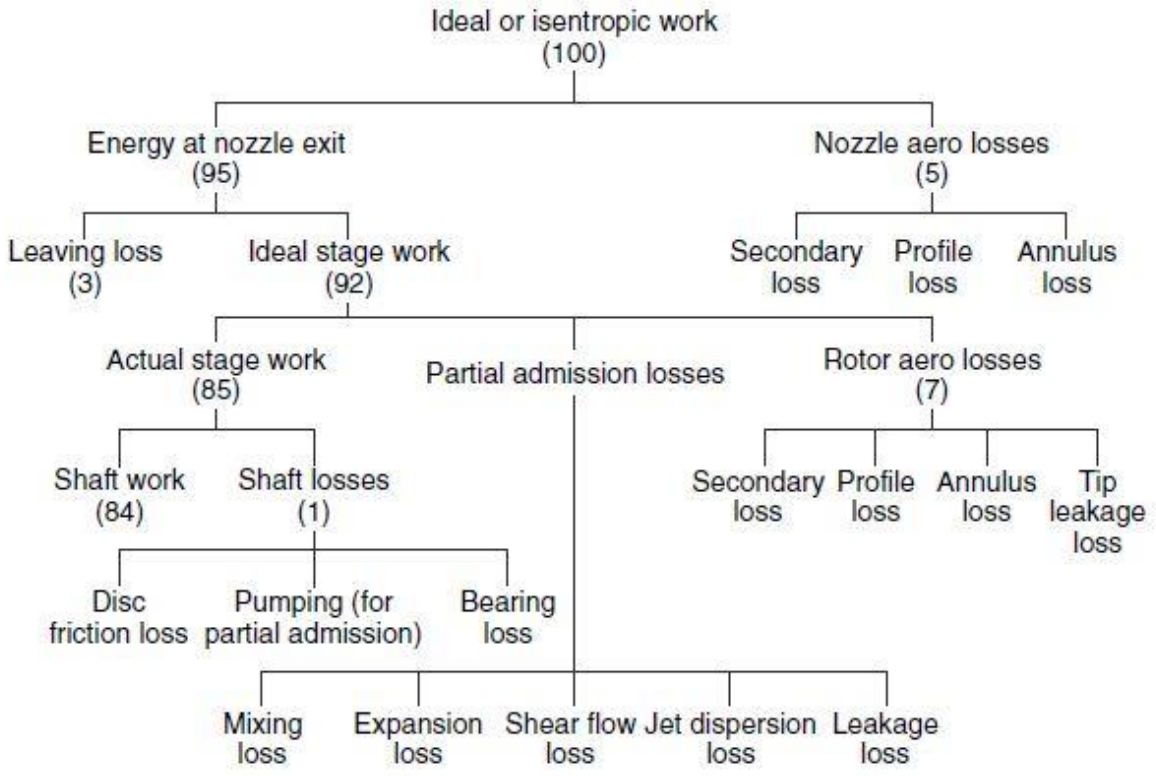
รูปที่ 6.13 การหาประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำโดยใช้ Entropy drop test



รูปที่ 6.14 ผลกระทบของความเรียบผิวที่มีต่อประสิทธิภาพกังหันไอน้ำ



รูปที่ 6.15 ผลกระทบของระยะ Nozzle Throat ที่มีต่อประสิทธิภาพหัวฉีด



รูปที่ 6.16 การประมาณค่าความสูญเสียต่างๆของกังหันไอน้ำ

ประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำจะพิจารณาในเทอมของ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค (Isentropic efficiency) ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบระหว่างงานที่ผลิตได้จริงเทียบกับสภาวะที่สมบูรณ์แบบ (Isentropic) ดังสมการด้านล่างและสามารถแสดงประสิทธิภาพกังหันในแผนภาพ Mollier ดังแสดงในรูปที่ 6.17 โดยทั่วไปประสิทธิภาพจะมีค่าประมาณ 20-80% ซึ่งสิ่งที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพคือการออกแบบและประเภทของวาล์วควบคุม (Throttle and flow nozzle)

$$\eta_{isentropic} = \frac{Actual\ work}{Isentropic\ work} = \frac{\dot{W}_{Actual}}{\dot{W}_{isentropic}}$$

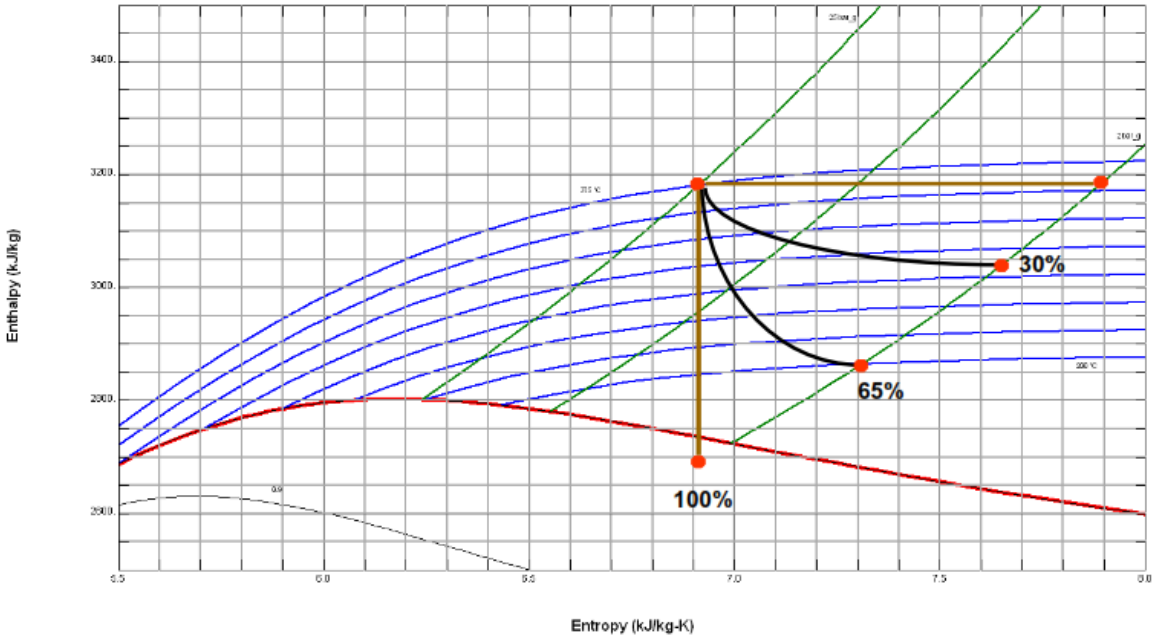
$$= \frac{\dot{m}_{steam}\ (h_i - h_o)_{Actual}}{\dot{m}_{steam}\ (h_i - h_o)_{isentropic}} = \frac{(h_i - h_o)_{Actual}}{(h_i - h_o)_{isentropic}}$$

โดยที่ $\eta_{isentropic}$ คือ ประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำไอเซนโทรปิค $(\%)$

$\dot{m}_{steam}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของผลิตภัณฑ์ (kg/s)

h_i คือ เอนทาลปีไอน้ำขาเข้า (kJ/kg)

h_o คือ เอนทาลปีไอน้ำขาออก (kJ/kg)



รูปที่ 6.17 Mollier Diagram – Isentropic Turbine Efficiency

การหาประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำไอเซนโทรปิคสามารถทำได้ 2 วิธี

(1) รู้สภาวะของไอน้ำเข้าและออก

- มักพบกรณีของ Superheated steam inlet ร่วมกับ Superheated steam outlet มากที่สุดและเป็นกรณีที่ง่ายที่สุดที่จะใช้งาน
- ใช้ไม่ได้กับทางออกที่มีสภาวะอิ่มตัว (Saturated outlet)

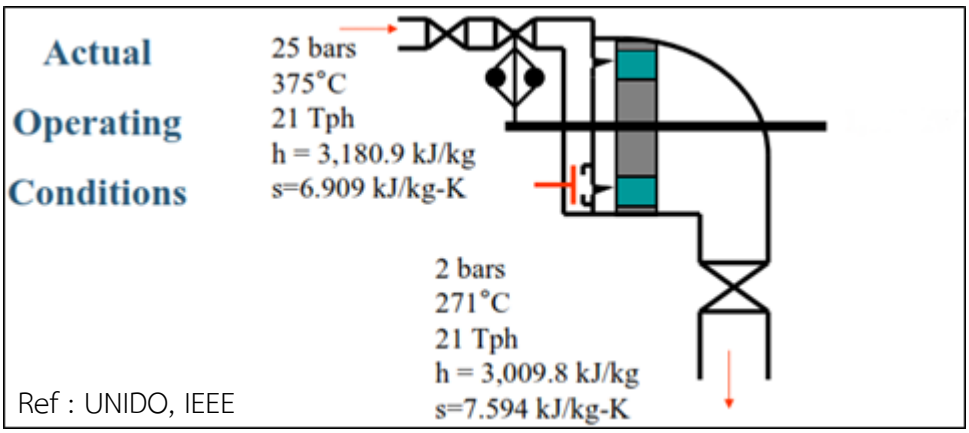
(2) รู้สภาวะของไอน้ำทางเข้าและกำลังที่ผลิตได้

- มักใช้กับหน่วยผลิตกำลังไฟฟ้า
- ต้องใช้ข้อมูลอัตราการไหลของไอน้ำ
- อาจมีทางเลือกอื่นสำหรับอุปกรณ์ที่ขับเคลื่อนทางกลโดยตรง แต่มีความไม่แน่นอนมากขึ้น

6.2.5 ตัวอย่างการประเมิน และการวิเคราะห์ผล

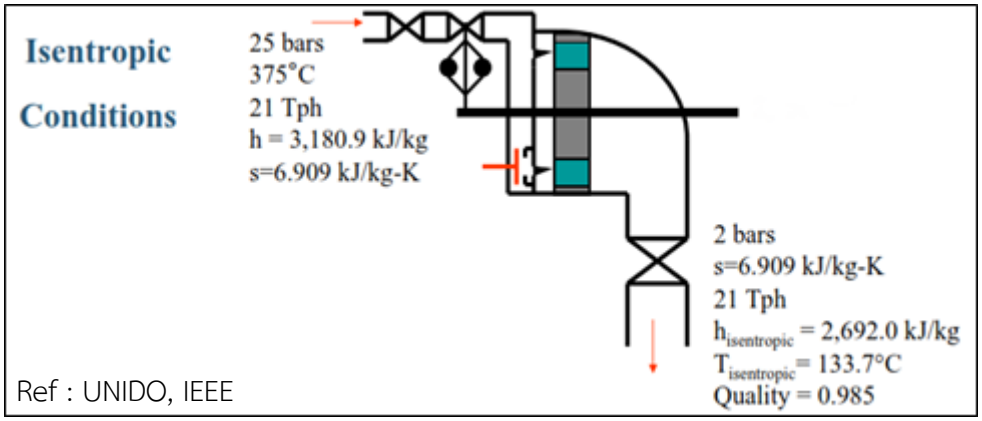
(1) หาประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำแบบไอเซนโทรปิค กรณีรู้สภาวะของไอน้ำขาเข้าและขาออก

(1.1) หากำลังขับทางกลจริง



$$\dot{W}_{Shaft,Actual} = \dot{m}_{steam}\,(h_i - h_o)_{Actual} = \frac{21,000}{3,600}(3,180.9 - 3,009.8) = 1,000\ kW$$

(1.2) หากำลังขับทางกลไอเซนโทรปิค

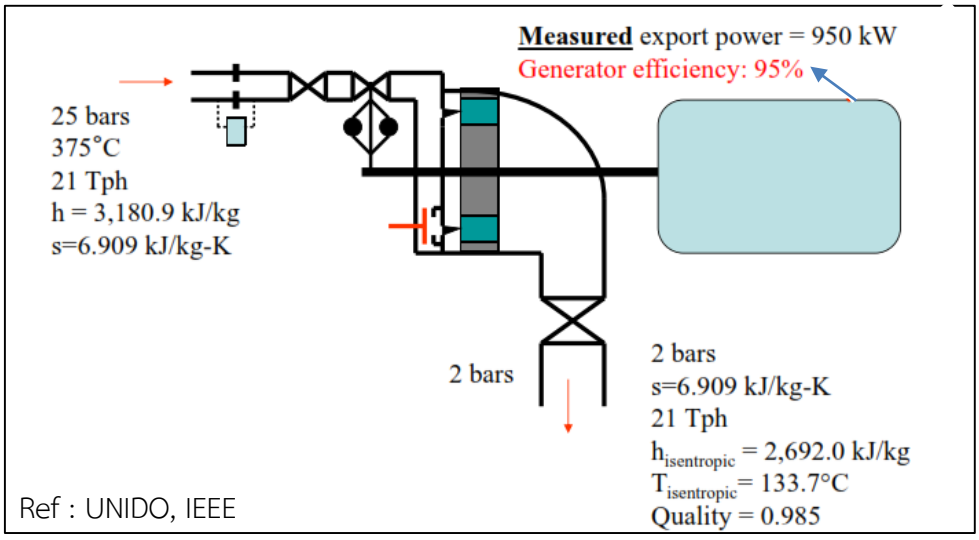


$$\dot{W}_{Shaft,isentropic} = \dot{m}_{steam}\ (h_i - h_o)_{isentropic} = \frac{21,000}{3,600}(3,180.9 - 2,692.0) = 2,850\ kW$$

(1.3) หาประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำไอเซนโทรปิค

$$\eta_{isentropic} = \frac{(h_i - h_o)_{Actual}}{(h_i - h_o)_{isentropic}} = \frac{(3,180.9 - 3,009.8)}{(3,180.9 - 2,692.0)} = 0.35$$

(2) หาประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำแบบไอเซนโทรปิค กรณีรู้สภาวะของไอน้ำขาเข้าและกำลังที่ผลิตได้



$$\dot{W}_{generator} = 950\ kW$$

$$\dot{W}_{turbine,actual} = 1,000\ kW$$

$$\eta_{generator} = 0.95$$

$$\eta_{isentropic} = \frac{Actual\ turbine\ work}{Isentropic\ work} = \frac{\dot{W}_{generator}}{\eta_{generator}\ \dot{W}_{isentropic}} = \frac{\dot{W}_{generator}}{\eta_{generator}\ \dot{m}_{steam}(h_i - h_o)_{isentropic}}$$

$$\eta_{isentropic} = \frac{950\ kW}{0.95}\ \frac{3,600\frac{s}{h}}{21,000\frac{kg}{h}}\ \frac{1}{(3,180.9\frac{kJ}{kg} - 2,692.0\frac{kJ}{kg})} = 0.35$$

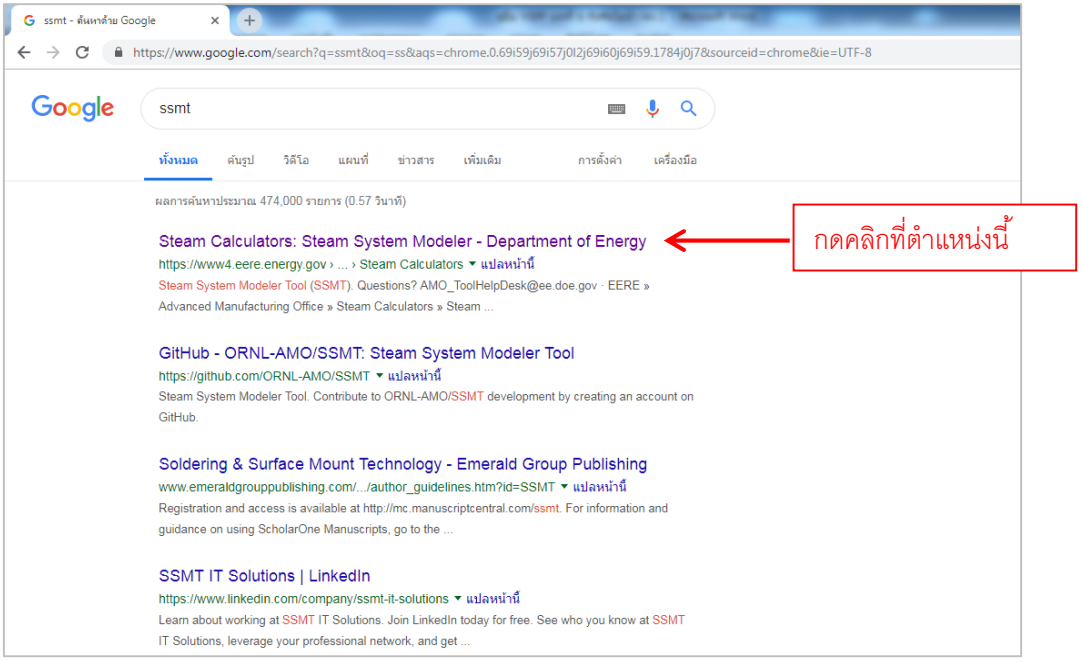
(3) การหาประสิทธิภาพของกังหันไอน้ำแบบไอเซนโทรปิค ในกรณีที่เป็น extraction turbine จะใช้สมการดังนี้

$$\eta_T = \frac{Actual\ Turbine\ Work}{Isentropic\ Turbine\ Work} = \frac{W_A}{W_S} = \frac{\{(h_1 - h_{2A}) + (h_{2A} - h_{3A})\}}{h_1 - h_{3S}}$$ หรือ

$$\eta_{isen} = \frac{(\eta_{isen,1} \times E_{ext1}) + (\eta_{isen,2} \times E_{ext2})}{E_1 + E_2}$$

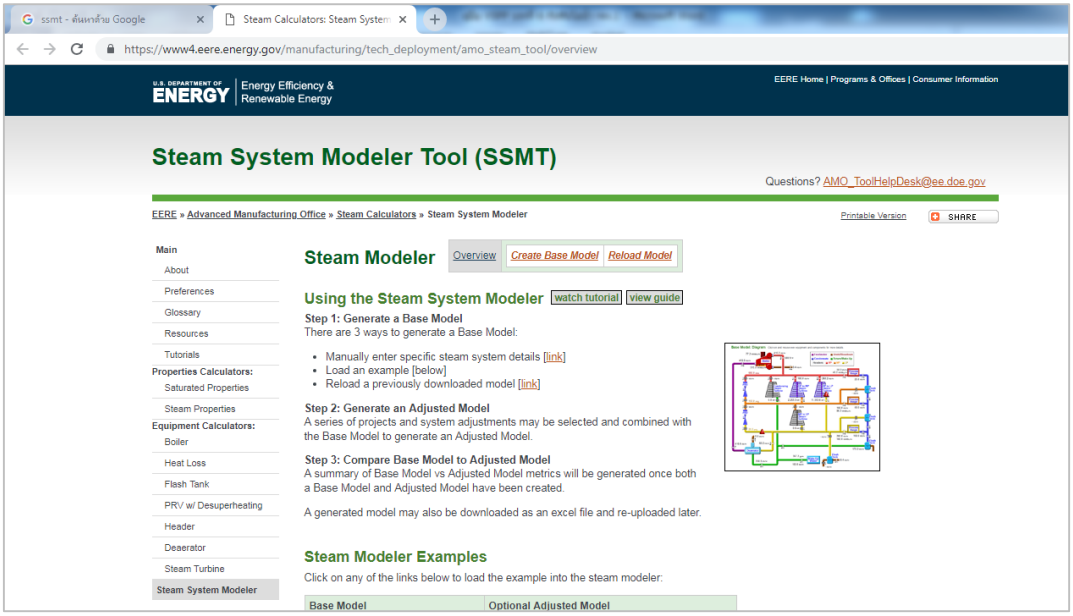
6.2.6 การประเมิน และการวิเคราะห์ผล ผ่านเว็บไซต์กระทรวงพลังงานอเมริกา ด้วยโปรแกรม Steam System Modeler Tool (SSMT)

ตัวอย่างการหาประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ จากเว็บไซต์กระทรวงพลังงานของอเมริกา โดยสามารถเข้าไปใช้งานโปรแกรมได้ที่เว็บไซต์ของทางกระทรวงพลังงานของอเมริกาดังต่อไปนี้ www4.eere.energy.gov/manufacturing/tech_deployment/amo_steam_tool/overview หรือค้นหาคำว่า ssmt ใน Google จะแสดงหน้าต่างดังแสดงในรูปที่ 6.18



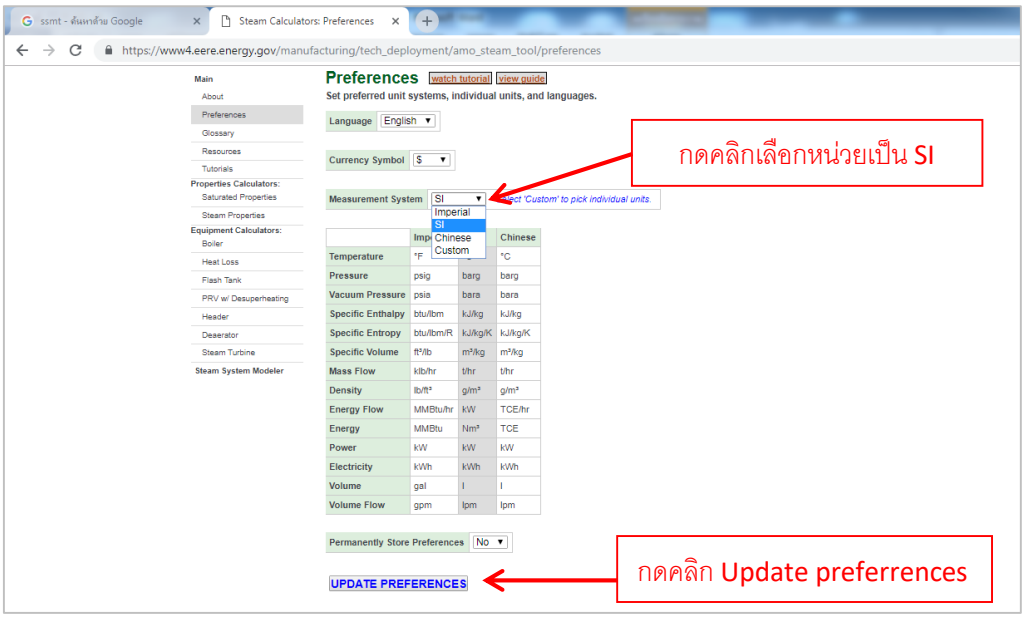
รูปที่ 6.18 วิธีการค้นหาโปรแกรม SSMT ในเว็บไซต์ google

จะปรากฏหน้าเว็บไซต์ของกระทรวงพลังงานอเมริกาในส่วนของโปรแกรม Steam System Modeler Tool (SSMT) ขึ้นมาดังแสดงในรูปที่ 6.19



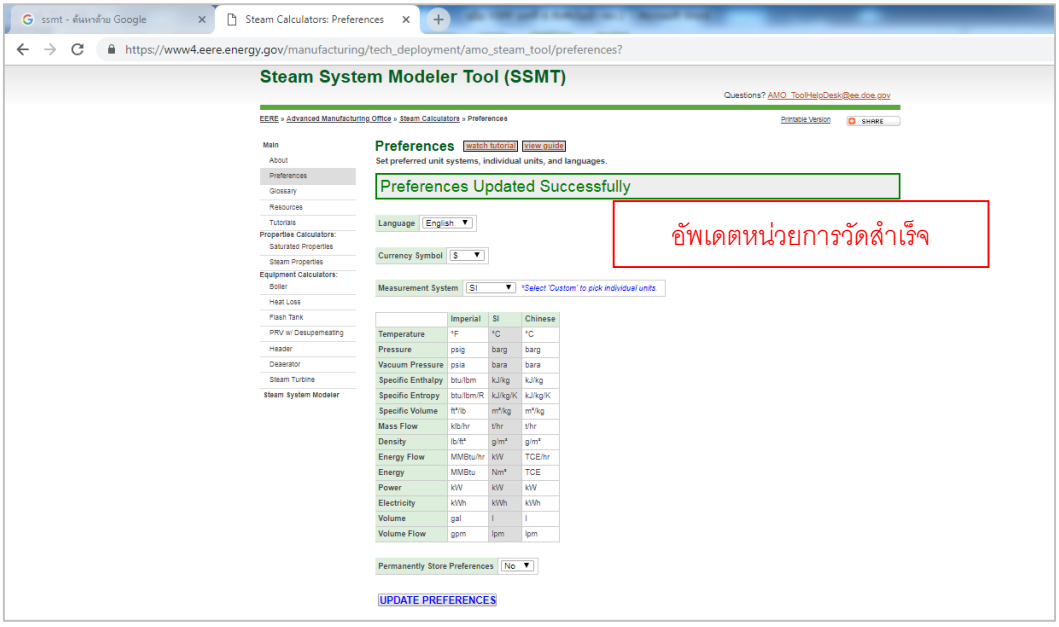
รูปที่ 6.19 หน้าต่างโปรแกรม SSMT

กดคลิกที่ Preference เพื่อกำหนดหน่วยการวัดที่แสดงของค่าต่างๆ จากนั้นให้เลือกแถบของ Measurement System เลื่อนลงเลือกหน่วยที่ใช้กันทั่วไปตามมาตรฐานเป็นหน่วย SI และทำการกด Update preferences ด้านล่างด้วยโปรแกรมจะจำหน่วยการวัดที่กำหนดให้เพื่อใช้ในการคำนวณทั้งหมด ดังแสดงในรูปที่ 6.20



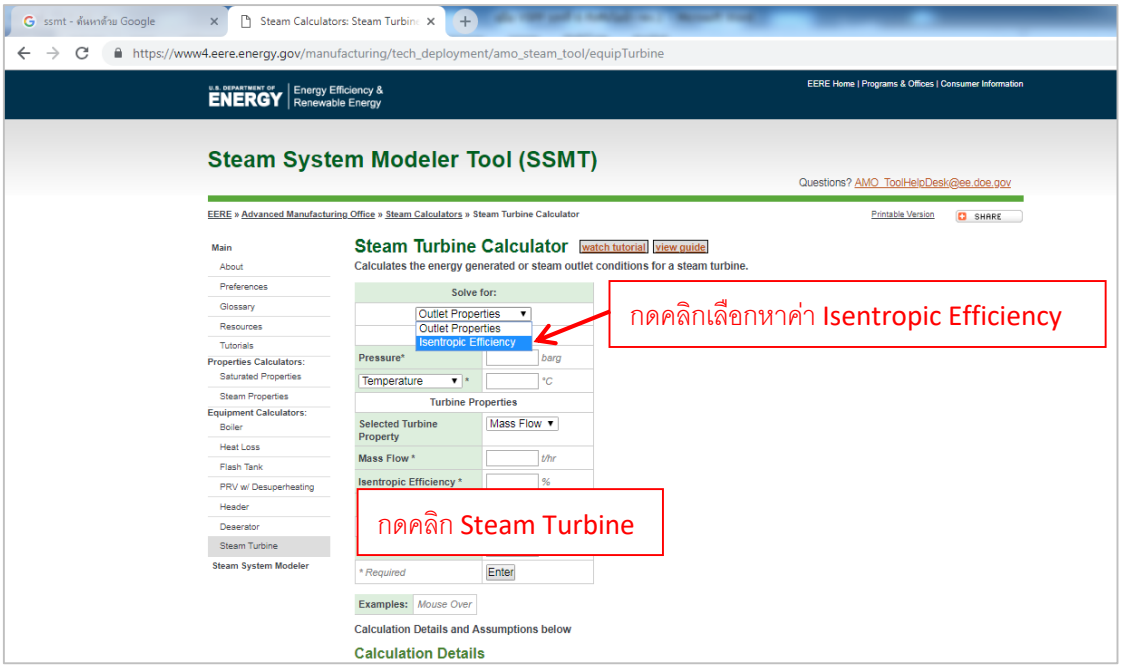
รูปที่ 6.20 ขั้นตอนการเปลี่ยนหน่วยการวัดในโปรแกรม SSMT

ถ้าการกำหนดหน่วยการวัด Update สำเร็จ ระบบจะขึ้นหน้าต่างคำว่า Preferences Updated Successfully แสดงว่าระบบได้จำหน่วยการวัดดังกล่าวแล้ว ดังแสดงในรูปที่ 6.21



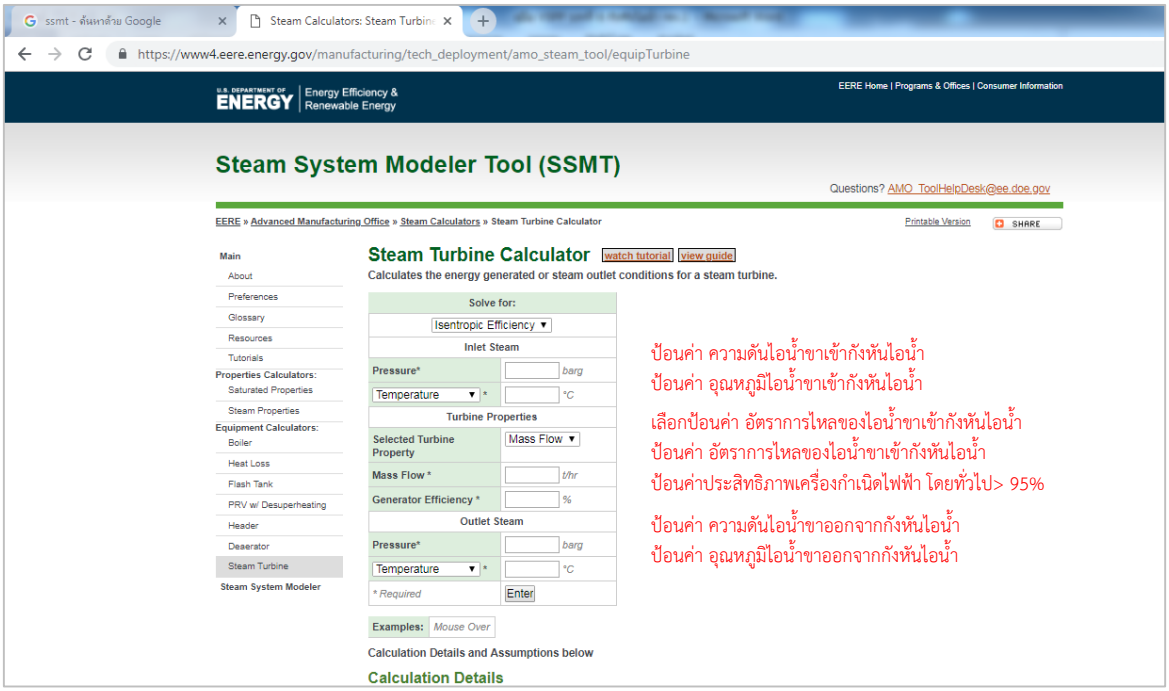
รูปที่ 6.21 ขั้นตอนการเปลี่ยนหน่วยการวัดในโปรแกรม SSMT

จากนั้นให้คลิกเลือกที่แถบ Steam Turbine ระบบจะแสดงหน้าต่างมาให้กำหนดค่าตัวแปรสำคัญที่ใช้ในการคำนวณประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 6.22



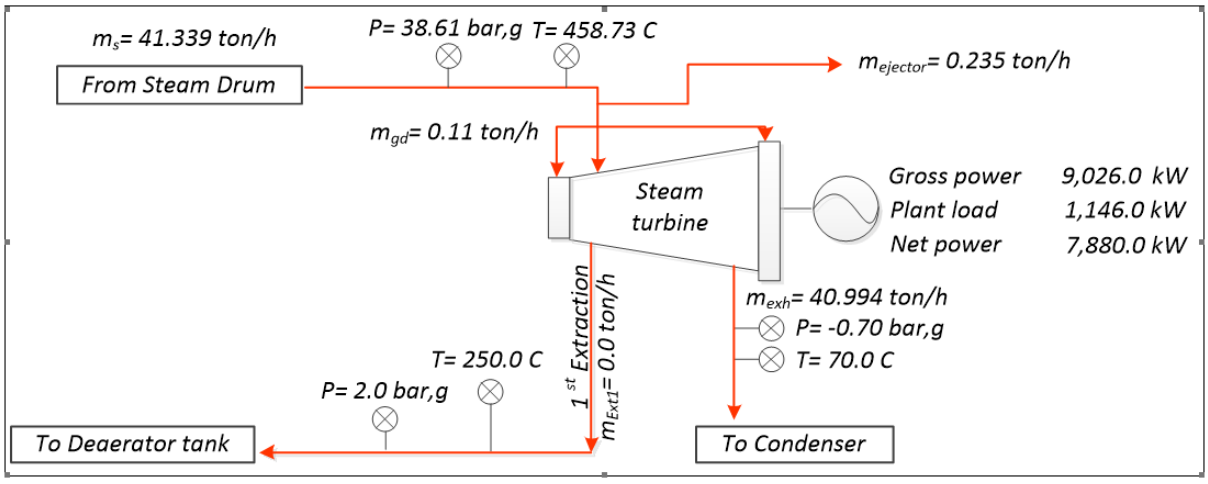
รูปที่ 6.22 การตั้งค่าในการหาคำนวณหาค่า Isentropic Efficiency

ให้เลือกที่แถบ Solve for คลิกเลือกคำว่า Isentropic Efficiency เพื่อหาค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ จากนั้นให้กรอกค่าตัวแปรสำคัญที่ใช้ในการคำนวณ และกดคลิก Enter ทำการคำนวณผลประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 6.23

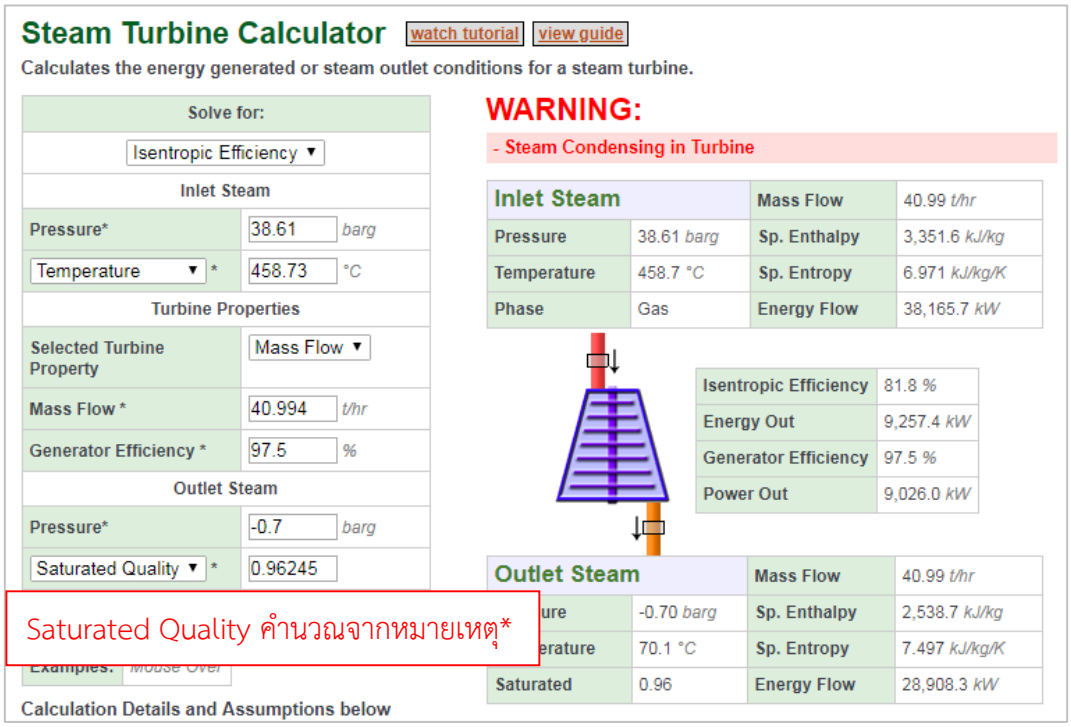


รูปที่ 6.23 การป้อนค่าต่างๆลงในโปรแกรม SSMT

ตัวอย่างการคำนวณจากข้อมูลไดอะแกรมการใช้ไอน้ำของกังหันไอน้ำของโรงไฟฟ้าแห่งหนึ่ง ดังแสดงในรูปที่ 6.24-6.27 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค ดังแสดงในตารางที่ 6.1



รูปที่ 6.24 ไดอะแกรมการใช้ไอน้ำของกังหันไอน้ำ (Steam turbine)

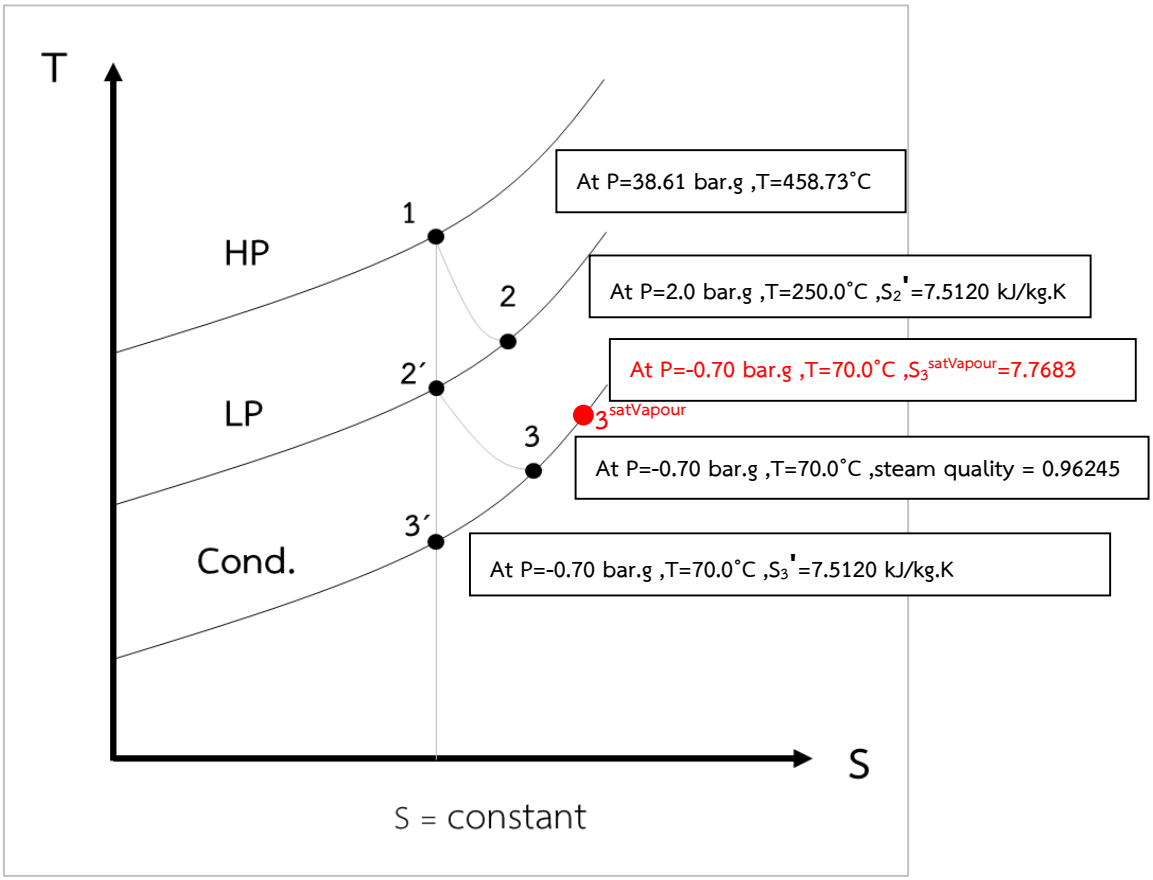


Actual turbine work (HP to Condenser)

รูปที่ 6.25 การเติมค่าตัวแปรต่างๆในโปรแกรม SSMT

หมายเหตุ*

การหา Saturated quality ของไอน้ำขาออกกังหันไอน้ำก่อนเข้าสู่เครื่องควบแน่นคำนวณจาก Entropy steam to condenser คงที่ $S_3'=S_2'$ = 7.5120 kJ/kg.K ซึ่งค่า Entropy steam saturated vapour $S_3^{satVapour}$=7.7683 kJ/kg.K ดังแสดงในรูปที่ 6.26 และค่า Entropy at liquid S_3^{liquid}=0.9441 kJ/kg.K ที่สถานะความดันไอน้ำ P_3=0.30 bar(abs) ,$S_3 < S_3^{satVapour}$ ดังนั้นสถานะของไอน้ำที่ Two-Phase สามารถคำนวณโดย Interpulate ที่ T_3' = 69.118 °C



รูปที่ 6.26 กราฟ Isentropic ของ Steam turbine

จะได้สมการ;

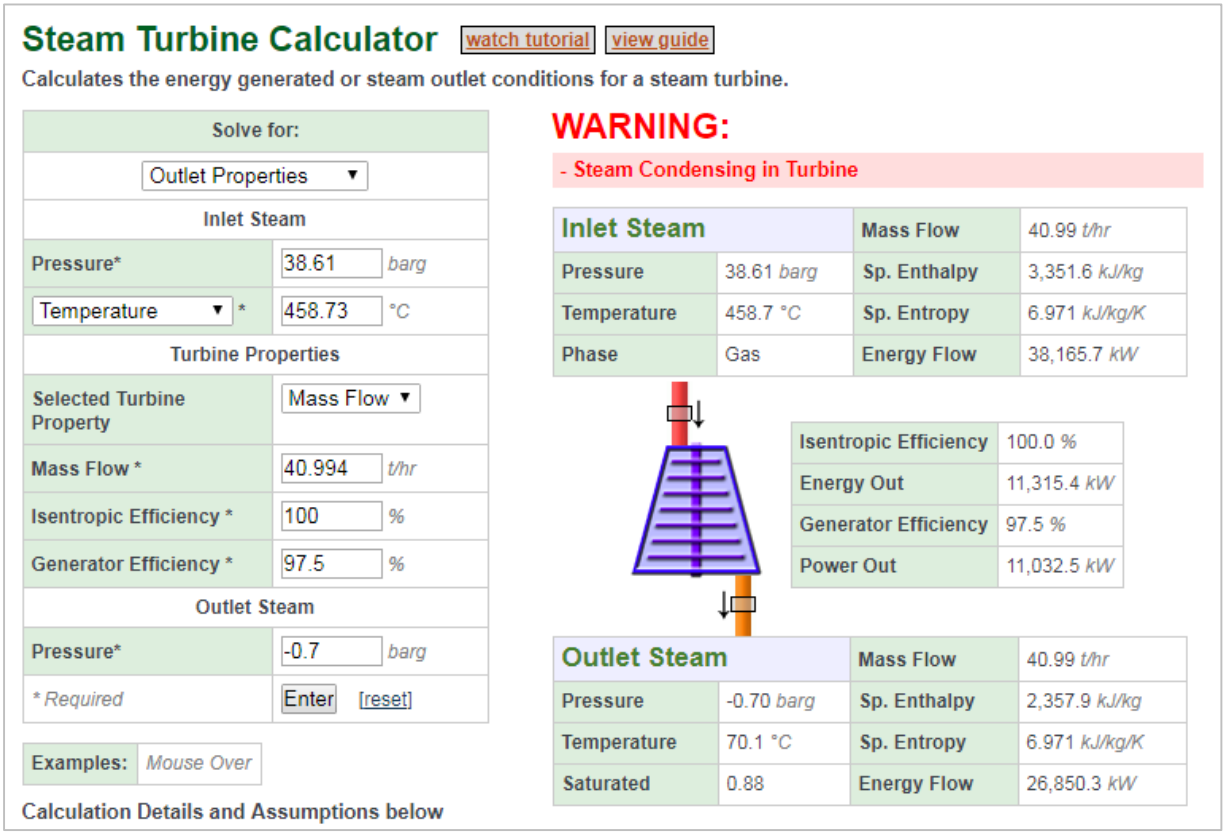
$$Saturated\ Quality\ (q') = \frac{S_3'(vapour) - S_3(liquid)}{S_3^{Sat}(vapour) - S_3(liquid)}$$

$$= \frac{7.5120 - 0.9441}{7.7683 - 0.9441}$$

$$= 0.96245$$

ดังนั้นค่า Saturated quality มีค่าเท่ากับ 0.96245 นำค่าไปกรอกใส่ในโปรแกรม Steam System Modeler Tool (SSMT) ระบบจะคำนวณหาค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำเครื่องนี้เท่ากับ 81.80% และกำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ทั้งหมดประมาณ 9,026.0 kW

ตัวอย่างการคำนวณค่าอุดมคติของกังหันไอน้ำที่มีประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค 100% แสดงดังรูปที่ 6.27



Ideal turbine work (HP to Condenser)

รูปที่ 6.27 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์

ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ ตามข้อมูลในรูปที่ 6.24 และรูปที่ 6.25 แสดงในตารางที่ 6.1

ตารางที่ 6.1 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ

ตัวแปร	หน่วย	ข้อมูล
HP Steam		
Steam consumption	ton/h	40.994
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,351.6
Extraction 1: LP		
Energy out	kW	0.0
Isentropic Efficiency	%	0.0
Generator Efficiency	%	0.0
Power out (Actual)	kW	0.0
Energy out (Ideal)	kW	0.0
Exhaust steam: Cond.		
Energy out	kW	9,026.0

ตารางที่ 6.1 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ (ต่อ)

ตัวแปร	หน่วย	ข้อมูล
Exhaust steam: Cond.		
Isentropic Efficiency	%	81.8
Generator Efficiency	%	97.5
Power out (Actual)	kW	9,026.0
Energy out (Ideal)	kW	11,032.5
Isentropic Efficiency	**%**	**81.8**
Gross power	**kW**	**9,026.0**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.542**

6.3 การอนุรักษ์พลังงานสำหรับกังหันไอน้ำ

6.3.1 ความสูญเสียของกังหันไอน้ำ

สมรรถนะของกังหันไอน้ำจะแสดงด้วยค่าประสิทธิภาพของกังหัน ประสิทธิภาพภายในของกังหันหรืออัตราความสิ้นเปลืองไอน้ำ ความสูญเสียต่างๆของกังหันไอน้ำจะทำให้ประสิทธิภาพของกังหันด้อยลง ความสูญเสียของกังหันไอน้ำที่เกิดขึ้นที่ตัวกังหันไอน้ำ แบ่งออกเป็นความสูญเสียภายในกับความสูญเสียภายนอก ดังนี้

(ก) ความสูญเสียภายใน

(1) ความสูญเสียเชิงอากาศพลศาสตร์ของใบพัด

- ความสูญเสียจาก Profile ของใบพัดที่เกิดจากรูปร่างของ Nozzle และตัวใบพัดเอง
- ความสูญเสียจากไอน้ำเปียกเมื่อไอน้ำขยายตัวเข้าไปในเขตไอน้ำเปียก
- ความสูญเสียจากการที่ใบพัดกวนไอน้ำรอบๆ
- ความสูญเสียจากการรั่วภายในที่ Nozzle และรอบๆ ใบพัด

(2) ความสูญเสียในไอเสีย

- ความสูญเสียความเร็วที่ไอน้ำพุ่งออกจากใบพัดชั้นสุดท้ายโดยยังมีพลังงานจลน์อยู่ (ความสูญเสียขาออกของไอน้ำ)
- ความสูญเสียของไอเสียที่เกิดขึ้นระหว่างจากทางออกใบพัดชั้นสุดท้ายไปยังเครื่องควบแน่น เป็นต้น

(ข) ความสูญเสียภายนอก

(1) ความสูญเสียจากการรั่วออกภายนอกขณะที่ไอน้ำรั่วออกข้างนอกจากจุดที่ Rotor เคลื่อนที่ผ่าน Casing

(2) ความสูญเสียเชิงกล

- ความสูญเสียจากแรงเสียดทานที่เพลา
- ความสูญเสียแรงขับเคลื่อนในอุปกรณ์เสริมที่ต้องไปขับปั๊มไฮโดรลิคที่ต่อตรงกับ Rotor หรือเครื่องปรับความเร็ว
- ความสูญเสียที่เกียร์ (เฟือง)

(3) ความสูญเสียความดันที่วาล์วต่างๆ

- ความสูญเสียที่วาล์วกั้นไอน้ำและวาล์วปรับไอน้ำ
- ความสูญเสียความดันในเส้นทางไอน้ำ เช่น ท่อไอน้ำ

(4) ความสูญเสียจากการแผ่รังสีความร้อน เป็นต้น

ความสูญเสียต่างๆ เหล่านี้ ที่สูญเสียมากที่สุด ได้แก่ “ความสูญเสียเชิงอากาศพลศาสตร์ของใบพัด” ในตัวอย่างรายหนึ่ง ความสูญเสียนี้คิดเป็น 70% ของความสูญเสียทั้งหมด รองลงมาคือ “ความสูญเสียในไอเสีย”15% และ “ความสูญเสียความดันที่วาล์วต่างๆ” 10%

(ค) สมรรถนะที่ภาระไม่เต็มพิกัด

หากเดินเครื่องกังหันไอน้ำที่สภาวะอื่นนอกเหนือจากจุดที่ออกแบบไว้ (โดยทั่วไปคือที่พิกัด) ประสิทธิภาพจะลดต่ำลง สาเหตุประการหนึ่งก็คือ เมื่อมีภาระไม่เต็มพิกัด อัตราส่วนความเร็วของใบพัด u / c (u เป็นความเร็วของปลายใบพัด [m/s] c เป็นความเร็วสัมบูรณ์ของไอน้ำที่ออกมาจาก Nozzle [m/s]) ซึ่งเป็นตัวชี้วัดประสิทธิภาพจะไม่อยู่ที่จุดที่เหมาะสมที่สุด ทำให้ประสิทธิภาพลดต่ำลง และความสูญเสียของวาล์วปรับไอน้ำจะเพิ่มขึ้น

นอกจากนี้ ในสภาวะที่ภาระไม่เต็มพิกัด แม้ว่าความสูญเสียเชิงกลจะแทบไม่เปลี่ยนแปลง แต่สัดส่วนของความสูญเสียต่อกำลังขาออกของกังหันไอน้ำจะมีค่าเพิ่มขึ้น ใน Condensing turbine ความสูญเสียในไอเสียจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น

ใน Extraction turbine การเพิ่มหรือลดปริมาณไอน้ำที่นำออกมาจาก Turbine จะทำให้ปริมาณไอน้ำที่ไหลผ่านกังหันช่วงก่อนนำไอน้ำออกมา (ส่วนความดันสูง) กับผ่านกังหันหลังนำไอน้ำออกมา (ส่วนความดันต่ำ) มีการเปลี่ยนแปลงอย่างมาก กล่าวคือ Extraction turbine เป็นกังหันไอน้ำที่จะมีกังหันบางส่วนที่มีภาระไม่เต็มพิกัด หรือบางส่วนมีภาระเกินพิกัดอยู่เสมอ ดังนั้น ในการวางแผน Extraction turbine ควรจะพิจารณาช่วงการแกว่งของปริมาณไอน้ำที่นำมาออกมาใช้อย่างถี่ถ้วน หากจัดซื้อ Extraction turbine ที่ออกแบบมาสำหรับช่วงการแกว่งกว้างมากซึ่งแทบไม่ได้ใช้งานเลย กังหันไอน้ำจะทำงานด้วยประสิทธิภาพต่ำอยู่เสมอ ไม่เพียงแต่จะเป็นการไม่ประหยัดเท่านั้น แต่ยังมีพลังงานสูญเสียจำนวนมากอีกด้วย

6.3.2 การควบคุมการเดินเครื่องกังหันไอน้ำ

หากในทางปฏิบัติหากไม่ได้ควบคุมการเดินเครื่องกังหันไอน้ำอย่างเหมาะสมจะทำให้สมรรถนะของกังหันไอน้ำลดลง หากการใช้งานกังหันไอน้ำในทางปฏิบัติมีการเบี่ยงเบนจากที่วางแผนไว้ตอนแรกเป็นระยะเวลานาน จะต้องคิดหามาตรการแก้ไขเพื่ออนุรักษ์พลังงาน

6.3.2.1 การป้องกันการเสื่อมสมรรถนะ

เมื่อเดินเครื่องกังหันไอน้ำไปเป็นเวลานาน สมรรถนะจะลดลงตามเวลา จึงต้องตรวจสอบและประเมินสภาพการณ์อย่างถูกต้อง ทำการซ่อมแซมและบูรณะอย่างเป็นระบบและอย่างคุ้มค่า มีการสับเปลี่ยนชิ้นส่วนสึกหรอเพื่อป้องกันสมรรถนะเสื่อมลง สาเหตุของการเสื่อมสมรรถนะมีทั้งที่เกิดจากตัวกังหันไอน้ำเองและเกิดจากที่อื่น สาเหตุของการเสื่อมสมรรถนะมีดังต่อไปนี้

(1) การมีตะกรันเกาะที่ใบพัด

เมื่อมีสารประกอบออกไซด์ของ Fe, Si, Cu ฯลฯ หรือสารประกอบของ Na, Ni ฯลฯ ปะปนมาที่กังหันไอน้ำเนื่องจาก Carry over ในไอน้ำ แล้วไปเกาะที่ Moving blade หรือ Fixed blade จะทำให้ผิวหน้าของใบพัดมีความหยาบเพิ่มขึ้น ทำให้ความสูญเสียจากแรงเสียทานของใบพัดมีค่าสูงขึ้น หากตะกรันมีขนาดใหญ่ขึ้น จะทำให้ Profile ของใบพัดเบี่ยงเบนไปจากเดิม ทำให้สมรรถนะของใบพัดต่ำลง ยิ่งกังหันไอน้ำมีกำลังขาออกต่ำผลกระทบจะยิ่งสูง

(2) การผุกร่อนของใบพัด

การผุกร่อนนี้จะเกิดขึ้นได้ง่ายกับ Fixed blade ของใบพัดแถวแรก โดยทั่วไปจะเกิดจากตะกรันสารประกอบออกไซด์ (โดยมากเป็น Fe_3O_4) ซึ่งเป็นของแข็งหลุดออกจาก Boiler tube กระเด็นมา ทำให้ผิวหน้าของ Fixed blade มีความหยาบเพิ่มขึ้น มีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของ Trailing edge มีพื้นที่ที่ไอน้ำไหลผ่านมากขึ้น มีการเปลี่ยนแปลงอัตราไหลและความดันที่ตำแหน่งต่างๆ ทำให้ประสิทธิภาพภายในลดลง นอกจากนี้การผุกร่อนอาจเป็นผลจาก Condensate erosion ซึ่งเกิดจากไอน้ำเปียก (หยดน้ำ) ที่ Moving blade แถวสุดท้ายของ Condensing turbine ซึ่งทำให้เกิดผลลัพธ์เช่นเดียวกับข้างต้น

(3) ช่องว่างมีขนาดใหญ่ขึ้น

การที่ช่องว่างต่างๆ มีขนาดใหญ่ขึ้นเนื่องจากการสึกหรอ ซึ่งเป็นผลจากการเสียดสีระหว่างชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่กับชิ้นส่วนที่อยู่นิ่ง เช่น Gland labyrinth, Nozzle labyrinth, Tip fin ฯลฯ จะทำให้เกิดความสูญเสียจากการรั่วเพิ่มขึ้น สาเหตุหลักเกิดจากเปลี่ยนค่าความร้อน เช่น การหยุดเครื่อง-เดินเครื่องบ่อยๆ การเปลี่ยนแปลงของภาระที่สูงกว่าค่าที่ยอมรับได้ การไหลย้อนกลับของ Condensate จากเครื่องอุ่นน้ำเลี้ยง การบิดงอของ Rotor ที่เกิดจากอากาศรั่วเข้ามา เป็นต้น

(4) อื่นๆ

เช่น การรั่วเนื่องจากการเปลี่ยนรูปตามอายุของชิ้นส่วนต่างๆ ของกังหันไอน้ำ การรั่วจากการสึกหรอของ Valve seat ต่างๆ และ Spindle seal ฯลฯ การที่สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของเครื่อง

แลกเปลี่ยนความร้อนลดลงเนื่องจากพื้นผิวถ่ายเทความร้อนสกปรก การรั่วของอากาศเข้าไปในเครื่องควบแน่น การเสื่อมสมรรถนะของปั๊ม การเสื่อมสภาพของฉนวนความร้อนทำให้มีความสูญเสียจากการแผ่รังสีความร้อนเพิ่มขึ้นเป็นต้น

เพื่อป้องกันการเสื่อมสมรรถนะเหล่านี้และเพื่ออนุรักษ์พลังงาน การบำรุงรักษาเป็นประจำทุกวันจึงมีความสำคัญอย่างยิ่ง หากมีการบันทึกกำลังขาออกของกังหันไอน้ำ อัตราไหลของน้ำเลี้ยง (หรือคอนเดนเสท) ปริมาณน้ำเลี้ยงที่ต้องเติมเพิ่ม ความดันและอุณหภูมิของจุดต่างๆ เป็นประจำทุกวันแล้ว เมื่อปริมาณเหล่านี้มีการเปลี่ยนแปลง จะสามารถพยากรณ์แนวโน้มของการเสื่อมสมรรถนะของทั้งระบบได้ทันท่วงที หลังจากนั้น เมื่อทำการตรวจสอบสมรรถนะของส่วนต่างๆ จะสามารถหาสาเหตุของการเสื่อมสมรรถนะและดำเนินมาตรการแก้ไขได้

การทำเช่นนั้นเราต้องทำการบำรุงรักษาเครื่องตรวจวัดต่างๆ รวมทั้งอุปกรณ์แปลงต่างๆ อย่างเหมาะสมทำการบำบัดน้ำเลี้ยงและน้ำใน Drum ของหม้อไอน้ำ รวมทั้งควบคุมคุณภาพน้ำเลี้ยงหม้อไอน้ำ และทำการ Flash น้ำในระบบและล้างทำความสะอาดด้วยกรดเป็นระยะตามที่กำหนดอย่างเหมาะสม

นอกจากนี้ เมื่อเทคโนโลยีมีความก้าวหน้ามากขึ้น และมีเทคโนโลยีใหม่ซึ่งสามารถเพิ่มประสิทธิภาพได้ เช่น ใบพัดรูปทรงใหม่ ฯลฯ ก็ควรมีการนำมาใช้ทดแทนของเดิมเพื่อให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น อีกทั้งยังเป็นการอนุรักษ์พลังงานและเพิ่มความคุ้มทุนอีกด้วย

6.3.2.2 การปรับปรุงอัตราความสิ้นเปลืองความร้อนด้วยการควบคุมการเดินเครื่อง

การนำไอน้ำจากกังหันไอน้ำออกมาใช้เพิ่มขึ้น เช่น การเพิ่มจำนวนเครื่องให้ความร้อนน้ำเลี้ยง การขับเคลื่อนอุปกรณ์เสริมต่างๆ เช่น ปั๊มน้ำเลี้ยง ฯลฯ ด้วยกังหันไอน้ำ หรือการนำไอน้ำจากกังหันไอน้ำไปใช้เป็นไอน้ำเสริมสำหรับหม้อน้ำ เช่น ใช้อุ่นอากาศใน Air preheater หรืออุ่นน้ำมันในเครื่องให้ความร้อนน้ำมัน ฯลฯ แม้ว่าจะมีข้อจำกัดด้านการออกแบบ แต่จะทำให้มีอัตราการใช้ความร้อนมากขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งในระบบ Condensing turbine จะทำให้ความสูญเสียที่ทิ้งไปจากเครื่องควบแน่นลดลง โรงไฟฟ้าจึงมีประสิทธิผลสูง หากไม่มีข้อจำกัดเรื่องปริมาณไอน้ำที่สามารถผลิตได้แล้ว เราควรเพิ่มปริมาณไอน้ำที่ไหลผ่านกังหันไอน้ำ และใช้ไอน้ำที่นำออกมาจากกังหันไอน้ำไปใช้เป็นไอน้ำสำหรับกระบวนการผลิตและไอน้ำสำหรับอุปกรณ์เสริมอื่นๆ ให้มากที่สุดเท่าที่จะทำได้ การทำเช่นนี้จะมีผลโดยตรงในการปรับปรุงอัตราความสิ้นเปลืองความร้อนจำเพาะ

นอกจากนี้ เราควรใช้ไอน้ำเพื่อวัตถุประสงค์หลายๆ ประการให้มากที่สุดเท่าที่จะทำได้ เนื่องจากจะทำให้สามารถใช้พลังงานแบบ Cascade ได้ทำให้ช่วยอนุรักษ์พลังงาน อย่างไรก็ตาม จะต้องให้ความสำคัญมากที่สุดกับความคุ้มทุนและเสถียรภาพในการเดินเครื่องเสมอ

นอกจากนี้ เนื่องจากประสิทธิภาพภายในของกังหันไอน้ำมีอิทธิพลต่ออัตราความสิ้นเปลืองความร้อนจึงควรเดินเครื่องที่ Load ratio สูงที่สุดเท่าที่จะทำได้ เนื่องจากจะช่วยป้องกันการเสื่อมสมรรถนะดังที่ได้อธิบายไปแล้วด้วย กรณีที่ต้องเดินเครื่องที่ภาระไม่เต็มพิกัดอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ หากเดินเครื่องแบบ

Sliding pressure operation จะสามารถปรับปรุงอัตราความสิ้นเปลืองความร้อนในการเดินเครื่องที่ภาระไม่เต็มพิกัดได้ การเดินเครื่องแบบ Sliding pressure operation หมายถึง การควบคุมกำลังขาออกของกังหันไอน้ำด้วยการปรับความดันไอน้ำหลักโดยให้รักษาระดับการเปิดวาล์วปรับไอน้ำของกังหันไอน้ำให้คงที่ ระดับการเปิดวาล์วปรับไอน้ำโดยทั่วไปจะให้อยู่ที่ 85-95%

เมื่อเดินเครื่องเช่นนี้ ประสิทธิภาพความร้อนทางเทอร์โมไดนามิกส์จะลดลงบ้างเนื่องจากความดันของไอน้ำหลักลดลง อย่างไรก็ตาม

- ประสิทธิภาพภายในของกังหันไอน้ำจะเพิ่มขึ้นเนื่องจากความสูญเสียที่วาล์วปรับไอน้ำลดลง
- ลดกำลังขับของปั๊มน้ำเลี้ยงได้ (โดยเฉพาะอย่างยิ่งกรณีที่สามารถปรับความเร็วได้)
- อุณหภูมิของไอน้ำ Reheat จะเพิ่มสูงขึ้นเนื่องจากไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำความดันสูงเพิ่มขึ้น
- ช่วยลดผลกระทบจากอุณหภูมิตกในกังหันไอน้ำความดันสูงเนื่องจากเปิดวาล์วน้อย และลดผลกระทบจากความเค้นเนื่องจากความร้อน

ด้วยเหตุผลข้างต้น ประสิทธิภาพความร้อนของโรงไฟฟ้าทั้งโรงจะสูงกว่าเมื่อไม่เดินเครื่องแบบ Sliding pressure operation ดังนั้น หากในช่วงภาระสูงทำการเดินเครื่องแบบความดันคงที่และปรับความเร็วด้วยการปรับวาล์ว และในช่วงภาระต่ำทำการเดินเครื่องแบบ Sliding pressure operation แล้ว จะสามารถรักษาประสิทธิภาพให้อยู่ในระดับสูงได้ไม่ว่าจะเดินเครื่องที่ภาระเท่าใด รวมทั้งการตอบสนองต่อภาระยังดีขึ้นอีกด้วย

การอนุรักษ์พลังงานด้วยการลดอัตราความสิ้นเปลืองความร้อน สิ่งที่สำคัญคือการเพิ่ม Load ratio ของเครื่องจักรให้มากที่สุดเท่าที่จะทำได้ การนำไอน้ำออกมาใช้ให้มากที่สุด และการบำรุงรักษาไม่ให้เสื่อมสมรรถนะ อย่างไรก็ตาม ในกรณีของระบบขนาดใหญ่ สิ่งที่มีความสำคัญเช่นกันก็คือ การจัดการให้อุปกรณ์ต่างๆ ที่เป็นส่วนหนึ่งของระบบทำงานได้สอดคล้องกัน และเดินเครื่องทั้งระบบอย่างเหมาะสมที่สุด

6.3.2.3 การปรับปรุงอัตราความสิ้นเปลืองความร้อนด้วยการปรับปรุงสมบัติของไอน้ำ

การเพิ่มความดันหรืออุณหภูมิขาเข้าของกังหันไอน้ำที่ติดตั้งอยู่แล้วนั้น หากไม่ได้ออกแบบไว้ตั้งแต่แรกแล้ว เกือบทุกกรณีจะไม่สามารถทำได้ ในกรณีนี้จะใช้วิธีติดตั้งหม้อน้ำและ Back pressure turbine ที่มีอุณหภูมิและความดันสูงกว่าระบบเดิมเพิ่มเติมขึ้นมา โดยนำไอน้ำจากกังหันไอน้ำตัวใหม่มาป้อนเข้าระบบเดิมสุดท้ายแล้วจะทำให้สมบัติของไอน้ำทั้งระบบดีขึ้น โดย Back pressure turbine ในกรณีนี้เรียกว่า Top turbine ซึ่งสามารถปรับปรุงอัตราความสิ้นเปลืองความร้อนได้ด้วยการใช้พลังงานแบบ Cascade ในทางกลับกัน ยังมีวิธีที่เรียกว่า Base turbine โดยนำไอน้ำออกของระบบเดิมป้อนให้ Condensing turbine ผลลัพธ์คือทำให้ทั้งระบบใช้ความร้อนได้มากขึ้น และมีอัตราความสิ้นเปลืองความร้อนดีขึ้น

6.3.2.4 การปรับปรุงอัตราความสิ้นเปลืองความร้อนด้วยการใช้ Regenerative cycle และการนำ Condensate กลับมาใช้

การติดตั้งเครื่องให้ความร้อนน้ำเลี้ยงความดันสูง เพื่อปรับปรุงไซเคิลความร้อนเป็นวิธีที่ดี ปัจจุบันเนื่องจากกระบวนการผลิตมีแนวโน้มที่จะต้องการปริมาณไอน้ำลดลงเนื่องจากการปรับปรุงเพิ่มประสิทธิภาพจึงสามารถนำไอน้ำที่เหลือมาให้ความร้อนน้ำเลี้ยงได้ อย่างไรก็ตาม กรณีที่ไม่มีไอน้ำเหลือ ไอน้ำสำหรับให้ความร้อนจะเพิ่มขึ้น ทำให้กำลังขาออกของกังหันไอน้ำลดต่ำลง จึงต้องพิจารณาว่าสภาวะเช่นนี้สามารถยอมรับได้หรือไม่ได้ด้วย

สำหรับ Condensate ควรพยายามนำกลับมาใช้ในสภาพอุณหภูมิและความดันสูงให้มากที่สุดเท่าที่จะทำได้ โดยไม่ต้องไล่อากาศหรือบำบัดคุณภาพน้ำ และควรนำกลับมาใช้ในระบบจ่ายน้ำเลี้ยงที่มีอุณหภูมิเท่ากันหรือสูงกว่าเล็กน้อย ทั้งนี้หากมีปริมาณมากเกินไปจะเกิดปัญหาในการบำบัดคุณภาพน้ำได้

การลดความดันของไอน้ำที่นำออกมาใช้หรือลดความดัน Back pressure ก็เป็นวิธีที่มีประสิทธิผลอย่างไรก็ตาม วิธีนี้จะทำให้ความเค้นดัดที่กระทำต่อใบพัดของกังหันไอน้ำมีค่าเพิ่มขึ้น หากไม่ปรึกษากับผู้ผลิตก่อนจะเป็นอันตรายได้ การเพิ่มปริมาณไอน้ำจนสูงเกินว่าที่ออกแบบไว้ก็เช่นเดียวกัน

นอกจากนี้ยังมีปัญหาที่เกี่ยวข้องอีกมาก แต่การเปลี่ยน Extraction turbine เป็น Mixed pressure turbine ก็เป็นเรื่องที่ควรลองพิจารณาดู

ไม่ว่ากรณีใดก็ตาม การติดตั้งเพิ่มเติมหรือดัดแปลงเครื่องจักรที่มีอยู่แล้ว จะต้องคำนึงถึงอายุการใช้งานของเครื่องจักรเดิม พื้นที่ที่ต้องใช้เพิ่มเติม เงินลงทุนและระยะเวลาคุ้มทุน โดยต้องพิจารณาอย่างรอบด้านรวมทั้งด้านความคุ้มทุน

6.4 ตัวอย่างการประเมินประสิทธิภาพกังหันไอน้ำ (กรณีศึกษา)

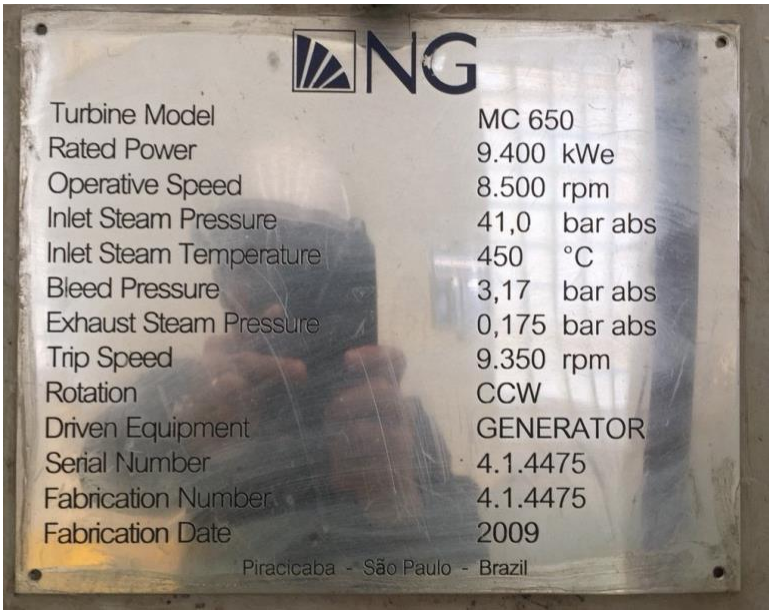
ตารางที่ 6.2 ข้อมูลเบื้องต้นของโรงไฟฟ้าแห่งหนึ่งมีดังนี้

รายการ	หน่วย	No.
รุ่นกังหันไอน้ำ	-	MC 650
ประเภทกังหันไอน้ำ	-	Condensing
ความเร็วรอบกังหันไอน้ำ	rpm	8,500
ความดันไอน้ำขาเข้ากังหันไอน้ำ	Bar (a)	41.0
อุณหภูมิไอน้ำขาเข้ากังหันไอน้ำ	°C	450.0
ความดันไอน้ำขาออก ช่วงความดันขั้นที่ 1	Bar (a)	3.0
อุณหภูมิไอน้ำขาออก ช่วงความดันขั้นที่ 1	°C	250.0
ความดันไอน้ำขาออกกังหันไอน้ำเข้าคอนเดนเซอร์	Bar (a)	0.175
อุณหภูมิไอน้ำขาออกกังหันไอน้ำเข้าคอนเดนเซอร์	°C	57.2
อัตรากำลังไฟฟ้าที่กังหันไอน้ำผลิตได้	kW	9,400.0

โดยกังหันไอน้ำของโรงไฟฟ้านี้เป็นแบบ Extraction condensing turbine ดังแสดงในรูปที่ 6.28 และข้อมูลเบื้องต้นของกังหันไอน้ำตาม Nameplate ดังแสดงในรูปที่ 6.29



รูปที่ 6.28 กังหันไอน้ำแบบ Extraction condensing turbine



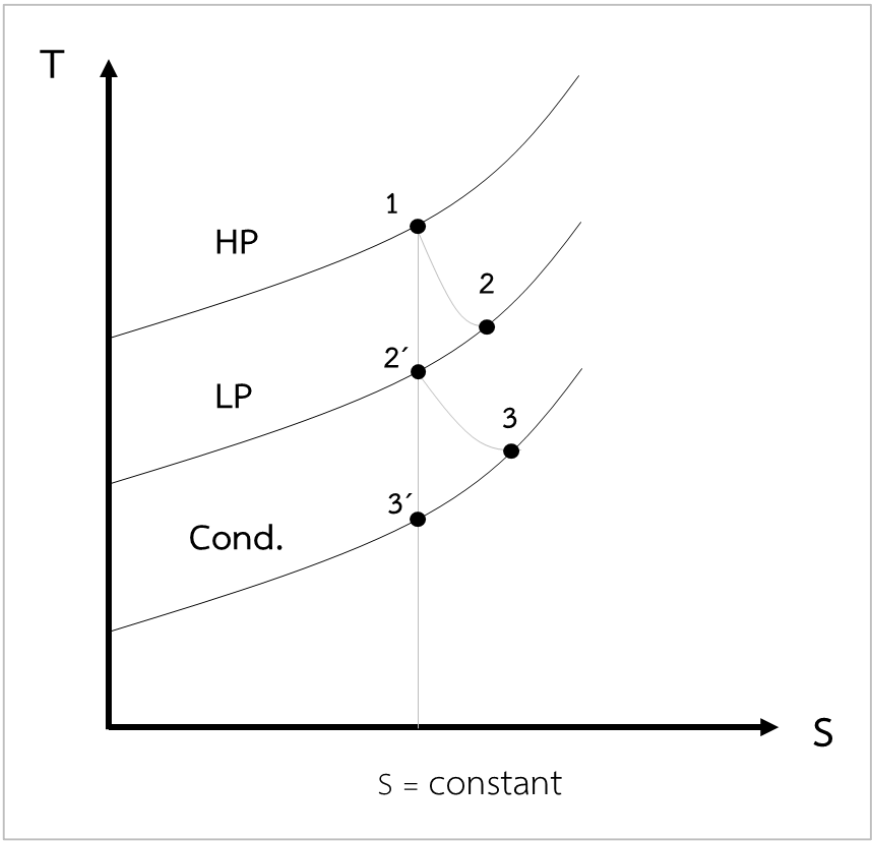
รูปที่ 6.29 ข้อมูลเบื้องต้น และพิกัดกังหันไอน้ำ

จากข้อมูลเบื้องต้นสามารถประเมินประสิทธิภาพพลังงานส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ ประเมินได้จากประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ เป็นการเปรียบเทียบระหว่างงานที่ผลิตได้จริงกับสภาวะที่สมบูรณ์แบบ (Isentropic) ดังแสดงในสมการที่ 6.1-6.2 ส่วน T-s diagram สำหรับพิจารณาการหาประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 6.30 จากข้อมูลตามผู้ผลิตออกแบบสามารถเขียนไดอะแกรมการใช้

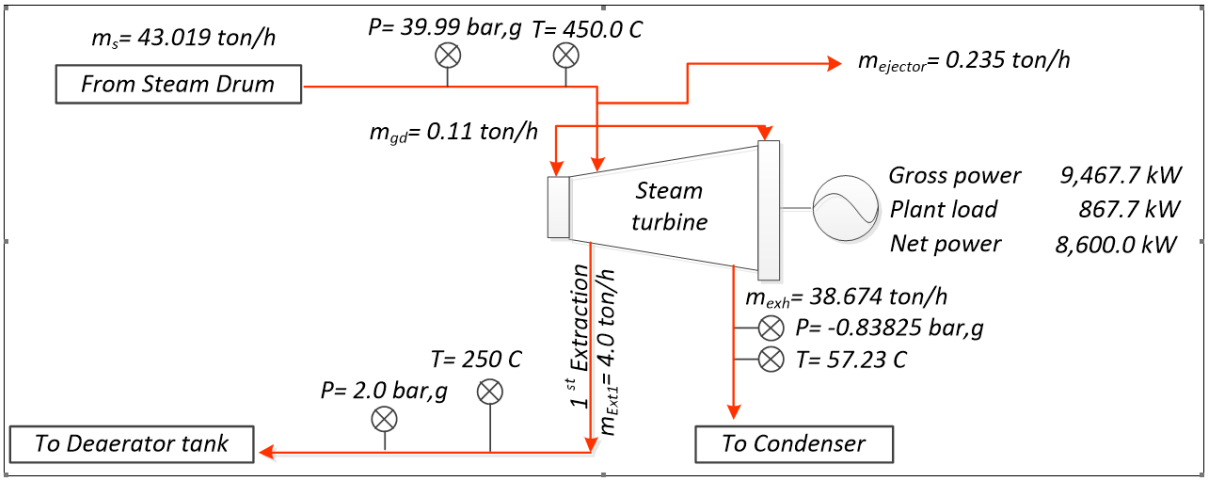
ไอน้ำของกังหันไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 6.31 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอน้ำขาออกขั้นที่ 1 ดังแสดงในรูปที่ 6.32 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ ดังแสดงในรูปที่ 6.33 และตารางสรุปผลประสิทธิภาพไอเซนโทรปิด อัตราการใช้ไอน้ำต่ออัตราการผลิตไฟฟ้า ดังแสดงในตารางที่ 6.3

$$\eta_{isentropic} = \frac{Energy\ out_{1-2} + Energy\ out_{1-3}}{Energy\ out_{1-2'} + Energy\ out_{1-3'}} \qquad \text{สมการ 6.1}$$

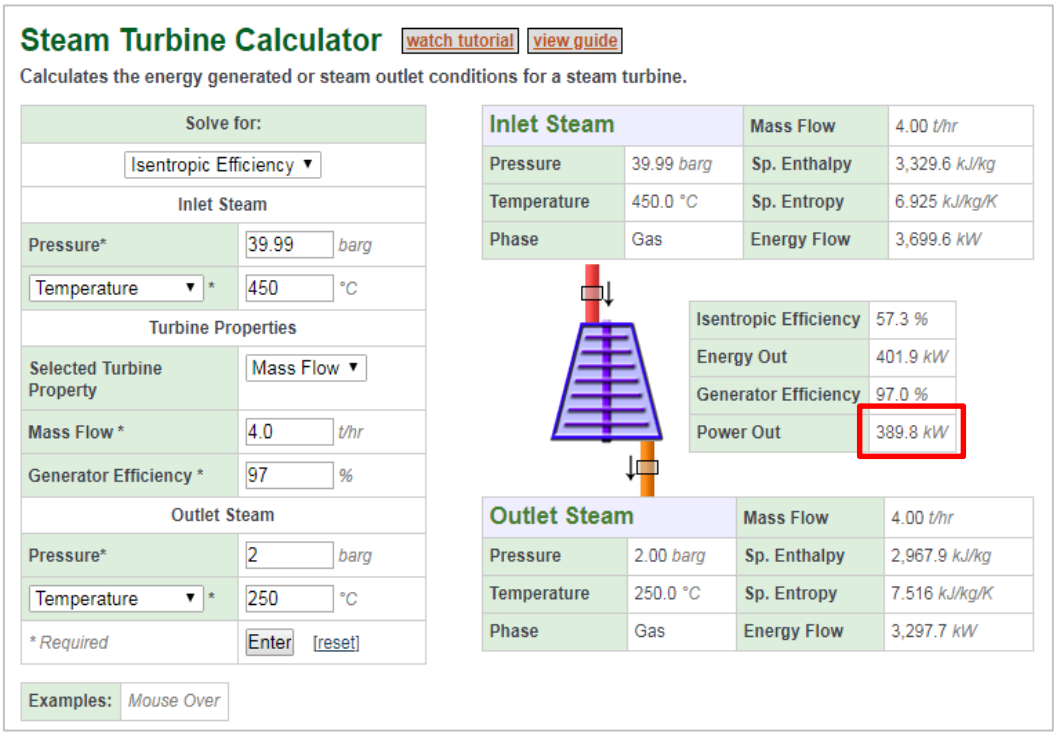
$$\eta_{isentropic} = \frac{m_{Ext1} \times (h_1 - h_2) + m_{Ext2} \times (h_1 - h_3)}{m_{Ext1} \times (h_1 - h_{2'}) + m_{Ext2} \times (h_1 - h_{3'})} \qquad \text{สมการ 6.2}$$



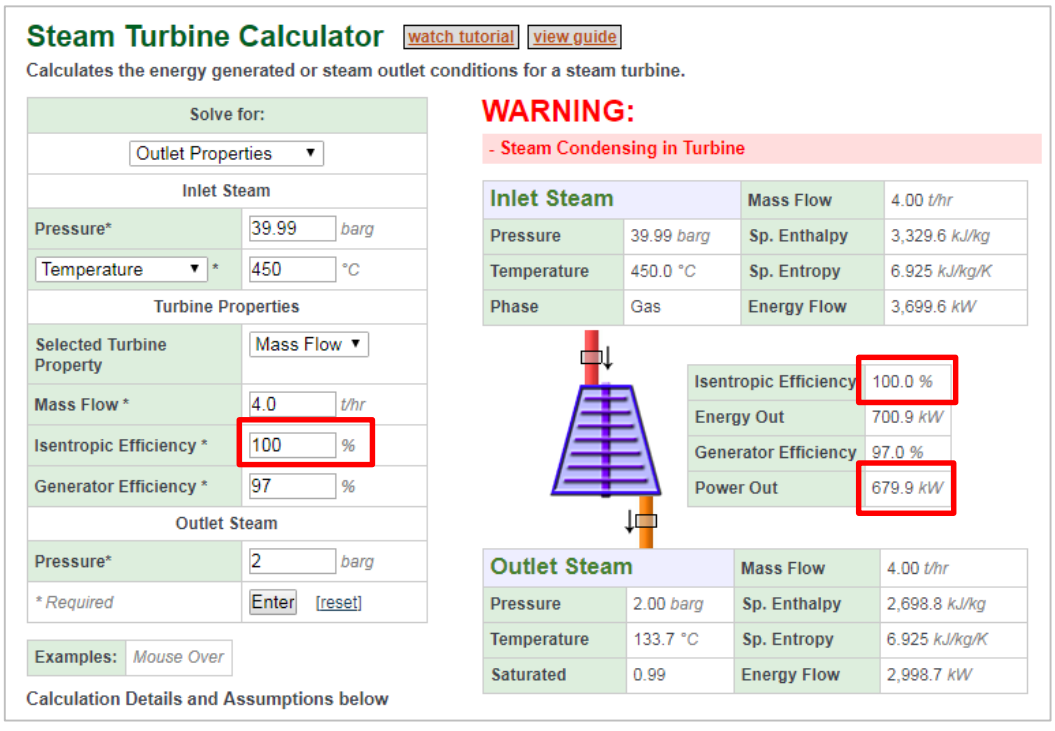
รูปที่ 6.30 เกณฑ์การหาประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ



รูปที่ 6.31 ไดอะแกรมการใช้ไอน้ำตามผู้ผลิตออกแบบกังหันไอน้ำ (Steam turbine)

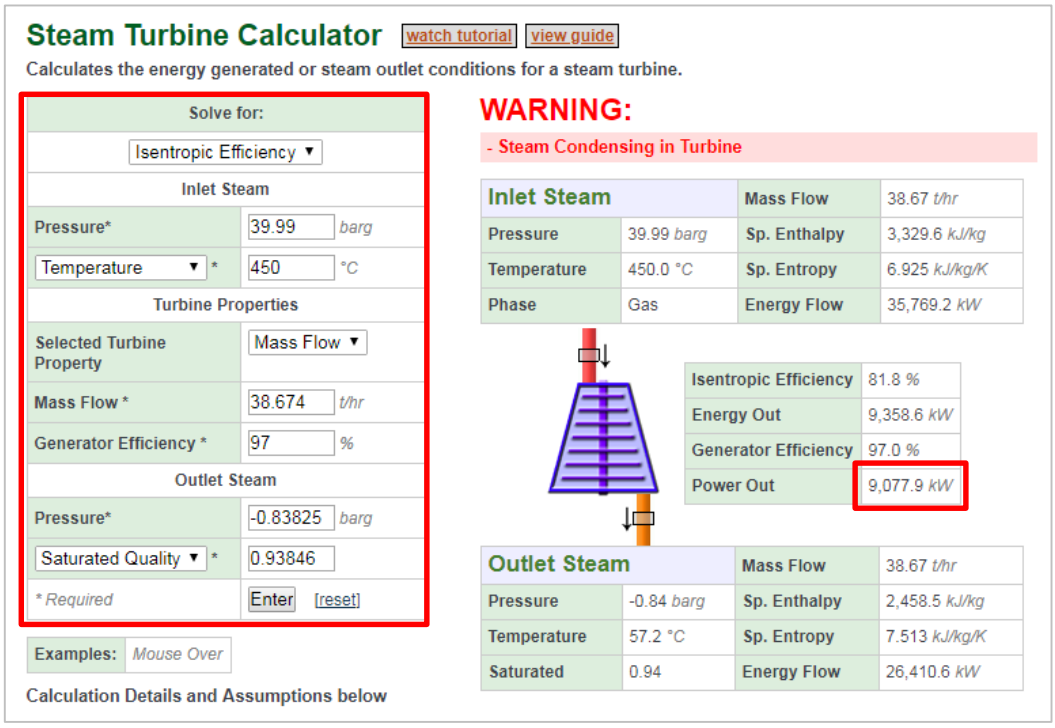


Actual turbine work (HP to LP)

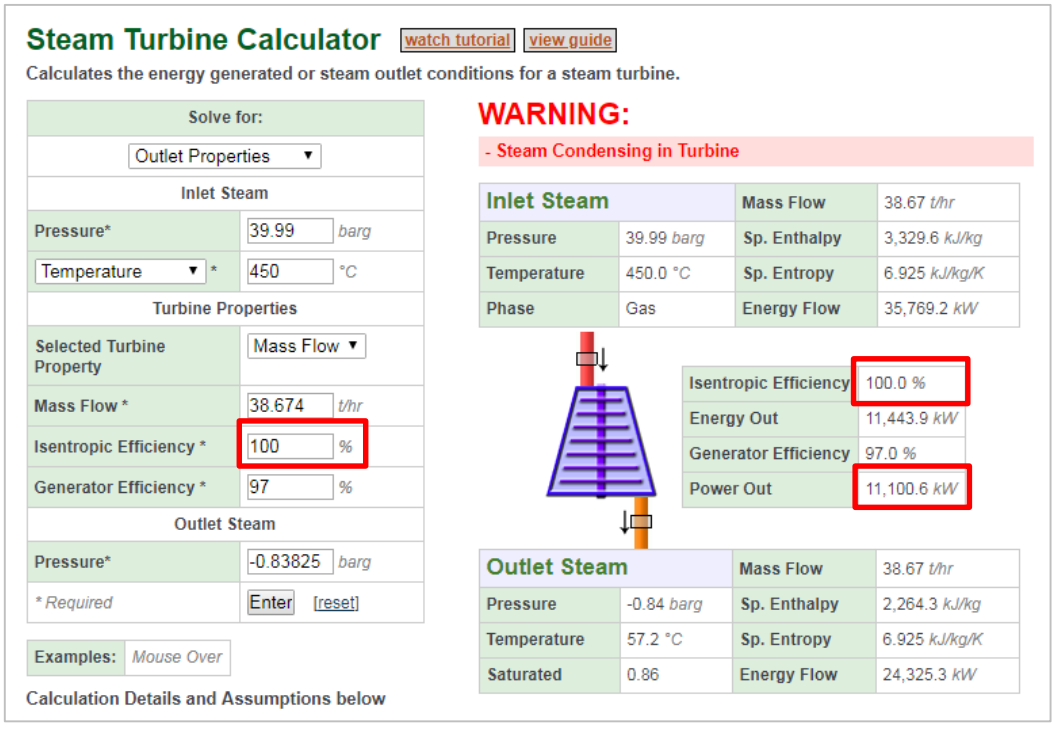


Ideal turbine work (HP to LP)

รูปที่ 6.32 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอน้ำขาออกขั้นที่ 1 (ตามผู้ผลิตออกแบบ)



Actual turbine work (HP to Condenser)



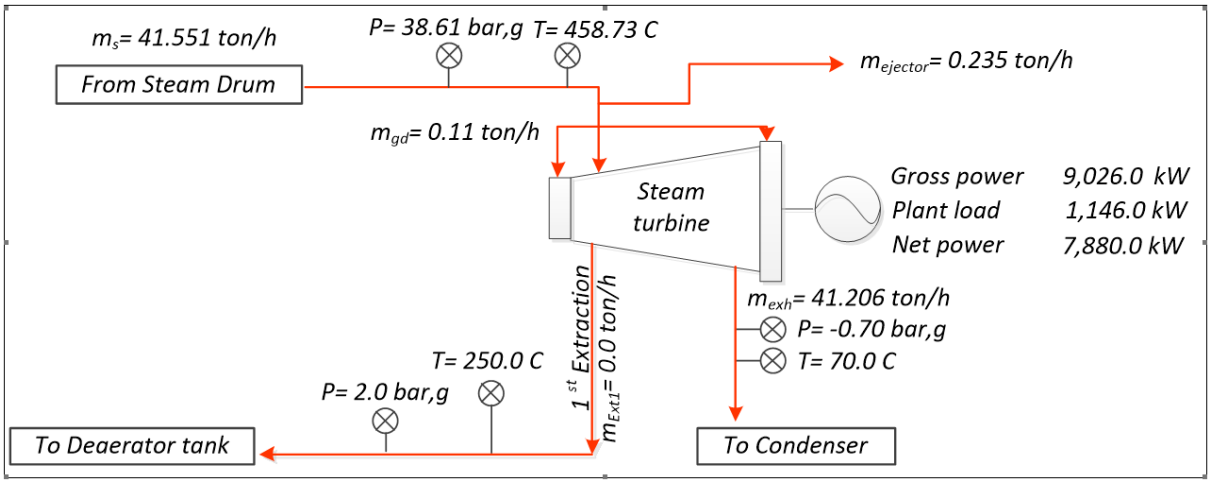
Ideal turbine work (HP to Condenser)

รูปที่ 6.33 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (ตามผู้ผลิตออกแบบ)

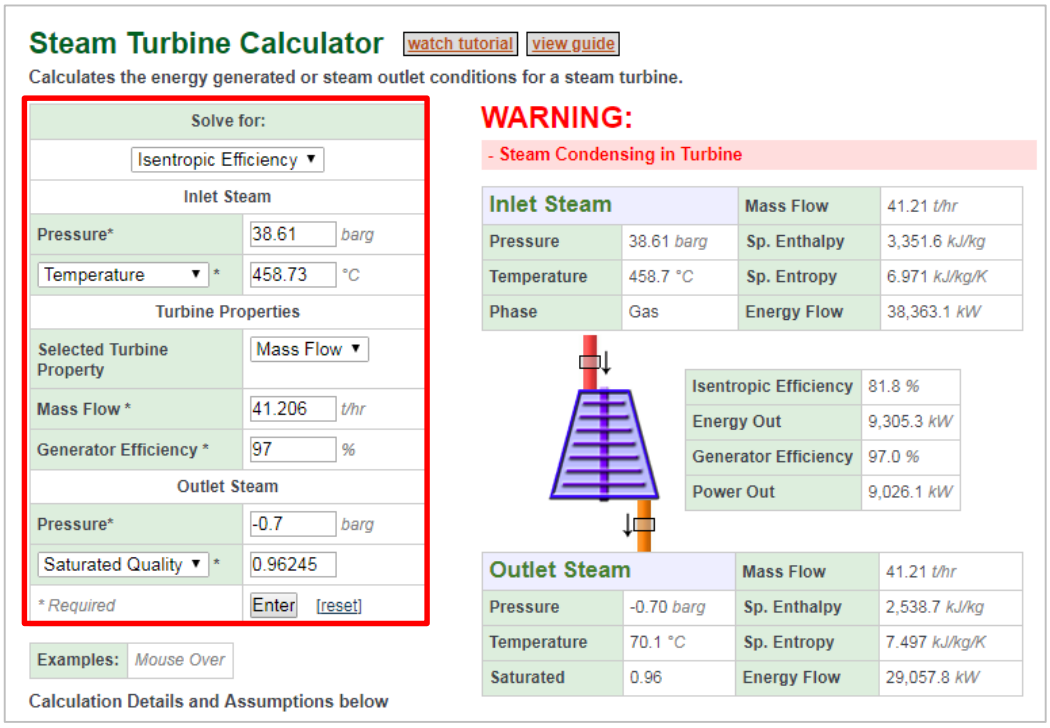
ตารางที่ 6.3 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค (ตามผู้ผลิตออกแบบ)

ตัวแปร	หน่วย	ข้อมูล
HP Steam		
Steam consumption	ton/h	43.019
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,329.6
Extraction 1: LP		
Energy out	kW	401.9
Isentropic Efficiency	%	57.3
Generator Efficiency	%	97.0
Power out (Actual)	kW	389.8
Energy out (Ideal)	kW	679.9
Exhaust steam: Cond.		
Energy out	kW	9,358.6
Isentropic Efficiency	%	81.8
Generator Efficiency	%	97.0
Power out (Actual)	kW	9,077.9
Energy out (Ideal)	kW	11,100.6
Isentropic Efficiency	**%**	**82.85**
Gross power	**kW**	**9,467.7**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.544**

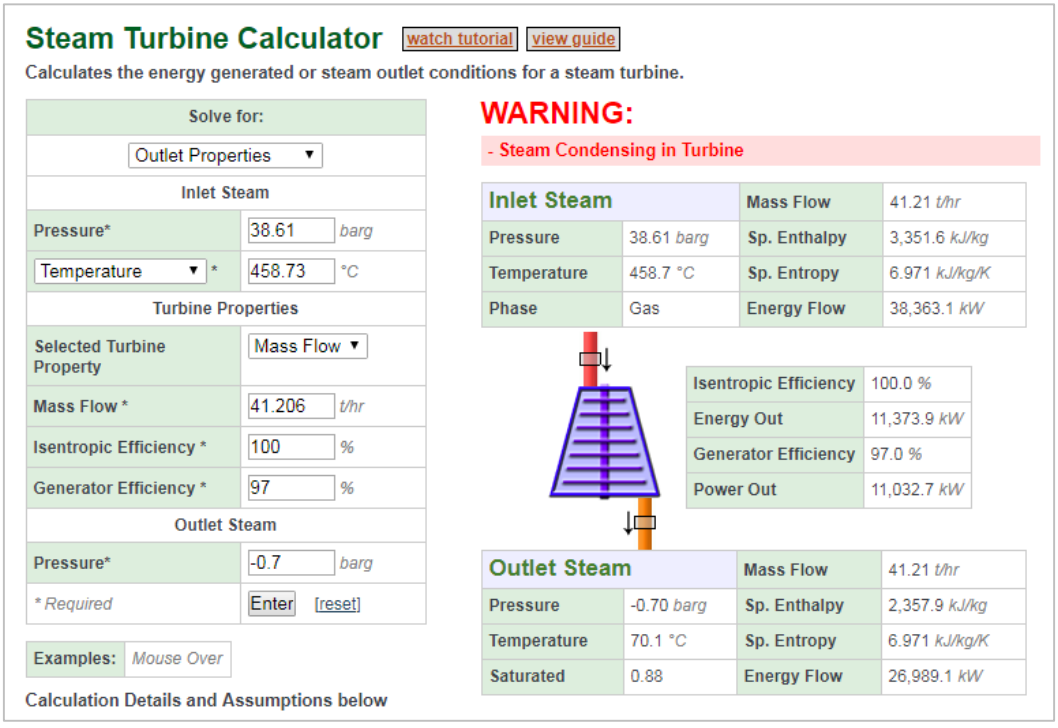
จากการเข้าเก็บข้อมูลด้านพลังงานส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ สามารถประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ จากข้อมูลที่เข้าตรวจวัดสามารถเขียนไดอะแกรมการใช้ไอน้ำของกังหันไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 6.34 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ ดังแสดงในรูปที่ 6.35 และตารางสรุปผลประสิทธิภาพไอเซนโทรปิด อัตราการใช้ไอน้ำต่ออัตราการผลิตไฟฟ้า ดังแสดงในตารางที่ 6.4 และตารางเปรียบเทียบผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ ดังแสดงในตารางที่ 6.5



รูปที่ 6.34 ไดอะแกรมการใช้ไอน้ำ ณ วันที่เข้าตรวจวัดกังหันไอน้ำ (Steam turbine)



Actual turbine work (HP to Condenser)



Ideal turbine work (HP to Condenser)

รูปที่ 6.35 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (ณ วันที่เข้าตรวจวัด)

ตารางที่ 6.4 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิด (ณ วันที่เข้าตรวจวัด)

ตัวแปร	หน่วย	ข้อมูล
HP Steam		
Steam consumption	ton/h	41.551
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,351.6
Extraction 1: LP		
Energy out	kW	0.0
Isentropic Efficiency	%	0.0
Generator Efficiency	%	0.0
Power out (Actual)	kW	0.0
Energy out (Ideal)	kW	0.0
Exhaust steam: Cond.		
Energy out	kW	9,305.3
Isentropic Efficiency	%	81.8
Generator Efficiency	%	97.0
Power out (Actual)	kW	9,026.0
Energy out (Ideal)	kW	11,032.7
Isentropic Efficiency	**%**	**81.8**
Gross power	**kW**	**9,026.0**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.604**

ตารางที่ 6.5 ตารางเปรียบเทียบผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล	
			ผู้ออกแบบ	วันที่เข้าตรวจ
พลังงานที่ถูกดึงไปใช้ของสเตจที่ 1	E_{ext1}	kW	389.8	-
พลังงานที่ถูกปล่อยลงเครื่องควบแน่น	E_{ext3}	kW	9,077.8	9,026.0
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำสเตจที่ 1	η_{isen1}	%	57.3	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำสเตจที่ 2	η_{isen2}	%	81.80	81.80
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ	Eff, i	%	82.85	81.80
กำลังผลิตไฟฟ้าสูงสุด	G	kW	9,400.0	9,026.0
อัตราการใช้ไอน้ำต่อการผลิตไฟฟ้า 1 หน่วย	**SR**	**ton_s/MW**	**4.544**	**4.604**

แนวทางในการเพิ่มประสิทธิภาพส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ แบ่งได้เป็น 2 มาตรการ ดังนี้

1) มาตรการนำไอน้ำความดันต่ำออกจากกังหันไอน้ำกลับมาใช้อุ่นน้ำป้อนถังดีแอร์เรเตอร์
2) มาตรการเพิ่มอุณหภูมิไอน้ำด้วยการลดปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์

เมื่อวิเคราะห์การใช้ไอน้ำในอุปกรณ์กังหันไอน้ำด้วยโปรแกรม SSMT ดังแสดงในรูปที่ 6.36-6.38 และตารางเปรียบเทียบการใช้ไอน้ำก่อนปรับปรุงและหลังปรับปรุงดังแสดงในตารางที่ 6.6

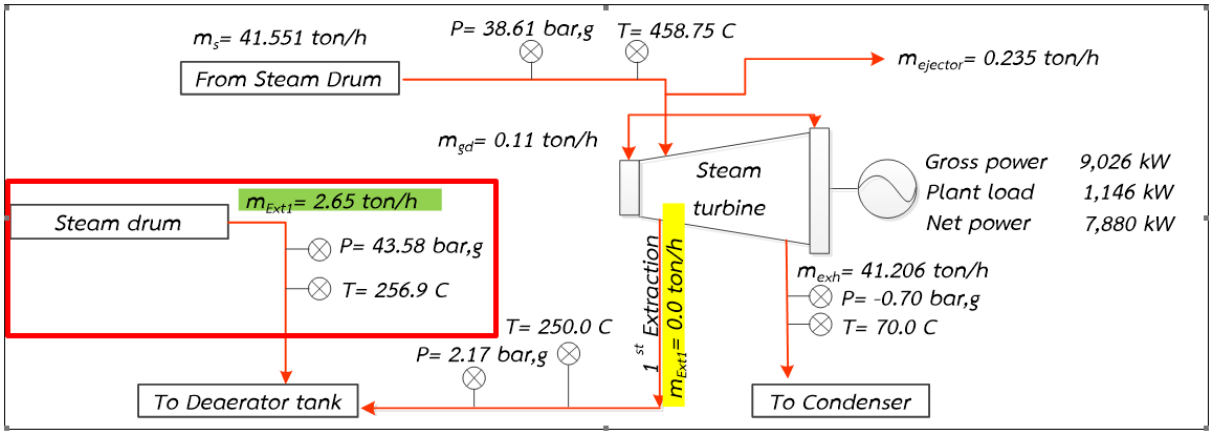
ตารางที่ 6.6 การประเมินศักยภาพมาตรการนำไอน้ำขาออกจาก Extraction turbine กลับมาใช้อุ่นน้ำป้อนดีแอร์เรเตอร์ และมาตรการเพิ่มอุณหภูมิไอน้ำด้วยการลดปริมาณน้ำสเปรย์ที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์สตีม

ตัวแปร	หน่วย	ค่าคำนวณ	
		ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
ปริมาณไอน้ำที่ใช้ผลิตไฟฟ้า	ton_s/h	41.551	37.254
ปริมาณไอน้ำดรัมบนที่ใช้อุ่นน้ำในดีแอร์เรเตอร์	ton_s/h	2.65	-
ปริมาณไอน้ำความดันต่ำที่ใช้อุ่นน้ำในดีแอร์เรเตอร์	ton_s/h	-	2.48
Steam total	**ton_s/h**	**44.201**	**39.734**
ปริมาณไอน้ำที่ประหยัดได้	**ton_s/h**	**4.467**	

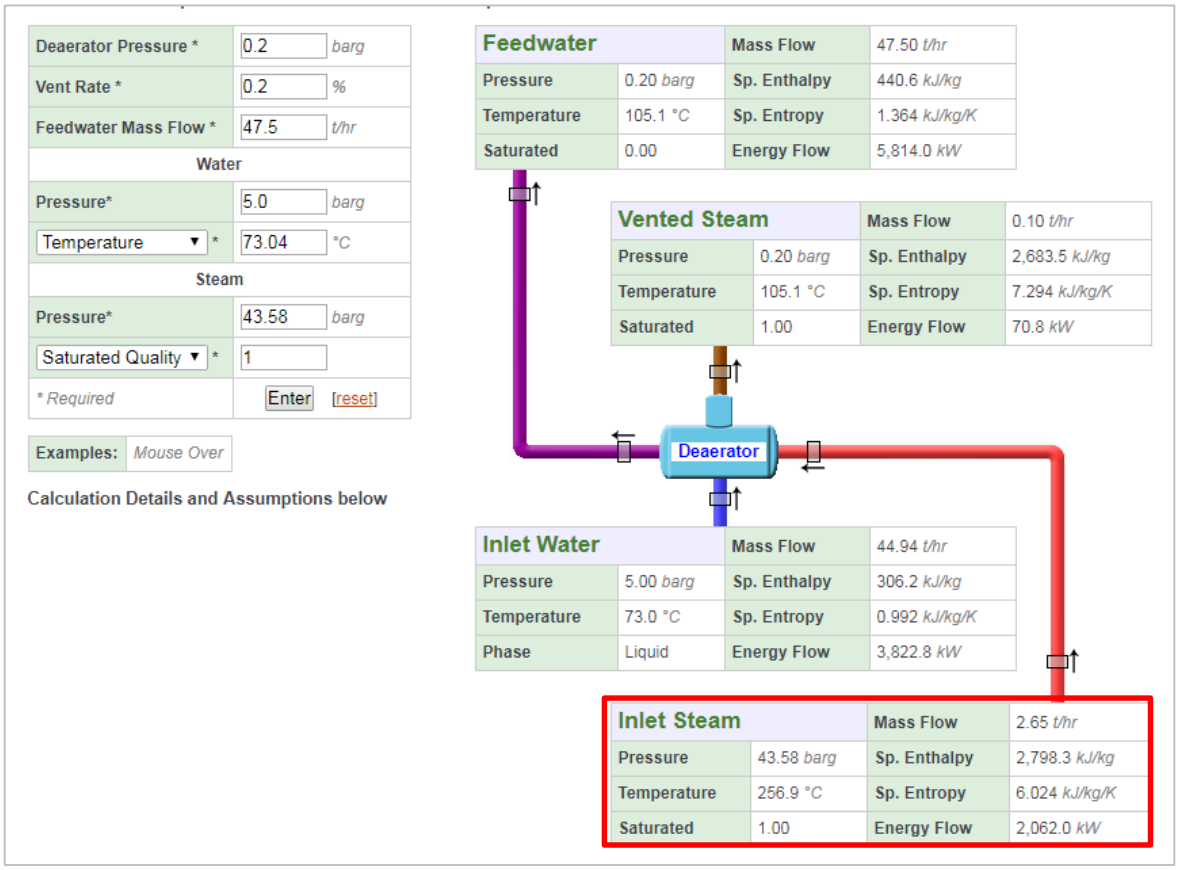
รายละเอียดการประเมินด้วยโปรแกรม SSMT สำหรับก่อนการปรับปรุงตามมาตรและหลังปรับปรุงตามมาตรการ เป็นดังนี้

(a) ก่อนการปรับปรุง

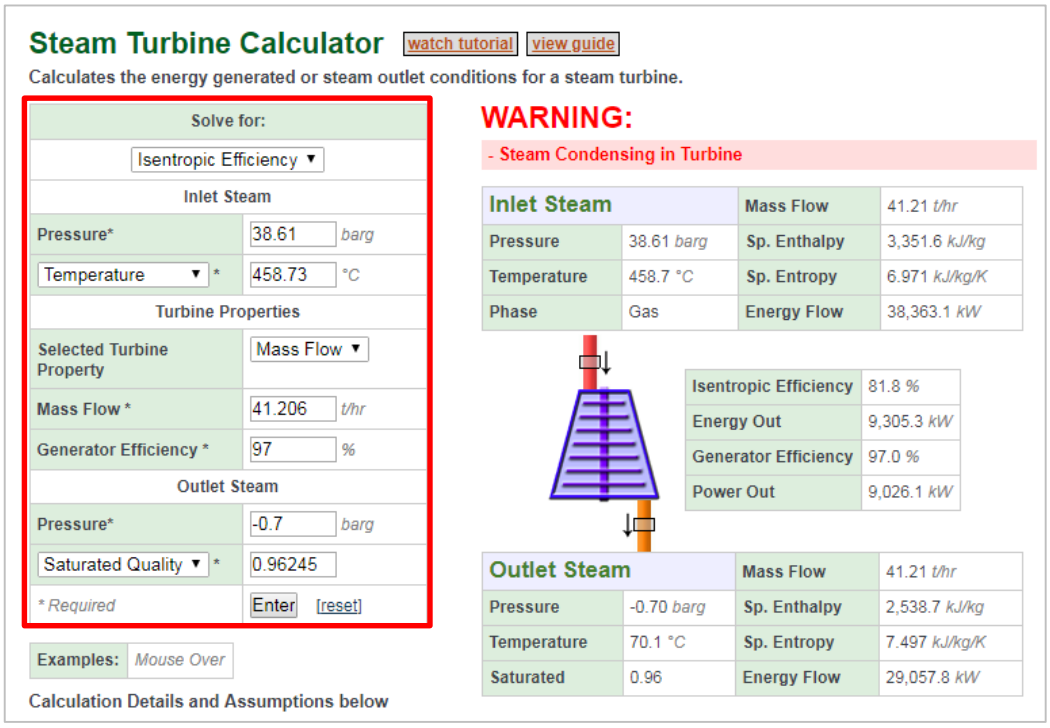
แผนผังการใช้ไอน้ำของ Steam turbine ก่อนปรังปรุงแสดงในรูปที่ 6.36 เมื่อวิเคราะห์การใช้ไอน้ำในอุปกรณ์กังหันไอน้ำ ด้วยโปรแกรม SSMT จะแสดงดังรูปที่ 6.37-6.38



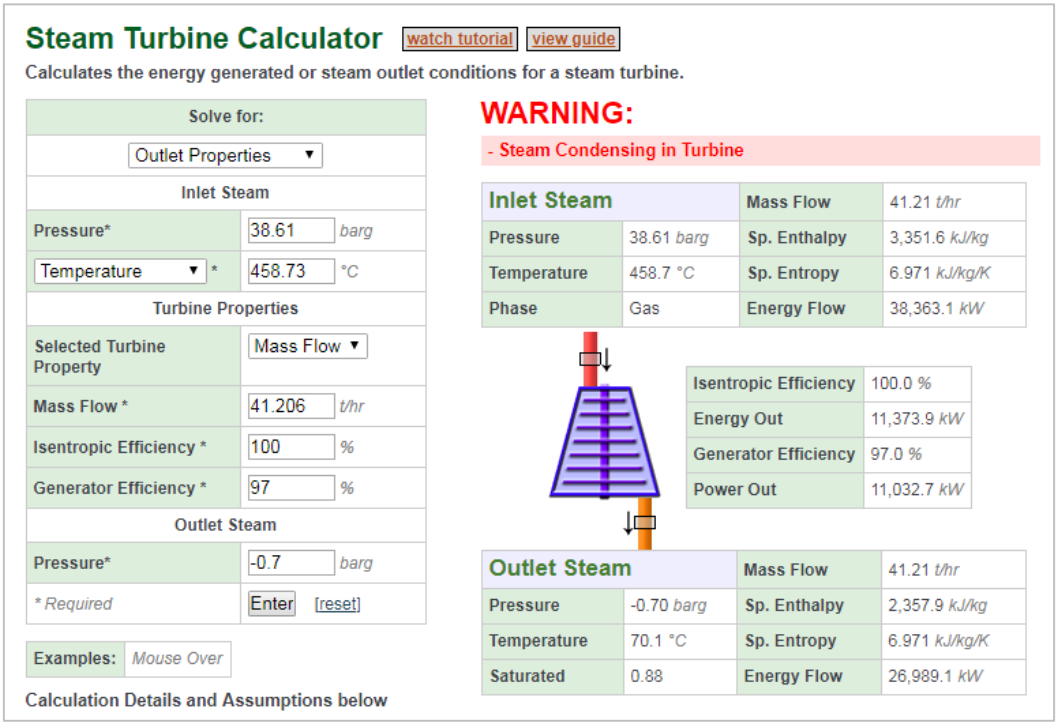
รูปที่ 6.36 แผนผังการใช้ไอน้ำ Steam turbine (ก่อนการปรับปรุง)



รูปที่ 6.37 การคำนวณปริมาณไอน้ำจากดรัมบนที่ใช้อุ่นน้ำในดีแอร์เรเตอร์ (ก่อนการปรับปรุง)



Actual turbine work (HP to Condenser)

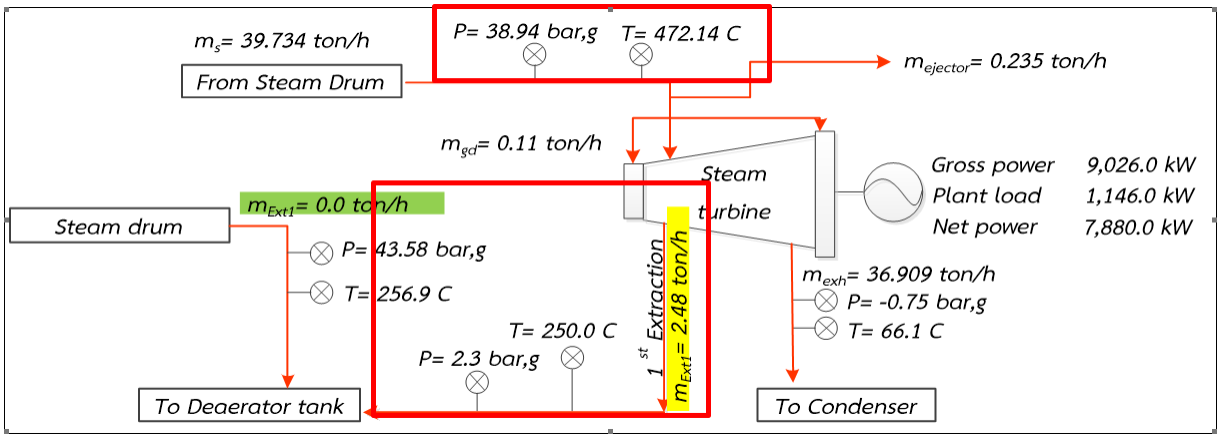


Ideal turbine work (HP to Condenser)

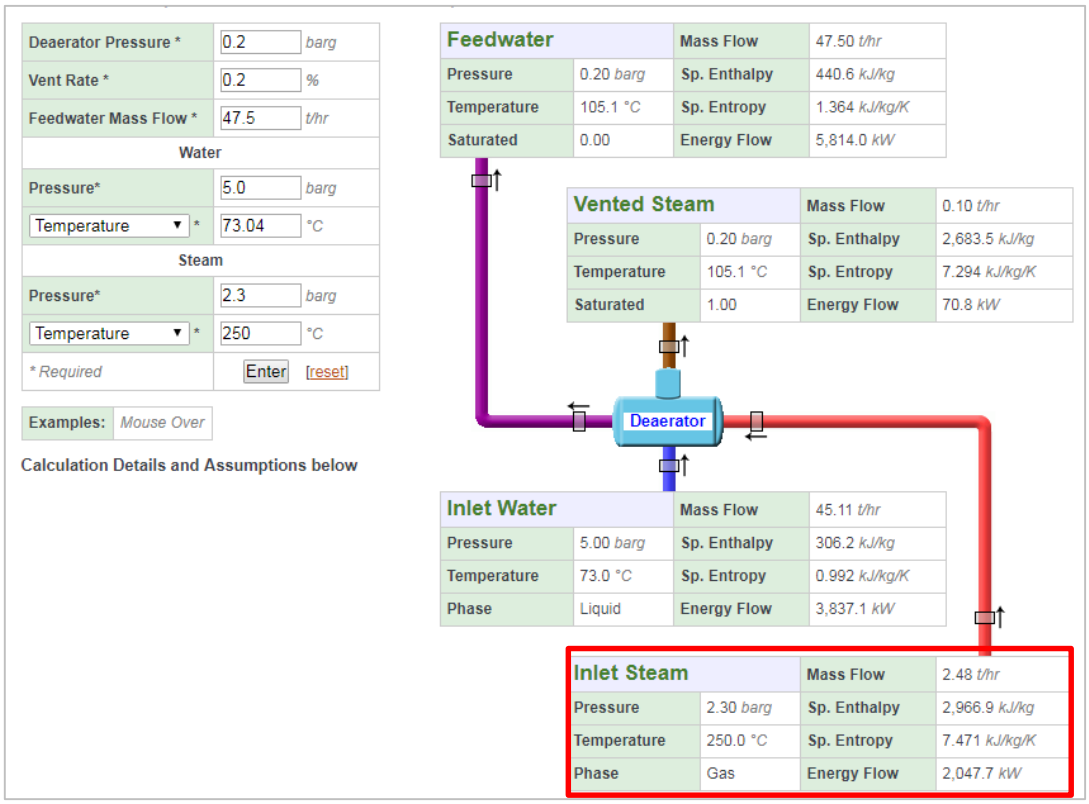
รูปที่ 6.38 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (ก่อนการปรับปรุง)

(b) หลังการปรับปรุง

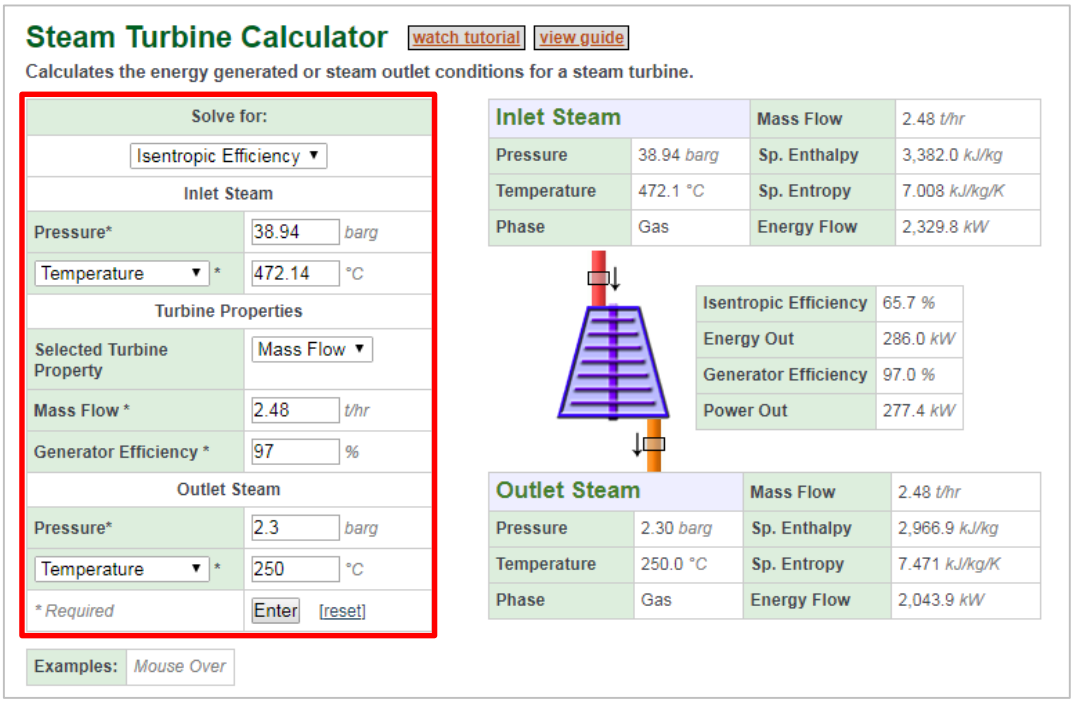
มาตรการนำไอน้ำขาออกจาก Extraction turbine กลับมาใช้อุ่นน้ำป้อนดีแอร์เรเตอร์ และมาตรการเพิ่มอุณหภูมิไอน้ำด้วยการลดปริมาณน้ำสเปรย์ที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์สตีม โดยมีแผนผังการใช้ไอน้ำของ Steam turbine หลังการปรับปรุง ดังแสดงในรูปที่ 6.39 เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSMT ดังแสดงในรูปที่ 6.40-6.42 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค ดังแสดงในตารางที่ 6.7 และพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ได้ดังแสดงในตารางที่ 6.8



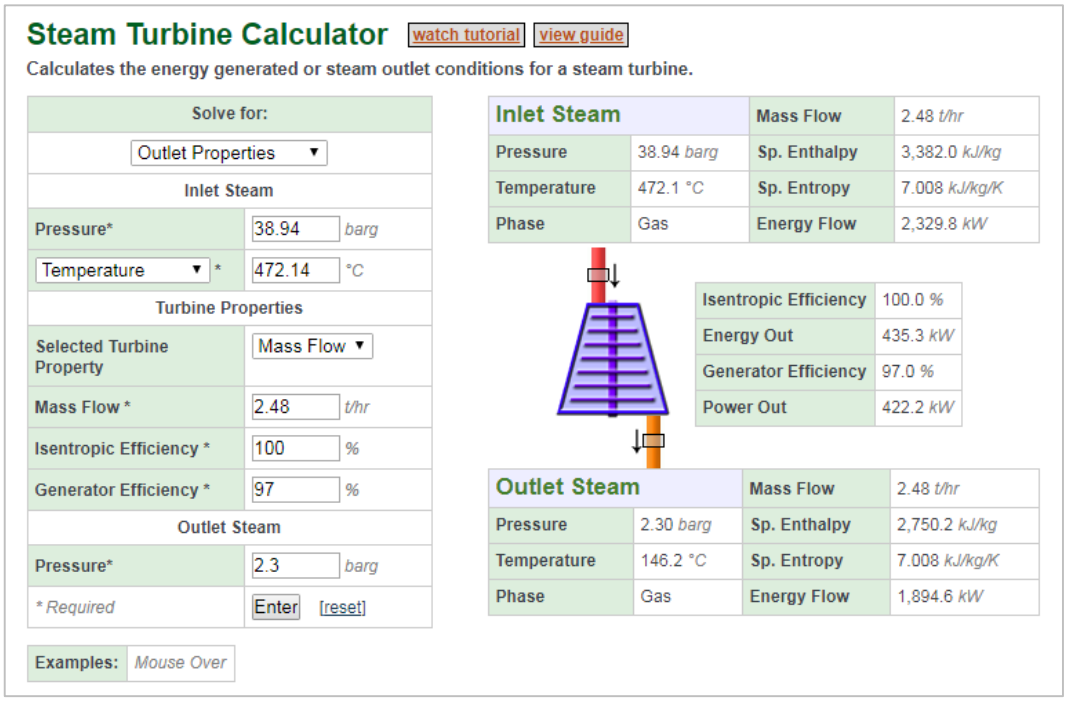
รูปที่ 6.39 แผนผังการใช้ไอน้ำ Steam turbine (หลังการปรับปรุง)



รูปที่ 6.40 การคำนวณปริมาณไอน้ำขาออกจาก Extraction turbine กลับมาใช้อุ่นน้ำป้อนดีแอร์เรเตอร์ (หลังการปรับปรุง)

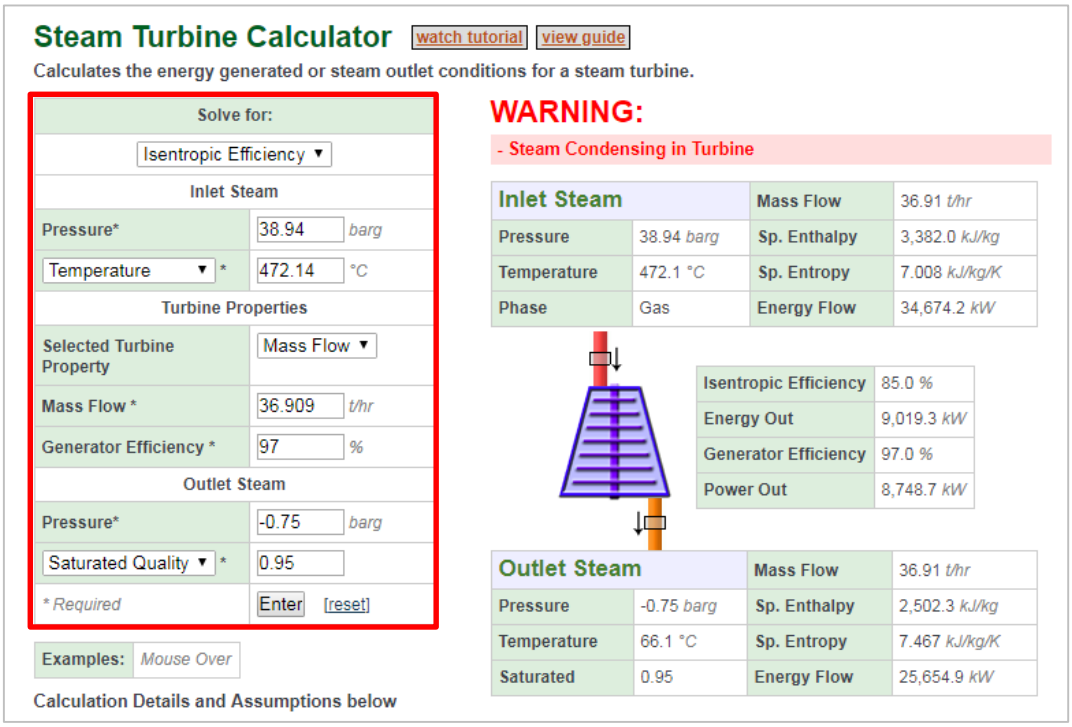


Actual turbine work (HP to LP)

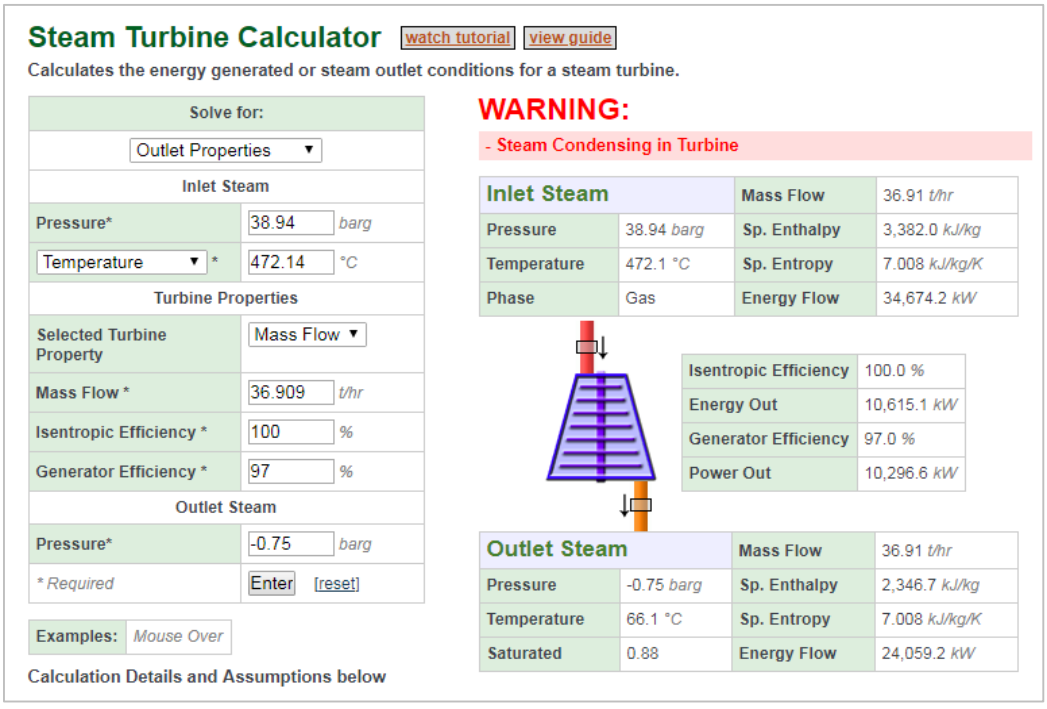


Ideal turbine work (HP to LP)

รูปที่ 6.41 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอน้ำขั้นที่ 1 ส่งให้ดีแอร์เรเตอร์ (หลังการปรับปรุง)



Actual turbine work (HP to Condenser)



Ideal turbine work (HP to Condenser)

รูปที่ 6.42 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (หลังการปรับปรุง)

ตารางที่ 6.7 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค

ตัวแปร	หน่วย	ก่อนการปรับปรุง	หลังการปรับปรุง
HP Steam			
Steam consumption	ton/h	41.551	39.734
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,351.6	3,382.0
Extraction 1: LP			
Energy out	kW	0.0	286.0
Isentropic Efficiency	%	0.0	65.7
Generator Efficiency	%	0.0	97.0
Power out (Actual)	kW	0.0	277.4
Energy out (Ideal)	kW	0.0	422.2
Exhaust steam: Cond.			
Energy out	kW	9,305.3	9,019.3
Isentropic Efficiency	%	81.8	85.0
Generator Efficiency	%	97.0	97.0
Power out (Actual)	kW	9,026.0	8,748.7
Energy out (Ideal)	kW	11,032.7	10,296.6
Isentropic Efficiency	**%**	**81.8**	**86.81**
Gross power	**kW**	**9,026.0**	**9,026.0**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.604**	**4.402**

ตารางที่ 6.8 ศักยภาพการประเมินศักยภาพมาตรการมาตรการนำไอน้ำขาออกจาก Extraction turbine กลับมาใช้อุ่นน้ำป้อนดีแอร์เรเตอร์ และมาตรการเพิ่มอุณหภูมิไอน้ำด้วยการลดปริมาณน้ำสเปรย์ที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์สตีม

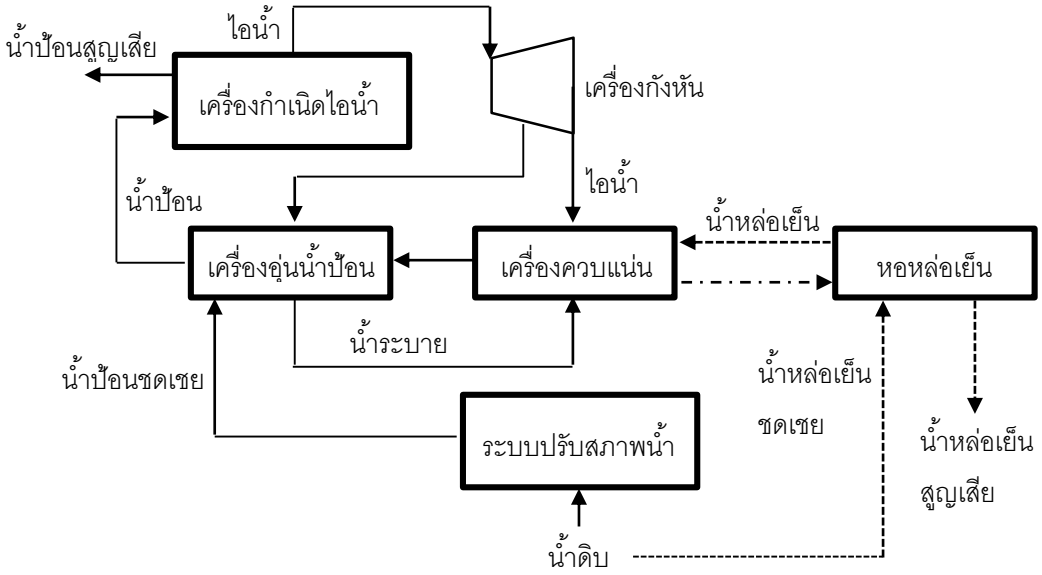
ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	11,155.08
		THB/yr	13,263,387
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	90,078.81
		toe/yr	2,151.50
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2	R_{CO2}	ton CO_2/yr	18,294.33

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

บทที่ 7

เครื่องควบแน่น (Condenser)

การจัดการเกี่ยวกับระบบน้ำหมุนเวียนให้สามารถป้อนกลับเข้าสู่เครื่องกำเนิดไอน้ำได้อย่างต่อเนื่อง นั้นผ่านระบบน้ำควบแน่นและน้ำป้อน (The Condensate-Feedwater System) ดังแสดงในรูปที่ 7.1 ระบบนี้ประกอบด้วยอุปกรณ์ได้แก่ เครื่องควบแน่น (Condensers) และเครื่องอุ่นน้ำป้อน (Feedwater heaters) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหลัก โดยมีอุปกรณ์ช่วยเสริมให้วัฏจักรทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ เช่น อุปกรณ์ชดเชยน้ำให้เครื่องกำเนิดไอน้ำ อุปกรณ์ปรับสภาพน้ำ เป็นต้น

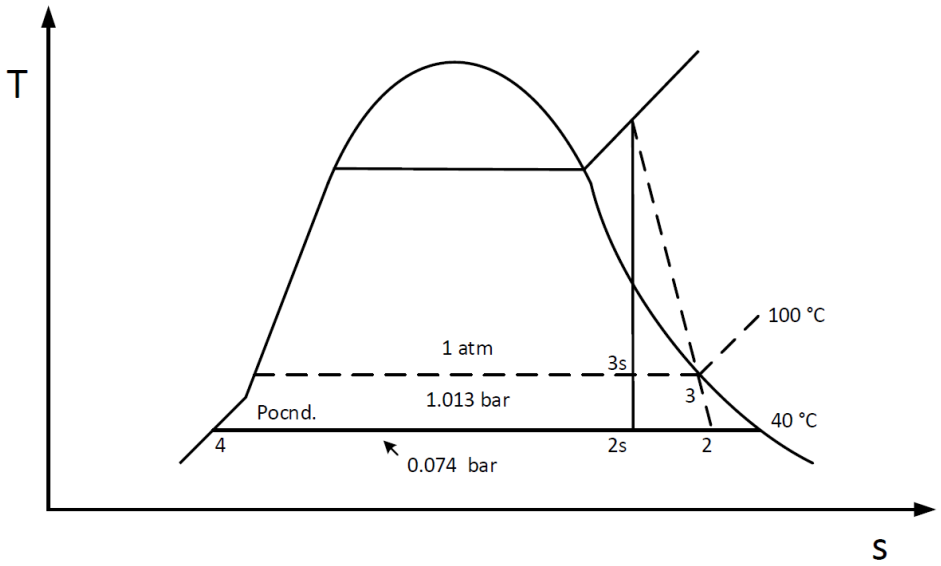


รูปที่ 7.1 ระบบน้ำป้อนและน้ำหล่อเย็น

เมื่อไอน้ำความดันสูงไหลผ่านกังหันไอน้ำ ความดันจะลดลงและไหลเข้าสู่เครื่องควบแน่น โดยเครื่องควบแน่นเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำหน้าที่หลัก คือ

1. ลดความดันของไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำ ความดันนี้จะเท่ากับความดันอิ่มตัวของไอน้ำซึ่งจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ ถ้าระบบน้ำควบแน่นมีอุณหภูมิต่ำจะทำให้เกิดความดันด้านสำหรับกังหันไอน้ำที่ทางออกลดต่ำลง ซึ่งหากความดันนี้มีความดันต่ำลง จะส่งผลให้ประสิทธิภาพของระบบสูงขึ้น แสดงในรูปที่ 7.2 เนื่องจาก Δh ตกคร่อมที่กังหันไอน้ำมากขึ้น นั่นคือ ได้งานออกมามากขึ้นนั้นเอง และยังสามารถลดอัตราการใช้ไอน้ำ

2. สามารถนำไอน้ำที่ผ่านเครื่องควบแน่นที่เรียกว่า น้ำควบแน่น (Condensate) กลับมาใช้ป้อนเข้าสู่ระบบเครื่องกำเนิดไอน้ำ ซึ่งจะเป็นการประหยัดเชื้อเพลิง ประหยัดน้ำ ลดต้นทุนในการปรับปรุงคุณภาพน้ำ (Water treatment) เนื่องจากน้ำควบแน่น (Condensate) ยังมีอุณหภูมิสูง รวมทั้งลดปัญหามลภาวะได้ทางอ้อม



รูปที่ 7.2 การเพิ่มงานต่อหน่วยมวลไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำโดยเครื่องควบแน่น

ส่วนเครื่องอุ่นน้ำป้อน (Feedwater heaters) จะมีหน้าที่หลักคือ เพิ่มอุณหภูมิของน้ำให้สูงขึ้นก่อนที่น้ำจะไหลเข้าไปสู่ เครื่องกำเนิดไอน้ำ โดยความร้อนที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิน้ำนั้นได้รับมาจากการแบ่งไอน้ำบางส่วนจาก กังหันไอน้ำ จึงทำให้สามารถลดการใช้พลังงานในเครื่องกำเนิดไอน้ำ จึงทำให้ประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าเพิ่มสูงขึ้น

7.1 เครื่องควบแน่นแบบสัมผัสโดยตรง (Direct-Contact Condensers)

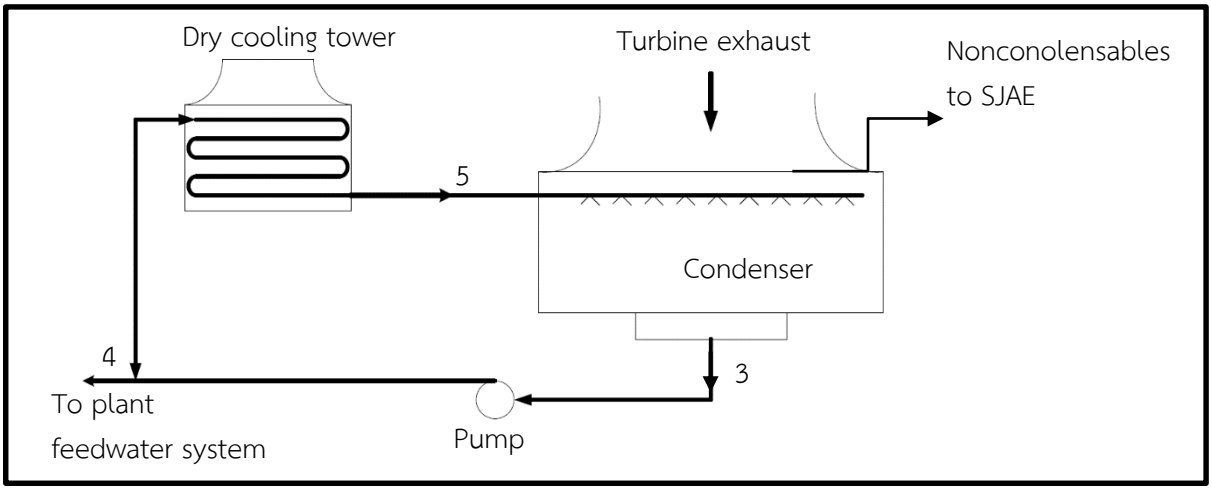
เครื่องควบแน่นแบบสัมผัสโดยตรงหรือแบบเปิดแบ่งเป็น 3 ประเภท คือ

(1) เครื่องควบแน่นชนิดสเปรย์น้ำ (Spray Condenser) ดังแสดงในรูปที่ 7.3 ซึ่งเป็นแบบที่ไอน้ำที่ออกจาก กังหันเข้าสู่เครื่องควบแน่น แล้วควบแน่นที่เครื่องควบแน่นโดยอาศัยน้ำเย็นที่มาจากหอหล่อเย็นชนิดแห้ง (Dry Cooling tower) ส่งเข้าไปในเครื่องควบแน่นทำให้ไอน้ำควบแน่นที่สภาวะที่ 3 น้ำเย็นที่ผ่านเข้าหอหล่อเย็นชนิดแห้งนั้นถูกแบ่งมาจากน้ำที่ควบแน่นออกจากเครื่องควบแน่นผ่านปั๊มที่สภาวะที่ 4

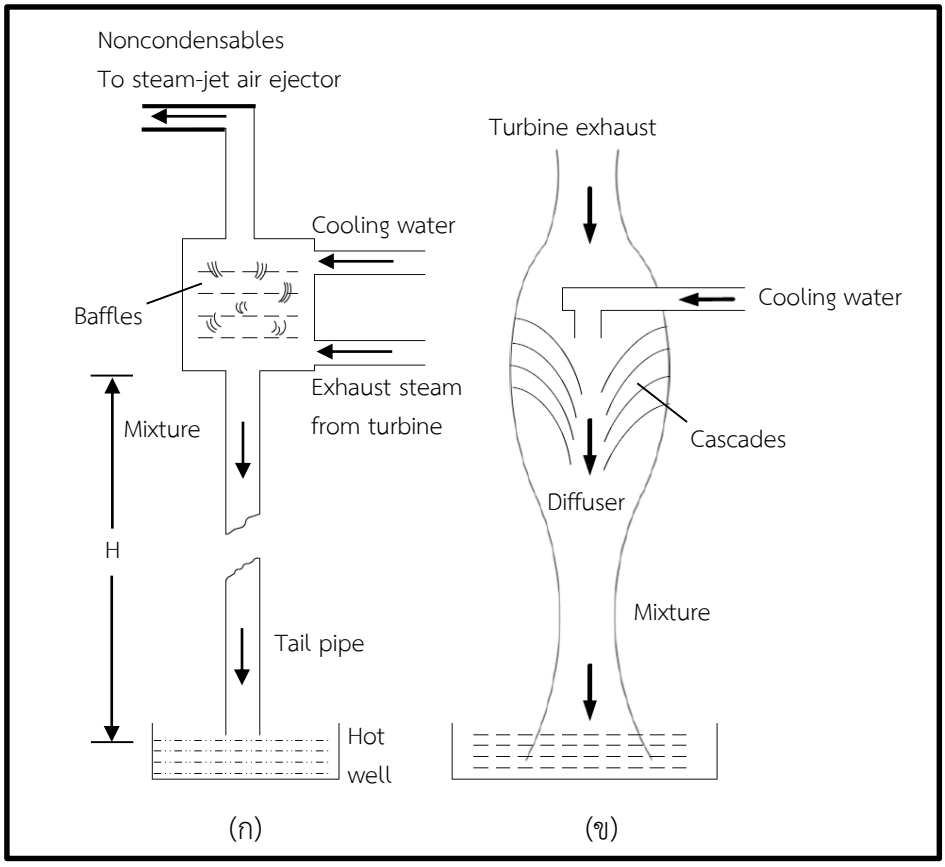
(2) บารอมิเตอร์คอนเดนเซอร์ ดังแสดงในรูปที่ 7.4 (ก) จะทำงานโดยเริ่มจากน้ำเย็นถูกส่งเข้าไปยังแผงกระจายน้ำ (Baffles) ที่มีหลายชั้นเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นกับไอน้ำจากกังหัน โดยที่ไอน้ำจากกังหันถูกส่งเข้าด้านล่างของแผงกระจายน้ำ ทำให้ควบแน่นรวมกับน้ำเย็นที่ส่งเข้าไปไหลรวมกันลงตามท่อ Tail pipe โดยที่ภายในท่อจะมีน้ำอยู่เต็มและไหลลงด้านล่าง ท่อ Tail pipe นี้ จึงทำหน้าที่ปรับความดันให้เท่ากับความดันบรรยากาศที่อยู่ด้านล่างของอ่างรับน้ำร้อน (Hot well) ด้านล่าง ท่อ Tail pipe นี้จึงทำงานคล้ายบารอมิเตอร์ จึงเรียกเครื่องควบแน่นนี้ว่า บารอมิเตอร์คอนเดนเซอร์ (Barometer Condenser)

(3) เจ็ตคอนเดนเซอร์ ดังแสดงในรูปที่ 7.4 (ข) การทำงานเริ่มจากไอน้ำจากกังหันถูกส่งเข้าด้านบน แล้วน้ำเย็นส่งเข้าไปผสมกันโดยมีแผ่น Cascades ช่วยให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีขึ้น จากนั้น

น้ำที่ควบแน่นกับน้ำเย็นจะเข้าสู่หัวฉีด ที่มีลักษณะเป็น Convergent-divergent nozzle อาศัยการทำงานของ Diffuser ที่อยู่ตอนล่างของหัวฉีดทำหน้าที่เหมือนท่อ Tail pipe ในบารอมิเตอร์คอนเดนเซอร์ ซึ่งทำให้ความดันภายในเจ็ตคอนเดนเซอร์เพิ่มขึ้นเท่ากับความดันบรรยากาศ ที่อยู่ด้านล่างโดยที่ความยาวของ Diffuser ไม่ต้องยาวเท่ากับการใช้ท่อ Tail pipe ทำให้สามารถลดขนาดของเครื่องควบแน่นลงได้มาก



รูปที่ 7.3 เครื่องควบแน่นชนิดแบบสัมผัสโดยตรง



รูปที่ 7.4 (ก) บารอมิเตอร์คอนเดนเซอร์ และ (ข) เจ็ตคอนเดนเซอร์

7.2 เครื่องควบแน่นแบบผิวสัมผัส (Surface Condensers)

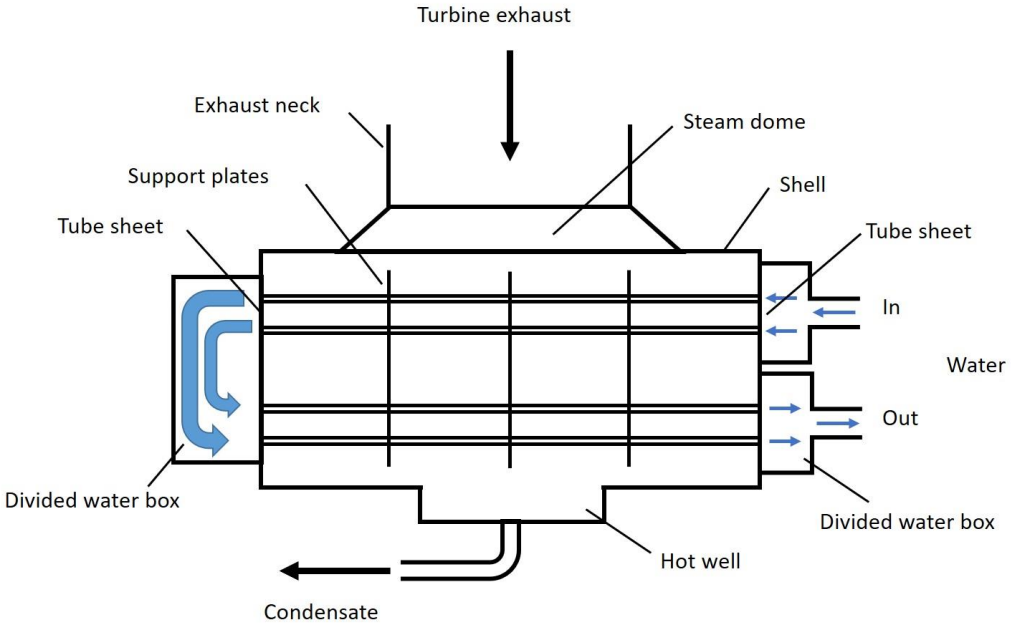
เครื่องควบแน่นแบบผิวสัมผัสดังแสดงในรูปที่ 7.5 นั้นทำงานโดยไอน้ำที่มาจากกังหันไอน้ำและน้ำเย็นระบายความร้อนที่ไม่ใช่สารทำงานในวัฏจักรไอน้ำจะไม่สัมผัสหรือไม่ผสมกัน จึงเรียกว่า เครื่องควบแน่นแบบผิวสัมผัส ซึ่งเป็นลักษณะการทำงานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube heat exchanger) โดยน้ำเย็นที่มาระบายความร้อนจะไหลในท่อขนาดเล็กจำนวนมากเพื่อเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนไอน้ำจะอยู่ในเปลือกของเครื่องควบแน่น ซึ่งจะไหลเข้าที่ด้านบน และจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็นในท่อแล้วควบแน่นกลายเป็นของเหลว (Condensate) ไหลลงสู่อ่างรับน้ำร้อนข้างล่าง (Hot well)

เครื่องควบแน่นแบบผิวสัมผัสนี้สามารถแบ่งตามการไหลของน้ำเย็นที่แลกเปลี่ยนความร้อนได้ 3 ประเภท ดังนี้

1. เครื่องควบแน่นแบบไหลทางเดียว (Single-pass condenser) น้ำไหลเข้าแล้วออกจากอีกด้านหนึ่งของเครื่องควบแน่น

2. เครื่องควบแน่นแบบไหลสองทาง (Two-pass condenser) น้ำไหลเข้าแล้วออกจากอีกด้านหนึ่งของเครื่องควบแน่น แล้ววกกลับมาเข้าเครื่องควบแน่นผ่านท่อน้ำอีกชุดหนึ่งแล้วออกจากเครื่องควบแน่นด้านเดียวกับที่เข้าครั้งแรก ดังแสดงในรูปที่ 7.5

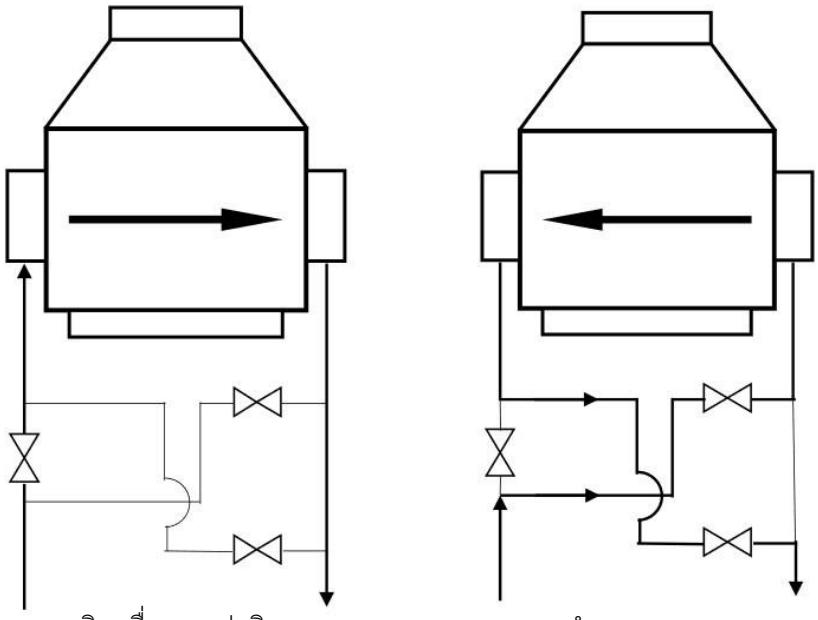
3. เครื่องควบแน่นแบบไหลสี่ทาง (Four-pass condenser) น้ำไหลเข้า-ออกเครื่องควบแน่น 4 ครั้ง



รูปที่ 7.5 แผนภาพของเครื่องควบแน่นแบบผิวสัมผัสไหล 2 ทาง

เนื่องจากสมรรถนะของเครื่องควบแน่นที่ลดลงจะส่งผลลบต่อประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า ดังนั้นต้องมีการบำรุงรักษาเครื่องควบแน่นเป็นอย่างดี ปัญหาหลักที่อาจเกิดขึ้นในการใช้งานเครื่องควบแน่นมี 4 ประการ ได้แก่ การเกิดฟาวลิ่ง การสึกกร่อนท่อ การรั่วไหลเข้าของน้ำหล่อเย็นมาปะปนกับไอน้ำ และการรั่วไหลเข้าของอากาศ

- *การเกิดฟาวลิ่ง* หมายถึง การที่มีคราบตะกรันหรือสารอื่นมาเกาะติดพื้นผิวด้านในของท่อ คราบเหล่านี้นำความร้อนไม่ดีหรือด้อยลง ฟาวลิ่งทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องควบแน่นลดลงและเป็นสิ่งที่ป้องกันไม่ให้เกิดได้ค่อนข้างยาก เพราะน้ำหล่อเย็นมาจากแหล่งน้ำธรรมชาติซึ่งมีสารมลทินปะปนอยู่ การเติมสารเคมีในน้ำหล่อเย็นช่วยลดการสะสมของสารอินทรีย์บนผิวท่อได้ แต่วิธีแก้ปัญหาฟาวลิ่งที่นิยมใช้ในโรงไฟฟ้าคือ การทำความสะอาดเครื่องควบแน่นโดยสูบน้ำให้ไหลย้อนกลับ รูปที่ 7.6 แสดงทิศทางการไฟล์ของน้ำในสภาวะเดินเครื่องควบแน่นตามปกติและสภาวะทำความสะอาดเครื่องควบแน่น น้ำที่ใช้กำจัดคราบสิ่งแปลกปลอมภายในท่อของเครื่องควบแน่นจะมีลูกบอลทำด้วยฟองน้ำลูกเล็กๆ จำนวนมาก ลูกบอลเหล่านี้จะขูดผิวในของท่อเมื่อไหล่ผ่านท่อพร้อมกับชะล้างสิ่งสกปรกออกไป



รูปที่ 7.6 วงจรการไหลของเครื่องควบแน่นในสองสภาวะ

- *การสึกกร่อนท่อ* ส่วนใหญ่เกิดจากทราย ก้อนกรวด และสิ่งแปลกปลอมในน้ำหล่อเย็นที่เคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงมาปะทะกับท่อของเครื่องควบแน่น ถึงแม้ว่าความเร็วของน้ำหล่อเย็นที่เพิ่มขึ้นจะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นและส่งผลให้เครื่องควบแน่นมีสมรรถนะดีขึ้น และช่วยชะล้างคราบ

ตะกรันที่เกาะผิวท่อ แต่ก็ทำให้เครื่องสูบทำงานหนักขึ้น และเพิ่มการสึกกร่อนซึ่งอาจทำให้อายุการใช้งานของท่อลดลง

- *การรั่วไหลเข้าของน้ำหล่อเย็นมาปะปนกับไอน้ำ* มีสาเหตุมาจากการที่ความดันของน้ำหล่อเย็นซึ่งไหลในท่อสูงกว่าความดันไอน้ำนอกท่อ การสึกกร่อนและการสั่นสะเทือนเป็นเวลานานอาจทำให้เกิดรอยแตกร้าวในท่อได้ น้ำหล่อเย็นอาจจะซึมผ่านรอยแตกร้าวไปปะปนกับไอน้ำ ไอน้ำมีความบริสุทธิ์สูงเพราะมันจะกลายเป็นน้ำป้อนหลังจากการควบแน่น เนื่องจากมีเกลือแร่ละลายในน้ำหล่อเย็นการปะปนระหว่างไอน้ำกับน้ำหล่อเย็นจะนำไปสู่น้ำป้อนที่ด้อยคุณภาพ การแก้ปัญหานี้ที่ดีที่สุดคือ การตรวจสอบหารอยแตกและรอยร้าวในท่อเพื่อซ่อมแซมให้หมดไป แต่การตรวจสอบเครื่องควบแน่นที่มีท่อหลายพันท่อเป็นงานที่หนัก วิธีตรวจสอบมีหลายวิธีเช่น วัดค่านำไฟฟ้าของน้ำป้อนและเปรียบเทียบกับค่าปกติ ถ้ามีน้ำหล่อเย็นปะปนกับน้ำป้อนค่าการนำไฟฟ้าจะเพิ่มขึ้นเพราะเกลือแร่ที่ละลายในน้ำหล่อเย็นแตกตัวเป็นไอออนซึ่งนำไฟฟ้าได้ดีกว่าน้ำบริสุทธิ์
- *การรั่วไหลเข้าของอากาศ* เกิดจากการที่ความดันของไอน้ำในเครื่องควบแน่นต่ำกว่าความดันบรรยากาศ อากาศที่ไหลเข้าเครื่องควบแน่นจะล้อมรอบท่อ สภาพฉนวนความร้อนของอากาศทำให้การถ่ายเทความร้อนจากไอน้ำสู่น้ำหล่อเย็นลดลง ผลที่ตามมาคือไอน้ำควบแน่นที่อุณหภูมิสูงขึ้นและความดันไอน้ำก็สูงขึ้นตามไปด้วย ซึ่งทำให้งานที่ได้จากเครื่องกังหันไอน้ำลดลง การออกแบบเครื่องควบแน่นเพื่อป้องกันการรั่วไหลเข้าของอากาศไม่อาจรับประกันว่าจะไม่มีการรั่วไหลเข้าของอากาศตลอดอายุการใช้งานของเครื่องควบแน่น เนื่องจากอากาศอาจเล็ดลอดผ่านรอยต่อหรือรอยร้าวที่อาจขึ้นได้ตลอดเวลา ดังนั้นการสูบอากาศออกจึงเป็นสิ่งที่จำเป็น อุปกรณ์ที่ใช้สูบอากาศออกคือ เครื่องสูบอากาศ (vacuum pump)

7.3 การประเมินสมรรถนะเครื่องควบแน่น

เครื่องควบแน่นในโรงไฟฟ้านิยมใช้แบบเปลือกและท่อ (shell-and-tube heat exchanger) โดยมีน้ำระบายความร้อนเนื่องจากน้ำระบายความร้อนได้ดีกว่าอากาศหลายเท่า แสดงในรูปที่ 7.7 แสดงโพรไฟล์อุณหภูมิในเครื่องควบแน่นที่มีการไหลผ่านของน้ำหล่อเย็นเพียงครั้งเดียว น้ำหล่อเย็นจะมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องจากทางเข้าเครื่องไปทางออก ในขณะที่อุณหภูมิของไอน้ำที่ควบแน่นจะคงที่ การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนสำหรับเครื่องควบแน่นจะใช้สมการด้านการถ่ายเทความร้อนวิเคราะห์คือ

$$Q = UA\Delta T_{lm}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{ITD - TTD}{\ln\left(ITD / TTD\right)}$$

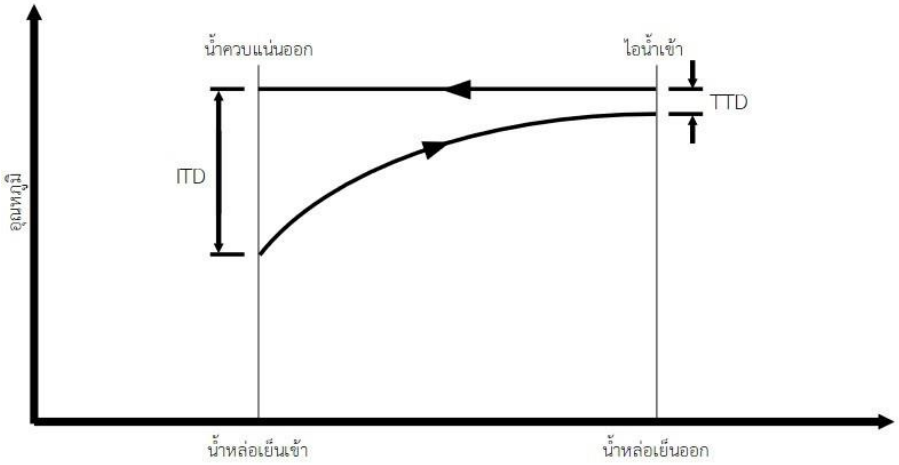
โดยที่ ITD คือผลต่างระหว่างอุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวกับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้า

TTD คือผลต่างระหว่างอุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัวกับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออก

U คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและ

A คือพื้นที่การถ่ายเทความร้อนซึ่งก็คือพื้นที่ผิวของท่อ

สมการข้างต้นแสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเป็นปัจจัยที่มีผลต่อขนาดของเครื่องควบแน่น ถ้าอุณหภูมินี้สูงขึ้น ค่า ITD และ TTD จะลดลงและทำให้พื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนต้องเพิ่มขึ้นเพื่อให้ Q มีค่าคงที่



รูปที่ 7.7 โพรไฟล์อุณหภูมิในเครื่องควบแน่นผิวสัมผัส

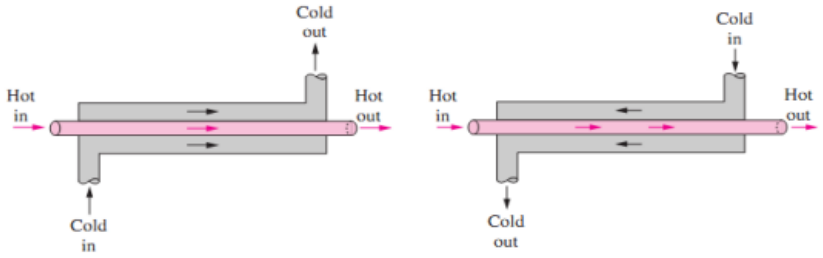
การประเมินสมรรถนะเครื่องควบแน่นก็คือการประเมินสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเป็นอุปกรณ์ใช้ไอน้ำสัมผัสโดยอ้อม (Indirect steam) หลักการคือ ของไหล 2 ชนิด ชนิดหนึ่งอุณหภูมิสูง อีกชนิดอุณหภูมิต่ำ ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไม่มีการผสมกันที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การประเมินสมรรถนะเครื่องควบแน่นจะอ้างอิงมาตรฐาน ANHSI/AHRI 400 (2015)

1 ขอบเขต

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ เครื่องมือที่ใช้ในการถ่ายความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน โดยแบ่งออกเป็น 3 ชนิด ตามทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นหลัก ได้แก่

1.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ 2 ชั้น (Concentric tube or Double pipe)

โครงสร้างจะอยู่ในลักษณะของท่อ 2 ท่อ ดังแสดงในรูปที่ 7.8 สวมเข้าด้วยกันแต่อาจมีทิศทางการไหลแบบขนาน (parallel flow) หรือสวนทาง (counter flow) กันก็ได้

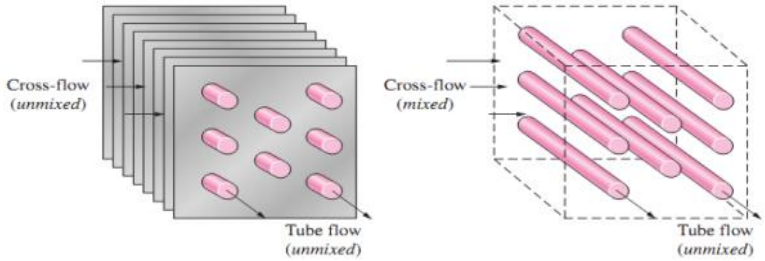


(ก.) (ข.)

รูปที่ 7.8 หลักการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ 2 ชั้น
(ก.) ทิศทางการไหลแบบขนาน (ข.) ทิศทางการไหลแบบสวนทาง

1.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน (Cross flow)

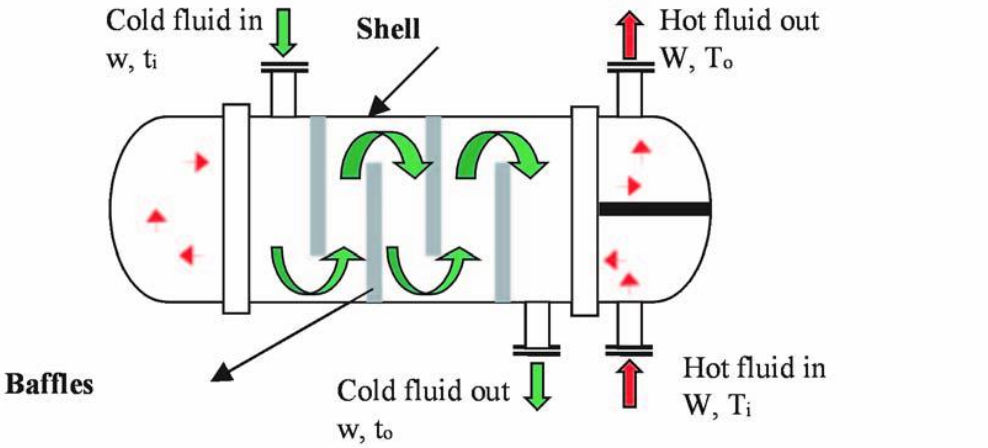
โครงสร้างเป็นกลุ่มท่อที่ติดครีบ การไหลของของไหล อาจเป็นแบบกลับเดียวหรือ 2 กลับก็ได้ การแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน ดังแสดงในรูปที่ 7.9



รูปที่ 7.9 หลักการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน

1.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube) โดยของไหลชนิดหนึ่งจะถูกกำหนดให้ไหลผ่านในเปลือกและของไหลอีกชนิดหนึ่งถูกกำหนดให้ไหลผ่านในท่อ ดังแสดงในรูปที่ 7.10 โดยมีทิศทางการไหลส่วนทางกัน ขนานกัน หรือทั้ง 2 อย่าง หรืออาจมีทิศทางการไหลตั้งฉากกันก็ได้



รูปที่ 7.10 หลักการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

หลักการคำนวณเพื่อประเมินประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้รับพลังงานขาเข้ามาจากระบบไอน้ำสำหรับคู่มือนี้สามารถประเมินได้ 2 รูปแบบด้วยกัน ได้แก่

(1) การประเมินประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient, U)

(2) การประเมินผ่านความร้อนที่ผลิตภัณฑ์ได้รับต่อความร้อนที่ไอน้ำป้อนให้

2 เครื่องมือวัด และความแม่นยำในการตรวจวัด

2.1 อัตราการไหลของสารทำงาน

สามารถใช้ได้ทั้งอัตราการไหลเชิงมวลและอัตราการไหลเชิงปริมาตร วิธีการตรวจวัดให้เป็นไปตามมาตรฐาน ASME PTC 19.5, ASME MFC–5M, ASME MFC-11M และ ASME MFC-16M โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนยอมรับได้ ±1% ของค่าที่ทำการตรวจวัด สามารถใช้เครื่องมือประเภท Orifice flow meter, Vortex flow meter, Venturi meter, Coriolis flow meter, Magnetic flow meter เป็นต้น

2.2 การวัดอุณหภูมิ

ควรใช้มาตรฐานการวัดตาม ANSI/ASHRAE 4.1 และใช้เครื่องมือตรวจวัดที่มีการสอบเทียบแล้วสำหรับการวัดอุณหภูมิของสารทำงาน อนุญาตให้มีค่าความแม่นยำได้ $\pm 0.2^{o}C$ สามารถใช้ Thermo gauge สำหรับย่านอุณหภูมิต่ำ, RTD เป็นต้น

2.3 การวัดความดัน

ควรใช้มาตรฐานการวัดตาม ANSI/ASHRAE 41.2, AME PTC 19.2 และ ASME PTC 12.5 เครื่องมือควรมีการสอบเทียบตามมาตรฐานอย่างถูกต้อง โดยให้มีค่าความคลาดเคลื่อนได้ ±2% ของค่าที่ทำการวัดสามารถใช้มานอมิเตอร์ประเภท liquid, Draft gauge, เกจประเภทบูร์ดองหรือไดอะเฟรม หรือ absolute transmitter เป็นต้น

3 ขั้นตอนการทดสอบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ควรตรวจสอบอุปกรณ์หรือเครื่องมือตรวจวัดให้มีความพร้อมตามข้อกำหนดทางด้านเครื่องมือ และควรรอให้ระบบเข้าสู่สมดุลทางความร้อน จึงทำการวัด โดยที่อุณหภูมิที่จุดเดียวกันควรมีค่าต่างกันไม่เกิน 0.5 ^{o}C

เมื่อทำการวัดซ้ำเพื่อหาค่าเฉลี่ย อัตราการไหลที่จุดเดียวกันควรมีค่าต่างกันไม่เกิน ±2% จากค่าเฉลี่ย เมื่อบันทึกข้อมูลที่สภาวะคงตัวตามข้อแรกแล้ว ให้ใช้เวลาในการทดสอบอีกอย่างน้อย 30 นาที เพื่อบันทึกค่าซ้ำไม่น้อยกว่า 5 ครั้ง และควรมีการบันทึกค่าเมื่อเริ่มต้นการทดสอบและสิ้นสุดการทดสอบเสมอ

อัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำงานสายร้อนและสายเย็นแต่ละครั้ง ควรมีค่าไม่เกิน ±5% ของค่าเฉลี่ยที่ได้จากการทดสอบ

ในข้อมูลการบันทึกผล ควรมีการระบุวันที่ ผู้ทดสอบ ข้อมูลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น ลักษณะทั่วไป ข้อมูลผู้ผลิต รุ่น สารทำงานที่ใช้ และค่าทั้งหมดที่บันทึกได้จากการทดลอง เอกสารอ้างอิงการสอบเทียบ และข้อมูลการคำนวณ

ข้อมูลพื้นฐานที่ต้องตรวจวัดขณะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำงานที่สภาวะคงตัว ดังแสดงในตารางที่ 7.1

ตารางที่ 7.1 ข้อมูลพื้นฐานที่ต้องตรวจวัดขณะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำงานที่สภาวะคงตัว

ข้อมูล	หน่วย	ข้อมูลขาเข้า	ข้อมูลขาออก
จากการตรวจวัด			
อัตราการไหลสารทำงานสายร้อน, W	kg/h	√	√
อัตราการไหลสารทำงานสายเย็น, w	kg/h	√	√
อุณหภูมิสารทำงานสายร้อน, T	°C	√	√
อุณหภูมิสารทำงานสายเย็น, t	°C	√	√
ความดันสารทำงานสายร้อน, P	barg	√	√
ความดันสารทำงานสายเย็น, p	barg	√	√
จากการเปิดตาราง			
ความหนาแน่นสารทำงานสายร้อน, ρ_h	kg/m^3	√	√
ความหนาแน่นสารทำงานสายเย็น, ρ_c	kg/m^3	√	√
ความหนืดสารทำงานสายร้อน, μ_h	MpaS*	√	√
ความหนืดสารทำงานสายเย็น, μ_c	MpaS	√	√
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสายร้อน, k_h	kW/(m °C)	√	√
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสายร้อน, k_c	kW/(m °C)	√	√
ค่าความจุความร้อนจำเพาะสายร้อน, C_{ph}	kJ/(kg °C)	√	√
ค่าความจุความร้อนจำเพาะสายเย็น, C_{pc}	kJ/(kg °C)	√	√

*หมายเหตุ MpaS คือ Mega Pascal Second

4 หลักการในการทดสอบประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient)

(1) หาปริมาณความร้อนที่ถูกถ่ายเท

$$Q = q_s + q_1 \tag{7-1}$$

$$q_s = \frac{W \times C_{ph} \times (T_i - T_o)}{1000 \times 3600} \quad \text{หรือ} \quad q_s = \frac{w \times C_{pc} \times (t_i - t_o)}{1000 \times 3600} \tag{7-2}$$

$$q_1 = W \times \lambda_h \quad \text{หรือ} \quad q_1 = w \times \lambda_c \tag{7-3}$$

โดยที่ Q คือ ปริมาณความร้อนที่ถูกถ่ายเท (kW)

q_s คือ sensible heat (kW)

q_1 คือ Latent heat (kW)

λ_h คือ ค่าความร้อนแฝงของการควบแน่นของไอน้ำ (J/kg)

λ_c คือ ค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ (J/kg)

W คือ อัตราการไหลเชิงมวลสายร้อน (kg/s)

w คือ อัตราการไหลเชิงมวลสายเย็น (kg/s)

C_{ph} คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะสายร้อน $(kJ/kg\,K)$

C_{pc} คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะสายเย็น $(kJ/kg\,K)$

T_i คือ อุณหภูมิสายร้อนเข้า (^oC)

T_o คือ อุณหภูมิสายร้อนออก (^oC)

t_i คือ อุณหภูมิสายเย็นเข้า (^oC)

t_o คือ อุณหภูมิสายเย็นออก (^oC)

(2) หาความดันตกคร่อมสายร้อน

$$\Delta P_h = P_i - P_o \tag{7-4}$$

โดยที่ ΔP_h คือ ความดันตกคร่อมสายร้อน (kPa)

P_i คือ ความดันสายร้อนขาเข้า (kPa)

P_o คือ ความดันสายร้อนออก (kPa)

(3) หาความดันตกคร่อมสายเย็น

$$\Delta P_c = p_i - p_o \tag{7-5}$$

โดยที่ ΔP_c คือ ความดันตกคร่อมสายเย็น (kPa)

p_i คือ ความดันสายเย็นขาเข้า (kPa)

p_o คือ ความดันสายเย็นออก (kPa)

(4) อุณหภูมิแตกต่างของสายร้อน

$$\Delta T = T_i - T_o \tag{7-6}$$

โดยที่ ΔT คือ อุณหภูมิแตกต่างของสายร้อน (^oC)

T_i คือ อุณหภูมิสายร้อนเข้า (^oC)

T_o คือ อุณหภูมิสายร้อนออก (^oC)

(5) อุณหภูมิแตกต่างของสายเย็น

$$\Delta t = t_i - t_o \tag{7-7}$$

โดยที่ Δt คือ อุณหภูมิแตกต่างของสายเย็น (^oC)

t_i คือ อุณหภูมิสายเย็นเข้า (^oC)

t_o คือ อุณหภูมิสายเย็นออก (^oC)

(6) Capacity ratio

$$R = \frac{W \times C_{Ph}}{wC_{pc}} \quad \text{หรือ} \quad \frac{(T_i - T_o)}{(t_i - t_o)} \tag{7-8}$$

โดยที่ R คือ Capacity ratio

W คือ อัตราการไหลเชิงมวลสายร้อน (kg/s)

w คือ อัตราการไหลเชิงมวลสายเย็น (kg/s)

C_{ph} คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะสายร้อน (kJ/kgK)

C_{pc} คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะสายเย็น (kJ/kgK)

T_i คือ อุณหภูมิสายร้อนเข้า (^oC)

T_o คือ อุณหภูมิสายร้อนออก (^oC)

t_i คือ อุณหภูมิสายเย็นเข้า (^oC)

t_o คือ อุณหภูมิสายเย็นออก (^oC)

(7) Effectiveness

$$S = \frac{(t_o - t_i)}{(T_i - t_i)} \tag{7-9}$$

โดยที่ S คือ Effectiveness

T_i คือ อุณหภูมิสายร้อนเข้า (^oC)

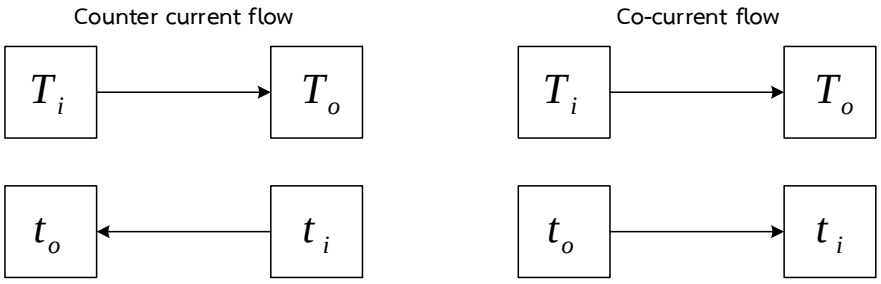
T_o คือ อุณหภูมิสายร้อนออก (^oC)

t_i คือ อุณหภูมิสายเย็นเข้า (^oC)

t_o คือ อุณหภูมิสายเย็นออก (^oC)

(8) LMTD

- สำหรับทิศทางการไหลสวนทางและการไหลขนาน



$$LMTD_{counter} = \frac{\left((T_i - t_o) - (T_o - t_i)\right)}{\ln\left(\frac{T_i - t_o}{T_o - t_i}\right)} \quad (7\text{-}10)$$

$$LMTD_{co-current} = \frac{\left((T_i - t_i) - (T_o - t_o)\right)}{\ln\left(\frac{T_i - t_i}{T_o - t_o}\right)} \quad (7\text{-}11)$$

โดยที่ $LMTD_{counter}$ คือ Log Mean Temperature Difference แบบไหลสวน (^oC)

$LMTD_{co-current}$ คือ Log Mean Temperature Difference แบบไหลขนาน (^oC)

T_i คือ อุณหภูมิสายร้อนเข้า (^oC)

T_o คือ อุณหภูมิสายร้อนออก (^oC)

t_i คือ อุณหภูมิสายเย็นเข้า (^oC)

t_o คือ อุณหภูมิสายเย็นออก (^oC)

- correction factor สำหรับทิศทางการไหลแบบตั้งฉาก

$$F = \frac{(R+1)^{1/2} \times \ln\left((1-SR)/(1-S)\right)}{(1-R) \times \ln\left\{\frac{2-S\left(R+1-(R+1)^{1/2}\right)}{2-S\left(R+1+(R+1)^{1/2}\right)}\right\}} \quad (7\text{-}12)$$

โดยที่ F คือ Correction factor

S คือ Effectiveness

R คือ Capacity ratio

(9.) คำนวณหา Corrected LMTD

$$LMTD_{correct} = F \times LMTD \tag{7-13}$$

โดยที่ $LMTD_{correct}$ คือ Log Mean Temperature Difference แบบไหลสวน (^oC)

$LMTD$ คือ Log Mean Temperature Difference (^oC)

F คือ Correction factor

(10.) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

$$U = \frac{Q}{A \times LMTD_{correct}} \tag{7-14}$$

โดยที่ U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม $kW/\left(m^2K\right)$

$LMTD_{correct}$ คือ Log Mean Temperature Difference แบบไหลสวน (^oC)

Q คือ ปริมาณความร้อนที่ถูกถ่ายเท (kW)

A คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน (m^2)

4.2 การคำนวณประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนจากปริมาณความร้อน

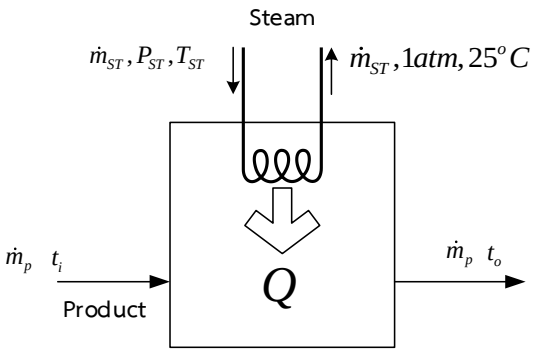
(1) ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน หลักการคำนวณประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 7.11

$$\eta_{HEX} = \frac{Q}{Q_B} \tag{7-15}$$

โดยที่ η_{HEX} คือ ประสิทธิภาพการเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Q คือ ปริมาณความร้อนที่ถูกถ่ายเท (kW)

Q_B คือ ปริมาณความร้อนของไอน้ำ (kW)



รูปที่ 7.11 แสดงหลักการคำนวณประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน

(2) ปริมาณความร้อนของไอน้ำ

$$Q_B = m_{ST}\left(h_1 - h_2\right) \quad (7\text{-}16)$$

โดยที่ Q_B คือ ความร้อนของไอน้ำ (kW)

m_{ST} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของไอน้ำ (kg/s)

h_1 คือ เอนทาลปีของไอน้ำ สามารถหาได้จากการเปิดตารางไอน้ำตามความดันและอุณหภูมิที่วัดได้ (kJ/kg)

h_2 คือ เอนทาลปีของไอน้ำที่ผ่านการแลกเปลี่ยนความร้อนและควบแน่นกลับมาสู่อุณหภูมิห้อง (25°C) (kJ/kg)

(3) ปริมาณความร้อนที่ถูกถ่ายเท

$$Q = \dot{m}_p C_p\left(t_o - t_i\right) \quad (7\text{-}17)$$

โดยที่ Q คือ ปริมาณความร้อนที่ถูกถ่ายเท (kW)

$\dot{m}_p$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของผลิตภัณฑ์ (kg/s)

C_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะเฉลี่ยของผลิตภัณฑ์ $(kJ/kg\,K)$

t_o คือ อุณหภูมิขาออกของผลิตภัณฑ์ (^oC)

t_i คือ อุณหภูมิขาเข้าของผลิตภัณฑ์ (^oC)

5 ตัวอย่างการประเมิน และการวิเคราะห์ผล

5.1 *ตัวอย่างการคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม*

จากการตรวจวัดข้อมูลได้ผลการตรวจสอบดังแสดงในตารางที่ 7.2

ตารางที่ 7.2 ข้อมูลสำหรับตัวอย่างการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

ข้อมูลตรวจวัด	หน่วย	ขาเข้า	ขาออก
อัตราการไหลสายร้อน, W	kg/h	3,000	3,000
อัตราการไหลสายเย็น, w	kg/h	92,300	92,300
อุณหภูมิสายร้อน, T	°C	150	150
อุณหภูมิสายเย็น, t	°C	30	95
ความดันสายร้อน, P	bar g	-	-
ความดันสายเย็น, p	mbar g	200	180

กำหนดให้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนส่วนที่เป็นท่อมีพื้นที่ 42.8 m^2 และพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนส่วนที่เป็นครีบ (fin) มีพื้นที่ทั้งหมด 856 m^2 จากการคำนวณตามสมการที่ (7-1) ถึง (7-14) ได้ผลการคำนวณ ดังแสดงในตารางที่ 7.3

ตารางที่ 7.3 ผลการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

ข้อมูล	หน่วย	ค่าคำนวณ	ค่าการออกแบบ
ความร้อนที่แลกเปลี่ยน, Q	kW	1748	1800
ความดันตกคร่อมของสายร้อน, ΔP_h	bar	-	-
ความดันตกคร่อมของสายเย็น, ΔP_c	bar	20	15
อุณหภูมิแตกต่างของสายร้อน, ΔT	°C	-	-
อุณหภูมิแตกต่างของสายเย็น, Δt	°C	65	65
Capacity ratio, R	-	-	-
Effectiveness, S	-	-	-
Corrected LMTD, $LMTD_{correct}$	°C	79	79
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, U	kW/(m^2 °C)	0.026	0.03

5.2 ตัวอย่างการคำนวณ การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

จากการตรวจวัดข้อมูลจาก Coil heater ได้ผลการตรวจสอบดังแสดงในตารางที่ 7.4

ตารางที่ 7.4 ข้อมูลสำหรับตัวอย่างการคำนวณประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ข้อมูลตรวจวัด	หน่วย	ค่าการตรวจวัด
อัตราการไหลเชิงมวลของไอน้ำสู่กระบวนการ, $\dot{m}_{ST}$	kg/s	0.138
อุณหภูมิของไอน้ำ, T_{ST}	°C	377
ความดันของไอน้ำ, P_{ST}	bar	43
อัตราการไหลเชิงมวลของผลิตภัณฑ์, $\dot{m}_P$	kg/s	2
ค่าความจุความร้อนจำเพาะเฉลี่ยของผลิตภัณฑ์, C_p	kJ/kg °C	3.9
อุณหภูมิขาเข้าของผลิตภัณฑ์, t_i	°C	21
อุณหภูมิขาออกของผลิตภัณฑ์, t_o	°C	65

จากอุณหภูมิและความดันของไอน้ำ จะได้เอนทาลปีของไอน้ำ เท่ากับ 3,255.8 kJ/kg และกำหนดให้ไอน้ำออกจากระบบที่สถานะของเหลว อุณหภูมิ 25°C และความดัน 1 bar จะได้เอนทาลปีเท่ากับ 417.396 kJ/kg จากการคำนวณตั้งแต่สมการที่ (7-15) ถึง (7-17) สามารถคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดังตารางที่ 7.5

ตารางที่ 7.5 ผลการคำนวณประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ข้อมูล	หน่วย	ค่าคำนวณ
ความร้อนที่ไอน้ำให้แก่ระบบ, Q_B	kW	394.22
ความร้อนที่ผลิตภัณฑ์ได้รับ, Q	kW	343.2
ประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, η_{HEX}	-	0.87

7.4 การประเมินความสะอาดของเครื่องควบแน่น

ในการประเมินสมรรถนะคอนเดนเซอร์นั้น อาจใช้การประเมินความสะอาดของเครื่องควบแน่น โดยใช้วิธีการหาค่า Cleanliness factor ซึ่งเป็นตัวแปรที่บ่งชี้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำหล่อเย็นกับไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำของคอนเดนเซอร์ที่สภาวะนั้นๆ (Actual heat transfer coefficient) เทียบกับค่าสูงสุดที่เป็นไปได้ทางอุดมคติ (Ideal heat transfer coefficient) ดังนั้น ถ้าค่า Cleanliness factor มีค่าใกล้เคียง 1 นั่นแสดงว่า สมรรถนะคอนเดนเซอร์อยู่ในเกณฑ์ดี จากการตรวจวัดสามารถประเมินสมรรถนะคอนเดนเซอร์ได้ โดยค่า Cleanliness factor สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$Cleanliness\ factor = \frac{Actual\ Heat\ Transfer\ Coefficient}{Ideal\ Heat\ Transfer\ Coefficient} = \frac{U_a}{U_d}$$

ตัวอย่างการประเมินสมรรถนะคอนเดนเซอร์ โดยใช้ค่า Cleanliness factor แสดงในตารางที่ 7.6

ตารางที่ 7.6 ผลการประเมินสมรรถนะคอนเดนเซอร์

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่าการออกแบบ	ค่าตรวจวัด
อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น	G	m^3/hr	2,160	2,576
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาเข้าคอนเดนเซอร์	T_i	°C	32	35.4
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาออกคอนเดนเซอร์	T_o	°C	42	47.0
ภาระความร้อนของคอนเดนเซอร์	Q	kJ/hr	89,812,762	124,125,808
จำนวนท่อในคอนเดนเซอร์	N_t	tubes	1,538	1,538
จำนวนท่อที่ถูกอุดไว้	N_p	tubes	0	0
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	A	m^2	439	439
ความเร็วของน้ำหล่อเย็นที่ไหลในท่อ	V_t	m/sec	2.0	2.39
ค่า Cleanliness factor	**F_c**	**-**	**0.85**	**0.73**

บทที่ 8
ระบบน้ำหล่อเย็น (Cooling Water System)

ระบบน้ำหล่อเย็นทำหน้าที่หลักในการหล่อเย็นเครื่องควบแน่นเพื่อนำความร้อนที่ถ่ายเทออกจากวัฏจักรไอน้ำสู่สภาวะแวดล้อมให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุด ทั้งนี้สมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนมีผลกระทบต่อประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า หากเครื่องควบแน่นทำงานที่อุณหภูมิต่ำสุดจะส่งผลให้งานของกังหันและประสิทธิภาพของวัฏจักรมีค่ามากที่สุดและมีการปล่อยความร้อนทิ้งน้อยที่สุด ดังนั้นระบบถ่ายเทความร้อนออกจากเครื่องควบแน่นที่ดีจึงควรปล่อยความร้อนทิ้งน้อย มีขนาดเล็ก และต้องการน้ำหล่อเย็นปริมาณต่ำ

โดยทั่วไป ปริมาณความร้อนที่ถูกปล่อยทิ้งโดยระบบน้ำหล่อเย็น ($\dot{Q}_R$) จะมีปริมาณมากกว่าที่ถูกเปลี่ยนเป็นงานหรือกำลังไฟฟ้า โดยวัฏจักรไอน้ำของโรงไฟฟ้าที่ใช้กันในปัจจุบัน การถ่ายเทความร้อนออกที่เครื่องควบแน่นจะสูงกว่างานสุทธิที่ได้จากโรงจักร ($\dot{W}$) ประมาณ 1.5 - 2.5 เท่า

ค่าประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า (η) หาได้จากสมการที่ (8.1) เมื่อ $\dot{Q}_A$ แทนความร้อนที่เครื่องกำเนิดไอน้ำได้รับ

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_A} \tag{8.1}$$

เมื่อ $\dot{Q}_A = \dot{W} + \dot{Q}_R$

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_R + \dot{W}} \tag{8.2}$$

หรือ
$$\dot{Q}_R = \left(\frac{1}{\eta} - 1\right)\dot{W} \tag{8.3}$$

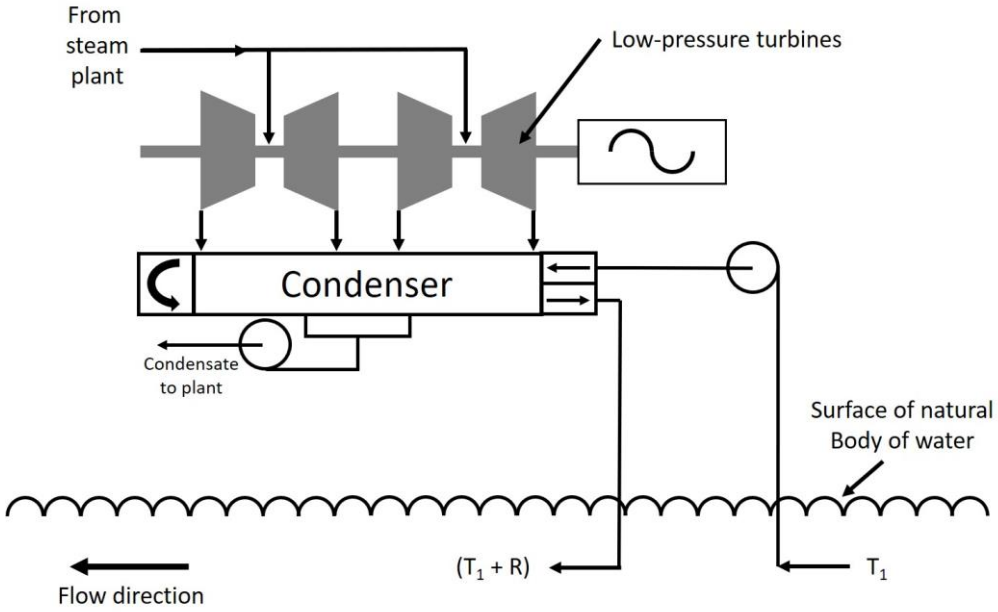
ถ้าค่าประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้า 50% จะมีค่าการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่นเท่ากับงานที่ได้ ซึ่งประสิทธิภาพของโรงไฟฟ้าในปัจจุบันอยู่ที่ประมาณ 33 - 40% ทำให้การถ่ายเทความร้อนออกที่เครื่องควบแน่นจะสูงกว่างานสุทธิที่ได้จากโรงจักร ($\dot{W}$) ประมาณ 1.5 - 2.0 เท่า ดังนั้นระบบน้ำหล่อเย็นจึงมีความสำคัญต่อโรงไฟฟ้าอย่างมาก

8.1 การแบ่งประเภทของระบบน้ำหล่อเย็น

ระบบน้ำหล่อเย็นสามารถแบ่งออกได้ 3 ระบบ ดังนี้

1. ระบบน้ำหล่อเย็นแบบเปิดหรือระบบไหลผ่าน (Once-through Systems) น้ำจากแหล่งน้ำธรรมชาติถูกดูดโดยปั๊ม (Circulating pump) เข้าไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น จากนั้นน้ำก็ถูกปล่อยกลับลงสู่แหล่งน้ำธรรมชาติเช่นเดิม ระบบนี้แสดงในรูปที่ 8.1

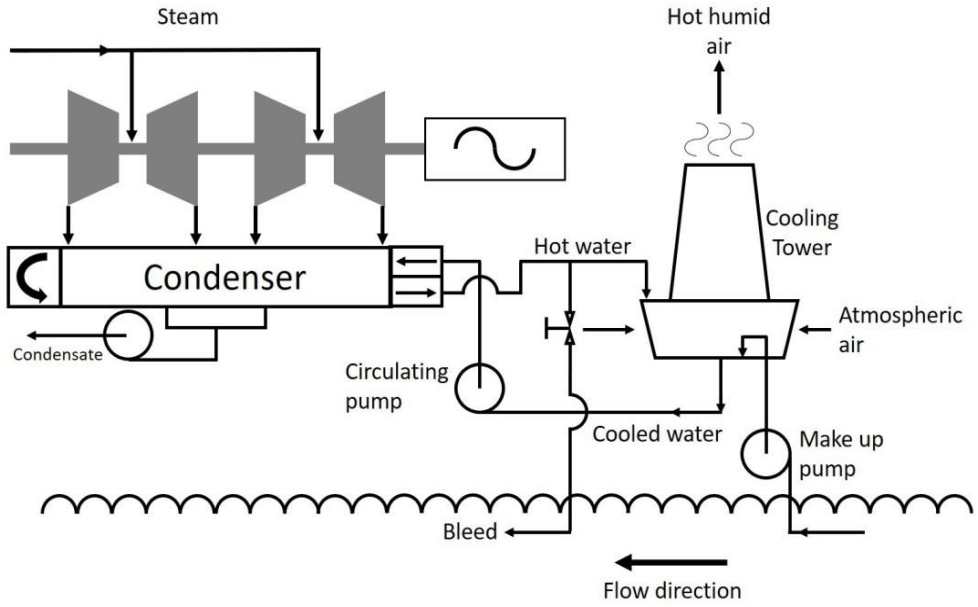
โดยอุณหภูมิน้ำที่ปล่อยกลับสู่แหล่งธรรมชาติต้องไม่สูง ซึ่งอาจทำให้สิ่งมีชีวิตในน้ำถูกทำลายได้



รูปที่ 8.1 ระบบน้ำหล่อเย็นแบบเปิด

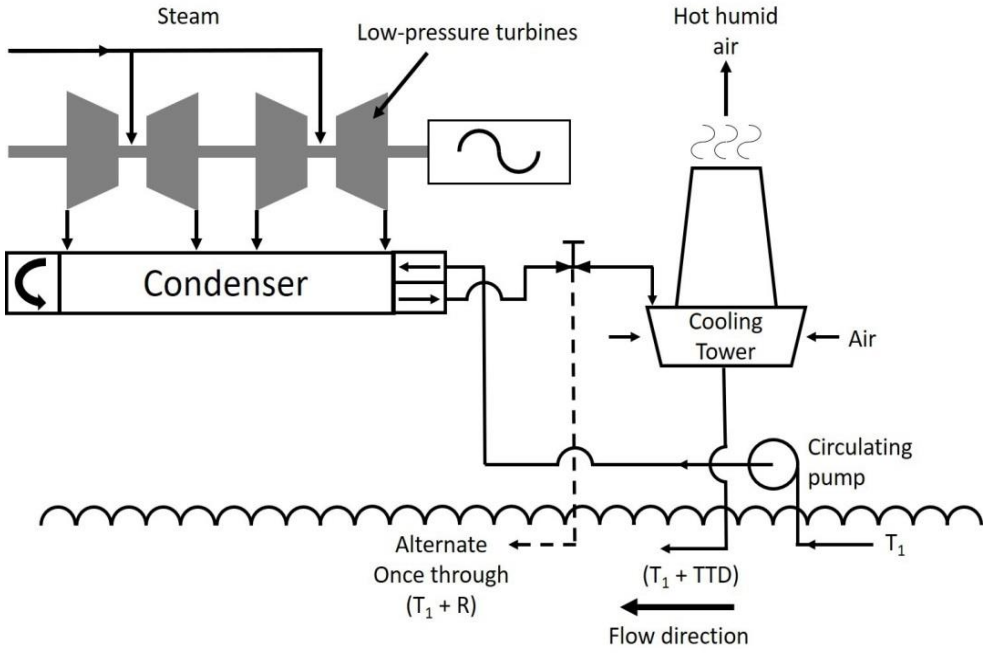
2. ระบบน้ำหล่อเย็นแบบปิด (Closed-loop systems) น้ำที่เข้าเครื่องควบแน่นเป็นน้ำเย็น เมื่อรับความร้อนจากเครื่องควบแน่น อุณหภูมิน้ำจะสูงขึ้น น้ำอุณหภูมิสูงจะไหลเข้าสู่หอหล่อเย็นเพื่อลดอุณหภูมิลงให้กลับมามีอุณหภูมิน้ำเท่าเดิม แล้วนำกลับไปเข้าเครื่องควบแน่นเพื่อรับความร้อนอีกครั้ง น้ำที่ใช้ในการหล่อเย็นเครื่องควบแน่นจะไหลเวียนระหว่างเครื่องควบแน่นกับหอผึ่งเย็น (Cooling tower) เท่านั้น โดยมีปั๊ม (Circulating pump) เป็นตัวส่งน้ำ ระบบนี้แสดงในรูปที่ 8.2

ระบบนี้จำเป็นต้องมีการเติมน้ำใหม่ (Make-up water) ลงในระบบเพื่อชดเชยน้ำที่ระเหยไปในหอผึ่งเย็น โดยมี Make-up pump เป็นตัวจ่ายน้ำ ในระบบนี้สามารถที่จะเปลี่ยนถ่ายน้ำหล่อเย็นบางส่วนได้โดยเปิดวาล์วให้น้ำหล่อเย็นออกสู่แหล่งน้ำตามธรรมชาติได้ที่ท่อ Bleed ดังแสดงในรูปที่ 8.2



รูปที่ 8.2 ระบบน้ำหล่อเย็นแบบปิด

3. ระบบน้ำหล่อเย็นแบบเปิดทำงานร่วมกันกับแบบปิด (Combined systems) การทำงานของระบบนี้เป็นแบบร่วมกันของแบบเปิดและแบบปิดดังแสดงในรูปที่ 8.3 ซึ่งระบบสามารถเลือกได้ว่าจะทำงานแบบเปิดหรือแบบปิด ที่อาศัยหอผึ่งเย็นอย่างใดอย่างหนึ่ง โดยใช้วาล์วสามทางเป็นตัวปรับเปลี่ยนการไหลของน้ำ



รูปที่ 8.3 ระบบน้ำหล่อเย็นแบบเปิดทำงานร่วมกันแบบปิด

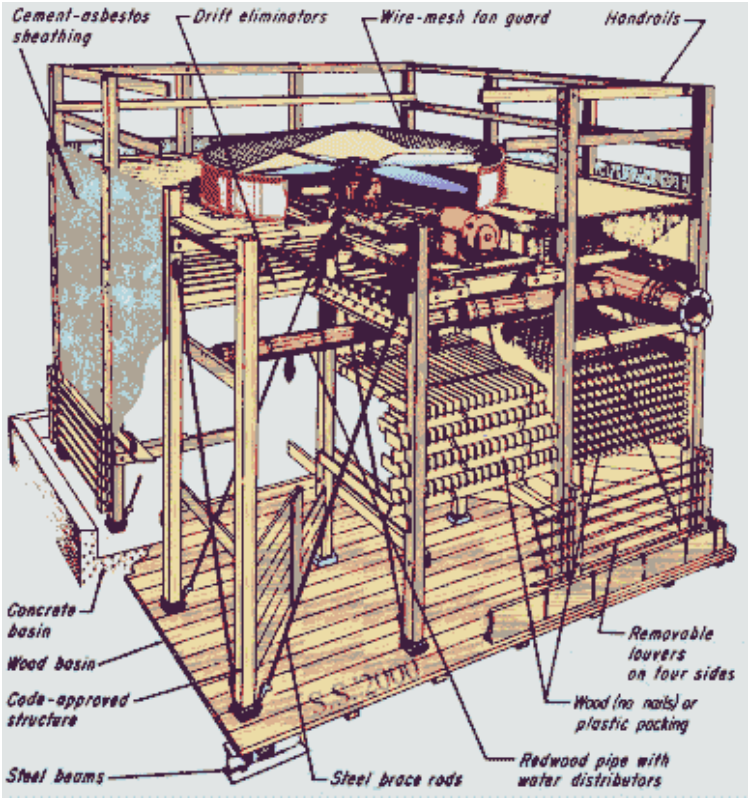
8.2 หอผึ่งเย็นแบบเปียก (Wet-Cooling Towers)

หอผึ่งเย็นแบบเปียกดังแสดงในรูปที่ 8.4 มีการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในหอผึ่งเย็นแบบเปียกด้วยกลไกต่างๆ ดังนี้

- น้ำร้อนแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศเย็น
- อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้น
- น้ำมีอุณหภูมิต่ำลง
- น้ำระเหยเข้าไปในอากาศ
- อากาศมีความชื้นเพิ่มขึ้น
- น้ำในระบบมีปริมาณลดลง

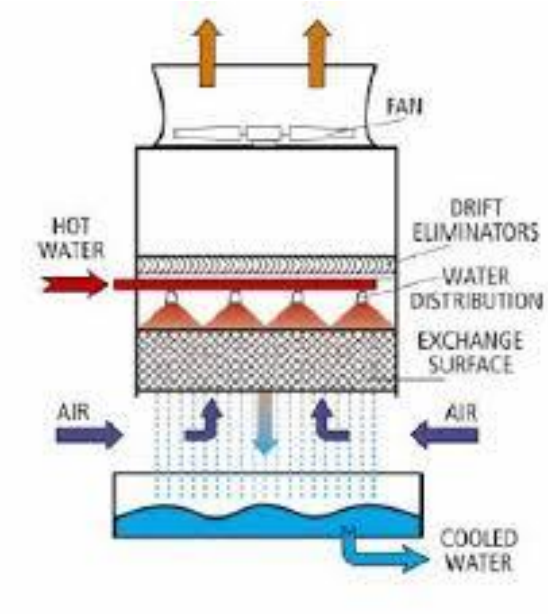
หอผึ่งเย็นแบบเปียกจะมีระบบกระจายน้ำร้อนดังแสดงในรูปที่ 8.4 น้ำจะถูกปล่อยจากด้านบนของหอผึ่งเย็น และน้ำจะกระจายออกเป็นหยดเล็กๆ เมื่อกระทบกับไส้ของหอผึ่งเย็น (Fill หรือ Packing) ซึ่งถูกนำไปวางขวางการไหลของน้ำ น้ำที่กระเซ็นออกจะเป็นหยดเล็กๆ ที่มีพื้นที่ผิวมากขึ้นทำให้สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศได้ดี อากาศจะถูกดูดเข้าทางด้านล่างของหอผึ่งเย็นโดยอาศัยพัดลมที่อยู่ด้านบนเป็นตัวดูดดังแสดงในรูปที่ 8.4 หรืออากาศเข้าหอผึ่งเย็นทางด้านล่างอาศัยความแตกต่างของความหนาแน่นของอากาศร้อนภายในปล่องของหอผึ่งเย็นซึ่งจะลอยขึ้นด้านบนทำให้เกิดแรงดูดที่ด้านล่างของหอผึ่งเย็นดังรูปที่ 8.6

ดังนั้น หอผึ่งเย็นแบบเปียกจึงสามารถแบ่งออกได้ 2 แบบ คือ หอผึ่งเย็นแบบไหลเวียนตามธรรมชาติ (Natural-draft cooling tower) และหอผึ่งเย็นแบบไหลเวียนแบบเชิงกล (Mechanical-draft cooling tower) หรืออาจแบ่งตามทิศทางการไหลของน้ำและอากาศได้ 2 แบบ คือ หอผึ่งเย็นแบบไหลสวนทาง (Counter flow cooling tower) และหอผึ่งเย็นแบบไหลตามขวาง (Cross flow cooling tower) โดยหอผึ่งเย็นทั้ง 2 แบบ นอกจากจะมีทิศทางการไหลของน้ำและอากาศที่แตกต่างกันยังมีทิศทางในการจัดวางไส้หอผึ่งเย็นที่ต่างกัน ในทางปฏิบัติสามารถสังเกตความแตกต่างดังกล่าว คือสำหรับหอผึ่งเย็นแบบไหลสวนทางไส้ของหอผึ่งเย็นจะวางในลักษณะแนวนอนหรือเอียงในแนวนอนภายในหอผึ่งเย็น ดังแสดงในรูปที่ 8.5 แต่สำหรับหอผึ่งเย็นแบบไหลตามขวางไส้ของหอผึ่งเย็นจะวางในลักษณะแนวตั้ง ดังแสดงในรูปที่ 8.6



(ก) ส่วนประกอบภายในหอผึ่งเย็นแบบเปียก

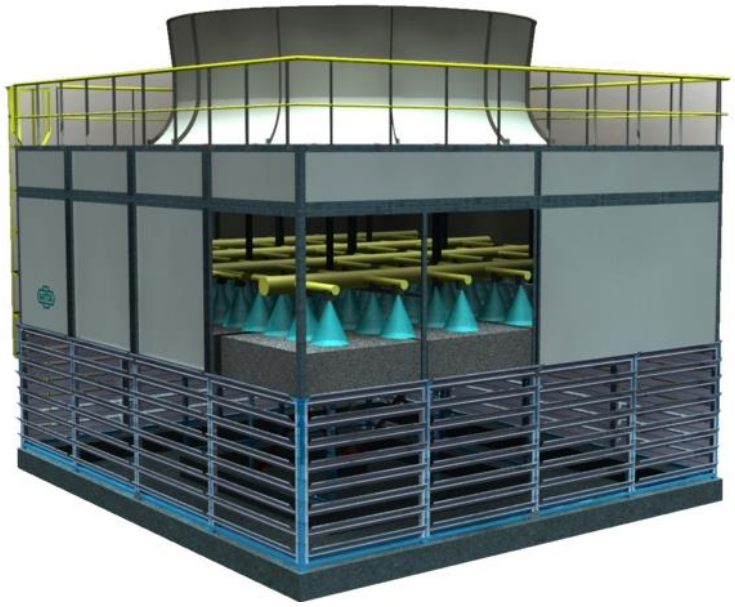
[ที่มา: http://www.me.psu.ac.th/Power_Plant_Engineering/P7d.htm]



(ข) แผนภาพการทำงาน

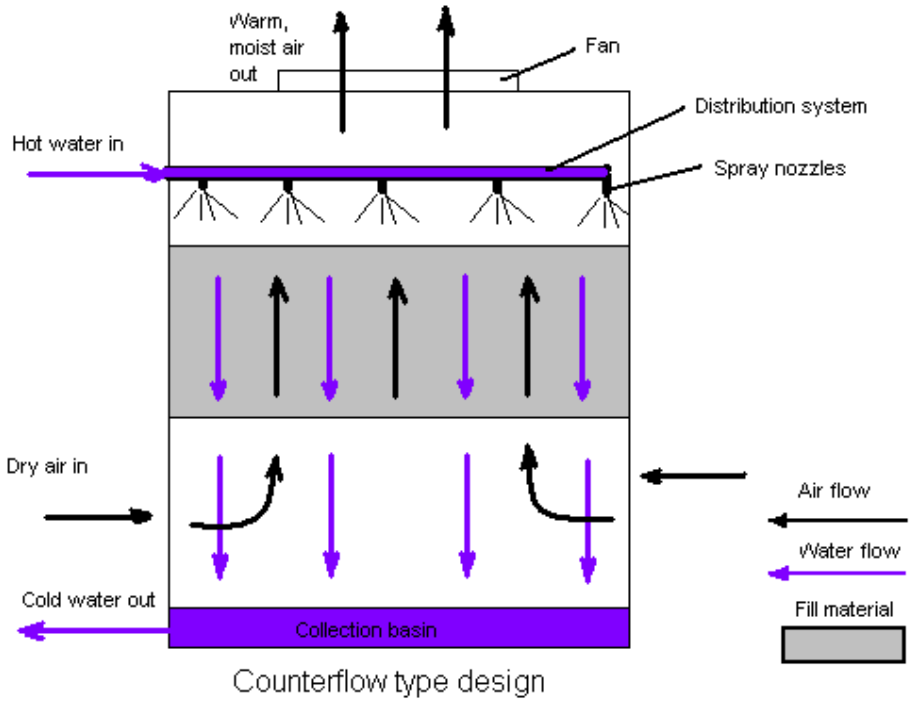
[ที่มา: http://digi.library.tu.ac.th/thesis/it/0074/09CHAPTER_2.pdf]

รูปที่ 8.4 หอผึ่งเย็นแบบเปียก



(ก) ภาพภายในหอผึ่งเย็นแบบไหลสวนทาง

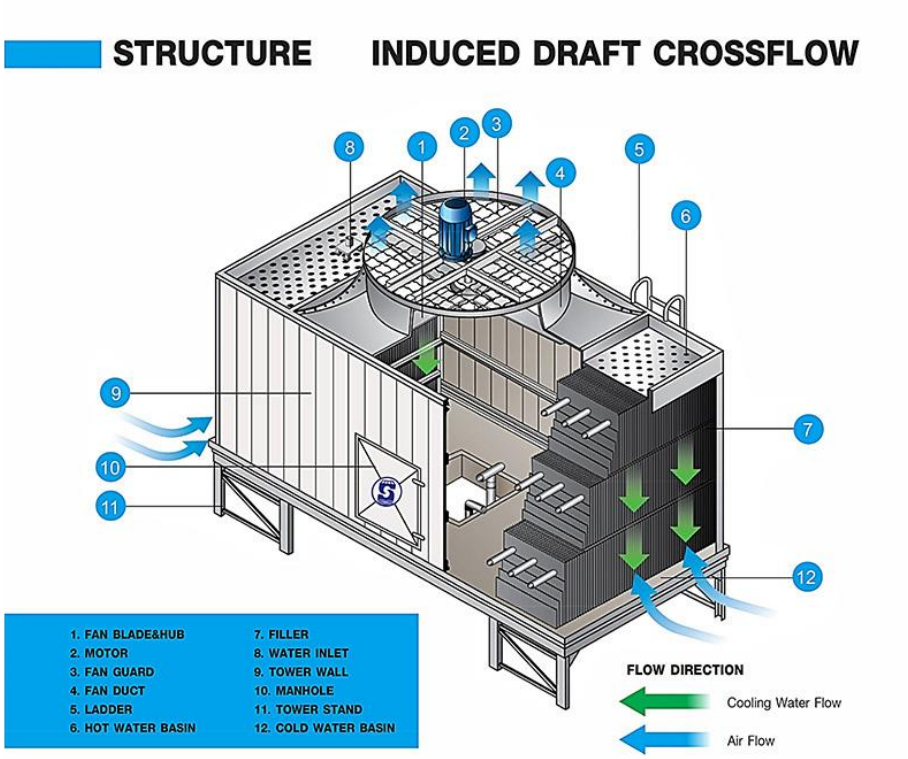
[ที่มา: http://xn--42cg3ga9e1a2i.blogspot.com/]



(ข) แผนภาพหอผึ่งเย็นแบบไหลสวนทาง

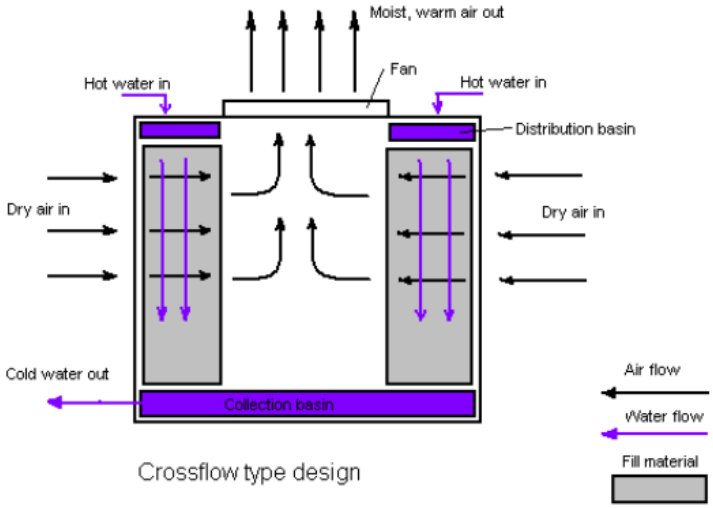
[ที่มา: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Counterflow_diagram.PNG]

รูปที่ 8.5 หอผึ่งเย็นแบบไหลสวนทาง (Counter flow cooling tower)



(ก) ภาพภายในหลอผึ่งเย็นแบบไหลตามขวาง

[ที่มา: http://www.squarecooling.co.th/index.php/th/products-th/induced-draft-crossflow-cooling-tower-model-sqct-2]



(b) แผนภาพหอผึ่งเย็นแบบไหลตามขวาง

[ที่มา: http://energyauditorthai.com/wp-content/uploads/2017/01/09]

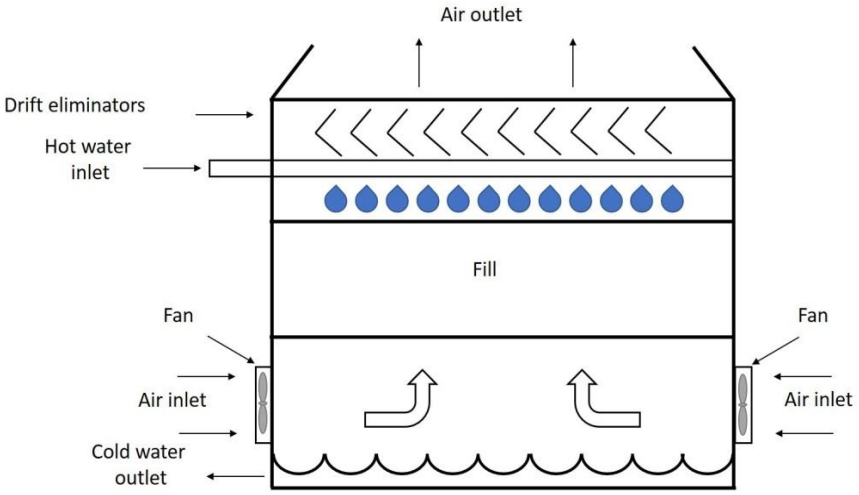
รูปที่ 8.6 หอผึ่งเย็นแบบไหลตามขวาง (Cross flow cooling tower)

8.2.1 หอผึ่งเย็นแบบไหลเวียนแบบเชิงกล (Mechanical-Draft Cooling Tower)

หอผึ่งเย็นชนิดนี้ใช้พัดลมในการไหลเวียนอากาศโดยมี 2 แบบคือแบบเป่าลมและแบบดูดลม ดังนี้

1. แบบเป่าลม (Forced-draft type, FD) ดังแสดงในรูปที่ 8.7 ซึ่งจะติดตั้งพัดลมด้านล่างเพื่อเป่าอากาศเข้าสู่หอผึ่งเย็นในการระบายความร้อน ระบบนี้พัดลมจะทำงานด้วยอากาศที่เย็นกว่าทำให้ใช้พลังงานน้อยกว่า แต่มีข้อเสีย คือมีปัญหาการกระจายตัวของอากาศการรั่วไหลการไหลเวียนซ้ำของอากาศออกที่มีปริมาณความชื้นและอุณหภูมิสูงย้อนกลับสู่หอผึ่งเย็น และการสะสมของน้ำที่พัดลมทางเข้า

2. แบบดูดลม (induced-draft type, ID) การทำงานของแบบนี้อากาศเข้าด้านข้างของหอผึ่งเย็นผ่านช่องเปิดขนาดใหญ่ที่ความเร็วต่ำและผ่านไส้ของหอผึ่งเย็นโดยพัดลมจะติดตั้งที่ยอดของหอผึ่งน้ำเพื่อดูดอากาศร้อนขึ้นปล่อยสู่บรรยากาศ



รูปที่ 8.7 หอผึ่งเย็นแบบไหลเวียนแบบเชิงกลแบบเป่าลม (Forced-draft type. FD)

พัดลมที่ใช้ในหอผึ่งเย็นโดยปกติเป็นแบบหลายใบมีขนาดใหญ่ แบบของใบพัดเป็นแบบใบจักร (Propeller) ซึ่งสามารถขับเคลื่อนอัตราการไหลเชิงปริมาตรได้มากที่ความดันสถิตต่ำอย่างสัมพันธ์กัน พัดลมสามารถปรับใบให้ใช้พลังงานที่น้อยที่สุดได้โดยขึ้นอยู่กับภาวะใช้งานและสภาวะอากาศ ใบพัดโดยปกติจะทำจากอะลูมิเนียมหล่อ เหล็กกล้าทนสนิม หรือไฟเบอร์กลาส แต่มีบางหอผึ่งเย็นทำจากพลาสติกหรือแผ่นไม้

8.3 หอผึ่งเย็นแบบแห้ง (Dry-Cooling Tower)

หอผึ่งเย็นแบบแห้ง (Dry-cooling tower) มีหลักการทำงาน คือ ให้น้ำกับอากาศแลกเปลี่ยนความร้อนกันโดยไม่สัมผัสกันโดยตรง น้ำที่ต้องการถ่ายเทความร้อนไหลอยู่ภายในกลุ่มท่อเล็กที่มีครีบเรียกว่า *คอยล์ร้อน* การใช้ท่อเล็กๆ หลายๆ ท่อและมีครีบยึด (Finned tubing) เพื่อเพิ่มพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนอากาศไหลผ่านคอยล์ร้อนโดยไม่สัมผัสกับน้ำ ความชื้นในอากาศไม่เพิ่มขึ้น ไม่ต้องเติมน้ำเข้าไปในระบบ ไม่มีปัญหาต่อสภาพแวดล้อมเกี่ยวกับควันสีขาวที่เกิดจากละอองน้ำ Dry-cooling tower ยังสามารถที่จะทำงานในแบบไหลเวียนแบบเชิงกลหรือไหลเวียนตามธรรมชาติได้ทั้งสองแบบขึ้นกับการออกแบบ

8.4 หลักเกณฑ์ในการประเมินสมรรถนะของหอผึ่งเย็น

สมรรถนะหรือประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน (η_{cT}) ของหอผึ่งเย็น คือ อัตราส่วนระหว่างผลต่างของอุณหภูมิน้ำเข้าและอุณหภูมิน้ำออกจากหอผึ่งน้ำ กับผลต่างของอุณหภูมิน้ำเข้าหอผึ่งเย็นและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ

$$\eta_{cT} = \frac{T_{Win} - T_{Wout}}{T_{Win} - T_{wb}} \times 100 \qquad (8.4)$$

โดยที่

η_{cT} = ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน (%) ของหอผึ่งเย็น

T_{Win} = อุณหภูมิน้ำเข้า (°C / °F)

T_{Wout} = อุณหภูมิน้ำออก (°C / °F)

T_{wb} = อุณหภูมิกระเปาะเปียก (°C / °F)

อุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet bulb Temperature) คืออุณหภูมิที่อากาศมีปริมาณไอน้ำอิ่มตัวที่ความชื้น 100% RH

อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry bulb Temperature) หมายถึงค่าอุณหภูมิที่สภาวะปกติ

8.4.1 เครื่องมือที่ใช้ในการตรวจวัด

เครื่องมือหรือมาตรวัดที่ต้องใช้ในการตรวจวัดและวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของหอผึ่งเย็น มีดังนี้

- เครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพันธ์ของอากาศ
- เครื่องมือวัดอุณหภูมิน้ำ
- Psychometric Chart ที่ระดับความดันบรรยากาศ 101.3 kPa หรือ โปรแกรมในการช่วยคำนวณหาอุณหภูมิกระเปาะเปียก

8.4.2 หลักเกณฑ์และการคำนวณตามมาตรฐาน CTI

โดยทั่วไปแล้วค่าออกแบบของอัตราส่วนการไหลของผู้ผลิต $(L/G)_{design}$ เป็นข้อมูลที่ผู้ผลิตต้องกำหนดให้มาในใบชี้แจงรายละเอียด (specification) หรือบนแผ่นป้ายผลิตภัณฑ์ของคูลลิ่งทาวเวอร์ของบริษัทผู้ผลิตเอง ซึ่งจะกำหนดในพจน์ของอัตราการไหลโดยปริมาตรของอากาศในหน่วย m^3/min และอัตราการไหลโดยปริมาตรของน้ำในหน่วย L/min ในมาตรฐาน CTI กำหนดค่าของ $(L/G)_{design}$ คำนวณตาม Bulletin ATP-105 และ Form ATP-107 ในมาตรฐาน CTI โดยมีรายละเอียดดังนี้

ข้อมูลในใบชี้แจงรายละเอียดได้แก่

อัตราการไหลของน้ำ, $\dot{V}_w$ = ___ L/min อัตราการไหลของอากาศ, $\dot{V}_a$ = ___ m³/min

อุณหภูมิน้ำร้อนที่ทางเข้า, T_1 = ___ ℃ อุณหภูมิน้ำเย็นที่ทางออก, T_2 = ___ ℃

อุณหภูมิกระเปาะเปียกทางเข้า, t_{wb1} = ___ ℃ เรนจ์ค่าออกแบบ, R = (T_1 - T_2) = ___ ℃

<u>การคำนวณ L/G และ KaV/L ที่จุดออกแบบ</u>

จากข้อมูลทั้งหมดในใบชี้แจงรายละเอียดการทำงานของคูลลิ่งทาวเวอร์ จะนำมาคำนวณหาปริมาตรจำเพาะของอากาศ สำหรับเอนทาลปีของอากาศทางออกนั้นพิจารณาจากสมดุลของพลังงานความร้อนระหว่างน้ำและอากาศขณะไหลผ่านคูลลิ่งทาวเวอร์

$$h_{a2} = h_{a1} + \left[\frac{4.175 \dot{V}_w p_w R V_{a2}}{1000 \dot{V}_a} \right] \qquad (8.5)$$

ขั้นตอนการคำนวณปริมาตรจำเพาะของอากาศทางออก

1. สมมติอุณหภูมิทางออกของอากาศ และกำหนดให้ h_{a1} พิจารณาเป็น เอนทาลปีของอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกทางเข้า t_{wb1}

2. สมมติสภาวะของอากาศทางออกเข้าใกล้สภาวะของอากาศอิ่มตัวมากที่สุดเท่าที่ทำได้ แล้วนำไปหาค่าของปริมาตรจำเพาะของอากาศชื้น V_{a2} และอัตราส่วนความชื้น W_2 จากแผนภูมิอากาศชื้น

3. แทนค่าลงในสมการ 8.3 และคำนวณเอนทาลปีของอากาศทางออก h_{a2}

4. จากอัตราส่วนความชื้น W_2 และเอนทาลปีของอากาศทางออก h_{a2} ที่คำนวณได้ในขั้นตอนที่ 2 และ 3 นำไปหาอุณหภูมิทางออกของอากาศ, t_{a2}

5. ตรวจสอบอุณหภูมิทางออกของอากาศค่าสมมติในขั้นตอนที่ 1 และอุณหภูมิทางออกของอากาศค่าคำนวณในขั้นตอนที่ 4 ถ้าค่าทั้งสองยังแตกต่างกันให้สมมติอุณหภูมิทางออกของอากาศค่าใหม่แล้วดำเนินตั้งแต่ขั้นตอนที่ 1 ถึงขั้นตอนที่ 4 จนกว่าค่าทั้งสองจะเข้าใกล้กัน ถ้าค่าทั้งสองเข้าใกล้กันจึงหยุดคำนวณ และที่ค่านั้นเป็นคำตอบ

หลังจากคำนวณปริมาตรจำเพาะของอากาศทางออกแล้วนำมาคำนวณอัตราส่วนการไหลค่าออกแบบดังนี้

$$\left(\frac{L}{G} \right)_{design} = \frac{\dot{V}_w p_w / 1000}{\dot{V}_{a/V_{a2}}} = \frac{\dot{V}_w p_w V_{a2}}{1000 \dot{V}_a} \qquad (8.6)$$

โดยใช้ค่าออกแบบของอัตราส่วนการไหล $(L/G)_{design}$ ที่คำนวณได้ข้างต้น นำมาคำนวณ $(KaV/L)_{design}$ พร้อมกับต้องทราบอุณหภูมิของน้ำร้อนทางเข้า , T_1 อุณหภูมิของน้ำเย็นทางออก , T_2 และอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้า , t_{wb1} ซึ่งเป็นค่าเดียวกับค่าออกแบบของผู้ผลิตที่แสดงในใบชี้แจงรายละเอียด จากข้อมูลดังกล่าวจะนำมาคำนวณ $(KaV/L)_{design}$ ตามวิธีทีเชบายเชฟฟ์ในมาตรฐาน CTI ที่เตรียมในรูปของชีต

คำนวณในตารางที่ 8.1 ซึ่งตารางนี้จะคำนวณได้จะต้องป้อนค่าของอุณหภูมิของน้ำร้อนทางเข้า , T_1 อุณหภูมิของน้ำเย็นทางออก , T_2 อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้า , t_{wb1} และ อัตราส่วนการไหล $(L/G)_{design}$

ตารางที่ 8.1 ตารางคำนวณค่าออกแบบของ (KaV/L) ตามวิธีทีเชบายเชฟฟ์ในมาตรฐาน CTI

อุณหภูมิของน้ำ (°C)	h_s (kJ/kg)	h_a (kJ/kg)	Δh	1/Δh
อุณหภูมิน้ำออก, T_2 =___	-	อากาศทางเข้าที่ t_{wb1},h_{a1} =_____	-	-
T_A = T_2+0.1(T_1- T_2) =___	___	$h_A = h_{a1}+0.1C_w\left(\frac{L}{G}\right)(T_1- T_2)$=___	___	___
T_B = T_2+0.4(T_1- T_2)=___	___	$h_B = h_{a1}+0.4C_w\left(\frac{L}{G}\right)(T_1- T_2)$=___	___	___
T_C = T_1-0.4(T_1- T_2)=___	___	$h_C = h_{a2}-0.4C_w\left(\frac{L}{G}\right)(T_1- T_2)$=___	___	___
T_D = T_1-0.1(T_1- T_2)=___	___	$h_D = h_{a2}-0.1C_w\left(\frac{L}{G}\right)(T_1- T_2)$=___	___	___
อุณหภูมิน้ำเข้า, T_1 =___	-	$h_{a2} = h_{a1}+ C_w\left(\frac{L}{G}\right)(T_1- T_2)$=___	-	-
			∑(1/Δh)=	___

จากผลการคำนวณ ∑(1/Δh) ในตารางที่ 8.1 นี้ $(KaV/L)_{design}$ จึงคำนวณได้จาก

$$\left(\frac{KaV}{L}\right)_{design} = C_w(T_1 - T_2)\frac{(\sum 1/\Delta h)}{4} \qquad (8.7)$$

<u>การคำนวณ L/G และ (KaV/L) ที่จุดทดสอบ</u>

ในหัวข้อข้างต้นที่ผ่านมาเป็นการคำนวณจาก $(L/G)_{design}$ และ $(KaV/L)_{design}$ โดยอาศัยข้อมูลบนแผ่นป้ายแสดงรายละเอียดของสมรรถนะการทำงานของคูลลิ่งทาวเวอร์โดยผู้ผลิต ซึ่งได้รับการทดสอบมาจากโรงงานโดยตรง การคำนวณค่าทดสอบของ L/G หรือ L/G_{test} มาตรฐาน CTI ได้กำหนดการคำนวณจากอัตราส่วนอัตราการไหลค่าทดสอบโดยพิจารณาจากปริมาตรของน้ำที่ทดสอบได้, $\dot{V}_{w,test}$ (L/min) และอัตราการไหลโดยปริมาตรของอากาศ ค่าทดสอบ, $\dot{V}_{a,test}$ (m³/min) ดังสมการต่อไปนี้

$$\left(\frac{L}{G}\right)_{test} = \left(\frac{L}{G}\right)_{design} \times \left(\frac{\dot{V}_{w,test}}{\dot{V}_{w,design}}\right) \times \left(\frac{HP_{design}}{HP_{test}}\right)^{1/3} \qquad (8.8)$$

ถ้าใช้อัตราการไหลของอากาศ จะคำนวณได้จาก

$$\left(\frac{L}{G}\right)_{test} = \left(\frac{L}{G}\right)_{design} \times \left(\frac{\dot{V}_{a,test}}{\dot{V}_{a,design}}\right) \qquad (8.9)$$

จากอัตราส่วนการไหลค่าทดสอบ, $(L/G)_{test}$ ที่คำนวณได้จากสมการ 8.8 หรือสมการ 8.9 จะนำมาเป็นข้อมูลในการคำนวณค่า KaV/L ที่จุดทดสอบโดยวิธีวิธีที่เชบายเชฟฟ์ โดยมีข้อมูลใหม่ที่จะต้องเก็บหน้างานดังนี้ อุณหภูมิของน้ำร้อนทางเข้า , T_1 อุณหภูมิของน้ำเย็นทางออก , T_2 และอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้า , t_{wb1} ข้อมูล $(L/G)_{test}$, $(KaV/L)_{test}$ ที่คำนวณได้ จะนำไปพล็อตเส้นลักษณะเฉพาะที่จุดทดสอบต่อไป

การวัดอัตราการไหลของอากาศที่ไหลผ่านคูลลิ่งทาวเวอร์ โดยจะต้องวัดความเร็วอากาศเหนือแผงขยายฟิล์มน้ำ ตามตำแหน่งต่างๆบนพื้นที่หน้าตัดของแผงขยายฟิล์มน้ำที่กำหนดโดยมาตรฐาน CTI PFM-143:1994 เรื่อง “Recommend Practice for Airflow Testing of Cooling Tower” ตำแหน่งวัดความเร็วของอากาศเหนือแผงขยายฟิล์มน้ำตามมาตรฐาน CTI โดยที่ D_F คือเส้นผ่านศูนย์กลางของแผงขยายฟิล์มน้ำ และ D_{PIPE} คือเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่กลางแผงขยายฟิล์มน้ำ พื้นที่หน้าตัดใช้กำหนดปริมาณลมเรียกว่าพื้นที่อิสระสุทธิ $A_{NF} = \pi(D_F^2 - D_{PIPE}^2)/4$ และพื้นที่หน้าตัดของแผงขยายฟิล์มน้ำคำนวณจาก $A_F = \pi D_F^2/4$ ก่อนจะกำหนดตำแหน่งวัดและแบ่งพื้นที่หน้าตัดอิสระสุทธิออกเป็น 5 ส่วน พื้นที่จัดแบ่ง, A_{ratio} คือพื้นที่อิสระสุทธิหารด้วยสองเท่าของจำนวนพื้นที่ที่ต้องการแบ่ง ดังนั้น $A_{ratio}=A_{NF}/10$ จากนั้นคำนวณแต่ละพื้นที่และรัศมีกำหนดจุดวัดในแต่ละส่วนตามลำดับดังนี้

พื้นที่ส่วนที่ 5 $A_5=A_F - A_{ratio}$,รัศมีของจุดวัดความเร็ว $R_5 = \sqrt{A_5/\pi}$

พื้นที่ส่วนที่ 4 $A_4=A_5-2A_{ratio}$,รัศมีของจุดวัดความเร็ว $R_4 = \sqrt{A_4/\pi}$

พื้นที่ส่วนที่ 3 $A_3= A_4-2A_{ratio}$,รัศมีของจุดวัดความเร็ว $R_3 = \sqrt{A_3/\pi}$

พื้นที่ส่วนที่ 2 $A_2= A_3-2A_{ratio}$,รัศมีของจุดวัดความเร็ว $R_2 = \sqrt{A_2/\pi}$

พื้นที่ส่วนที่ 1 $A_1= A_2-2A_{ratio}$,รัศมีของจุดวัดความเร็ว $R_1 = \sqrt{A_1/\pi}$

จากการกำหนดตำแหน่งของจุดวัดความเร็วอากาศ ทำให้วัดความเร็วของอากาศได้ทั้งหมด 20 จุด แล้วนำมาหาความเร็วเฉลี่ย ,vel_{AVG} และคำนวณอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศผ่านคูลลิ่งทาวเวอร์ได้จาก $\dot{V}_a = A_{NF} vel_{AVG}$

<u>การสร้างเส้นลักษณะเฉพาะผ่านจุดออกแบบและจุดทดสอบ</u>

หลังจากที่คำนวณได้ค่า $(L/G)_{design}$ และ $(KaV/L)_{design}$ แล้ว จากนั้นจะนำมาคำนวณค่าสัมประสิทธิ์,C ของสมการ $KaV/L = C(L/G)^{-0.6}$ (ข้อแนะนำตามมาตรฐาน CTI) และจะได้สมการลักษณะเฉพาะที่ผ่านจุดออกแบบของคูลลิ่งทาวเวอร์ และนำไปพล็อตกราฟจะได้เส้นกราฟลักษณะเฉพาะผ่านจุดออกแบบ

การสร้างเส้นกราฟลักษณะเฉพาะผ่านจุดทดสอบพิจารณาในทำนองเดียวกันกล่าวคือจะนำค่า $(L/G)_{test}$ และ $(KaV/L)_{test}$ ที่คำนวณได้ไปคำนวณค่าสัมประสิทธิ์, C โดยอาศัยการแทนค่าในสมการ $KaV/L = C(L/G)^{-0.6}$ เช่นเดียวกัน จะได้สมการเส้นกราฟลักษณะเฉพาะที่ผ่านจุดทดสอบ นำไปพล็อตในกราฟเดียวกับเส้นกราฟลักษณะเฉพาะที่ผ่านจุดออกแบบ

<u>การสร้างเส้นแอปโพรชหรือเส้นกำหนดภาระของคูลลิ่งทาวเวอร์</u>

ก่อนที่จะสร้างเส้นแอปโพรชต่อไปนั้นจะต้องทราบช่วงของ L/G ซึ่งพิจารณาในช่วงของ $0 < L/G < (L/G)_{max}$ สำหรับค่าของ $(L/G)_{max}$ นั้นพิจารณาจากหลักของสมดุลพลังงานความร้อนระหว่างน้ำและอากาศโดยสมมติให้อากาศที่ทางออกเป็นอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิน้ำร้อนทางเข้า HWT ดังนั้น

$$(L/G)_{max} = \frac{h_{s1} - h_{a1}}{C_w(T_1 - T_2)} \qquad (8.10)$$

การสร้างเส้นแอปโพรชตามมาตรฐานของ CTI มีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1.) กำหนดภาวการณ์ทำงานที่อุณภูมิ T_1=.....°C , T_2 =.....°C , t_{wb1}=.....°C

2.) กำหนดค่าของ L/G ในช่วงของ $0 \le L/G \le (L/G)_{max}$ โดย $(L/G)_{max}$ คำนวณจากสมการ 8.10

3.) ภายใต้ T_1=.....°C , T_2 =.....°C , t_{wb1}=.....°C ที่กำหนดให้ตามขั้นตอน 1.) และหลังจากทราบช่วงของ L/G ตามขั้นตอน 2.)จากนั้นจะกำหนดค่า L/G ทีละค่า แล้วนำไปคำนวณ KaV/L ตามวิธีที่เชบายเชฟฟ์ ในตารางที่ 8.1

4.) นำชุดข้อมูล L/G และ KaV/L ที่ได้ในขั้นตอน 3 ไปพล็อตในกราฟรูปเดียวกับเส้นลักษณะเฉพาะที่ผ่านจุดออกแบบ และ เส้นลักษณะเฉพาะที่ผ่านจุดทดสอบ จะได้เส้นแอปโพรชตามที่ต้องการตัดกับเส้นลักษณะเฉพาะทั้งสอง ที่จุดตัดอ่านได้ค่าของ $(L/G)_{design}$ และ $(L/G)_{intersec}$ ตามลำดับ

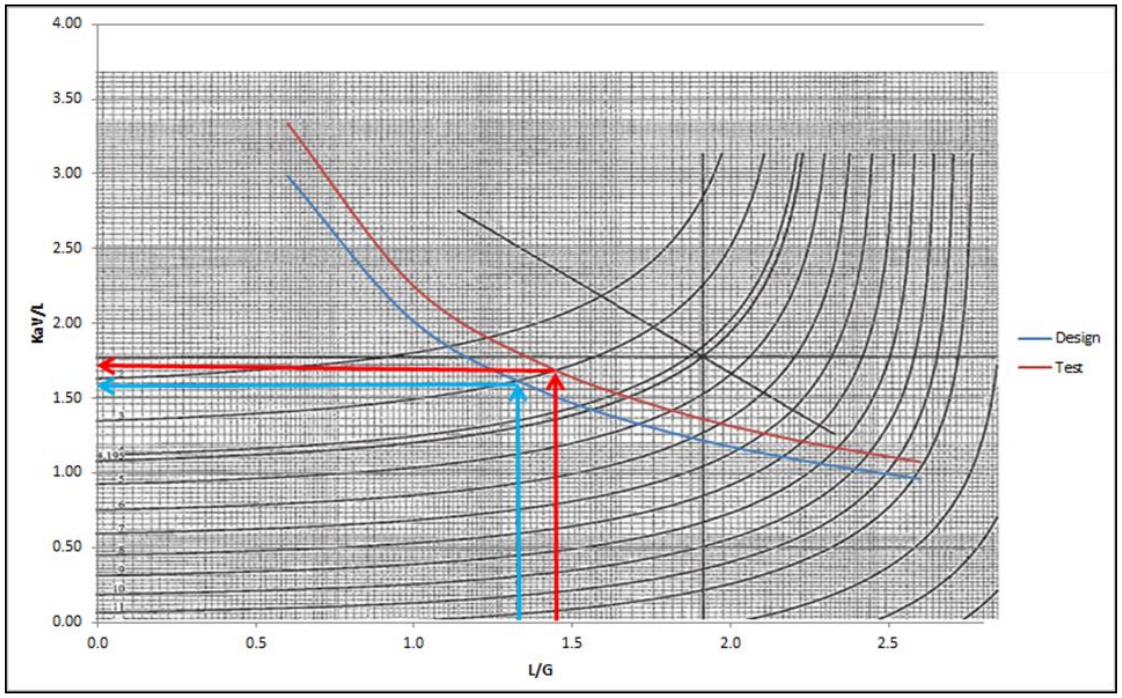
ดังนั้นขีดความสามารถของคูลลิ่งทาวเวอร์คำนวณได้จาก

$$Cooling - Capacity = \frac{(L/G)_{intersec}}{(L/G)_{design}} \times 100 \qquad (8.11)$$

8.5 ตัวอย่างการประเมินสมรรถนะหอผึ่งเย็น

ตารางที่ 8.2 ข้อมูลเบื้องต้นหอผึ่งเย็น

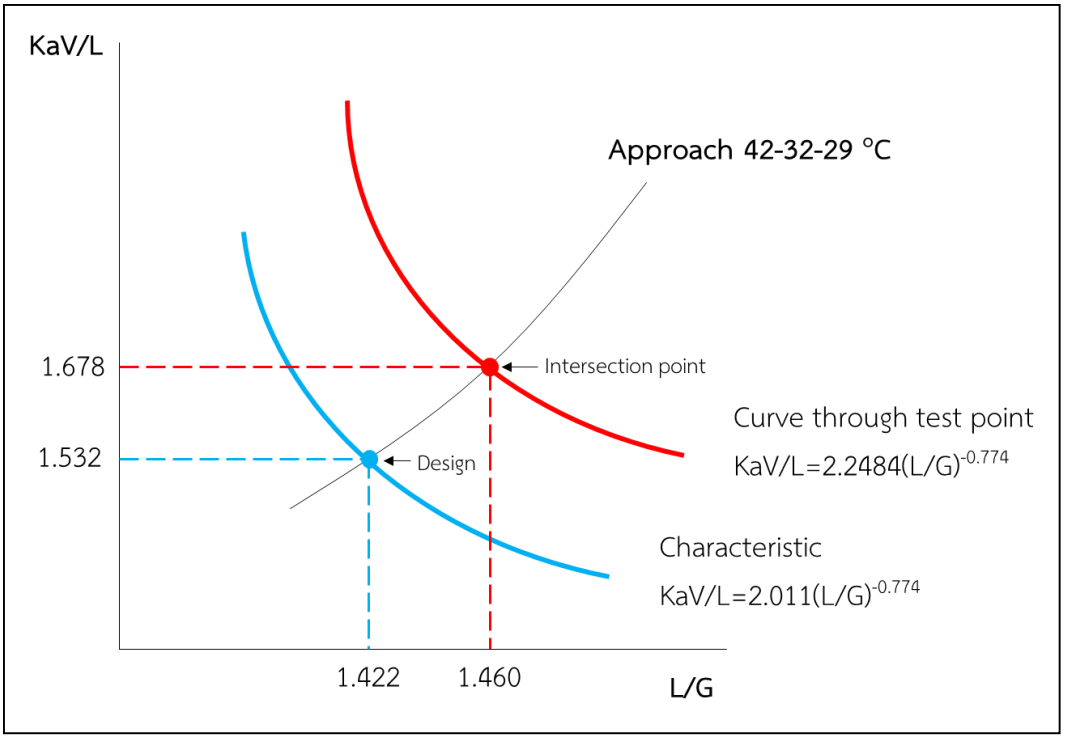
ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่าการออกแบบ	ค่าตรวจวัด
ข้อมูลส่วนน้ำหล่อเย็น				
อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น	Q_{cw}	m^3/h	2,580	2,576
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาเข้าหอผึ่งเย็น	$T_{cw,i}$	°C	42.0	47.0
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาออกหอผึ่งเย็น	$T_{cw,o}$	°C	32.0	25.4
ผลต่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น	R	°C	10.0	11.6
อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำหล่อเย็น	$T_{w,avg}$	°C	37.0	41.2
ข้อมูลส่วนอากาศ				
อุณหภูมิอากาศกระเปาะแห้ง	$T_{a,db}$	°C	32.95	32.95
อุณหภูมิอากาศกระเปาะเปียก	$T_{a,wb}$	°C	29.0	29.0
กำลังไฟฟ้าของพัดลม	P	W	106.8	104.52
ส่วนผลการคำนวณ				
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเชิงปริมาตร	KaV/L		1.532	1.678
ค่าคงที่ของสัมประสิทธิ์	c		2.011	2.2484
อัตราส่วนระหว่างน้ำกับอากาศ (จุดตัดของกราฟ)	$(L/G)_{intercept}$		1.460	
อัตราส่วนระหว่างน้ำกับอากาศ (ค่าออกแบบ)	$(L/G)_{design}$		1.422	
ความสามารถของหอผึ่งเย็น	**C**	**%**	**100.0**	**102.67**



รูปที่ 8.8 กราฟ Tower Demand & Characteristic Curves

การหาความสามารถของหอผึ่งเย็น

$$Cooling-Capacity=\frac{(L/G)_{intersec}}{(L/G)_{design}}X100=\frac{1.460}{1.422}X100=102.67\%$$



รูปที่ 8.9 กราฟ Tower Demand & Characteristic Curves

บทที่ 9
มาตรการประหยัดพลังงานสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวล

ในบทนี้จะกล่าวถึง การประเมินระบบไอน้ำ สมดุลมวลและพลังงานของโรงไฟฟ้า การประเมินศักยภาพด้านพลังงานของโรงไฟฟ้าชีวมวล (ส่วนผลิตไอน้ำ ส่วนส่งจ่ายไอน้ำ กังหันไอน้ำ และเครื่องควบแน่นและหอผึ่งเย็น) และมาตรการประหยัดพลังงานสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวล

9.1 การประเมินระบบไอน้ำเบื้องต้นด้วยโปรแกรม Steam System Scoping Tool (SSST)

การประเมินการใช้ไอน้ำในโรงไฟฟ้าชีวมวลจำเป็นต้องรวบรวมข้อมูลระบบไอน้ำของโรงไฟฟ้าจากบุคลากรของโรงไฟฟ้าโดยการสอบถาม แล้วทำการประเมินคะแนน ด้วยโปรแกรมช่วยประเมินระบบไอน้ำ Steam System Scoping Tool (SSST) ตัวอย่างผลการประเมินแสดงดังแสดงในรูปที่ 9.1

สรุปผลของเครื่องมือช่วยประเมินระบบไอน้ำ

	ความเป็นไปได้ คะแนน	คะแนน ของท่าน
ภาวะการณ์เกี่ยวกับระบบไอน้ำ	90	85
แนวทางปฏิบัติในการใช้งานระบบไอน้ำ	140	120
แนวทางปฏิบัติในการใช้งานหม้อน้ำ	80	73
แนวทางปฏิบัติเกี่ยวกับระบบจ่ายไอน้ำ อุปกรณ์ใช้ไอน้ำ และอุปกรณ์นำความร้อนกลับมาใช้ใหม่	30	28
คะแนนรวมของคำถามในเครื่องมือช่วยประเมินระบบไอน้ำ	340	306
คะแนนรวมของคำถามในเครื่องมือช่วยประเมินระบบไอน้ำ (%)		90.0%
ลงวันที่ที่ท่านกรอกแบบประเมินนี้		25/5/2561

รูปที่ 9.1 ผลการประเมินระบบไอน้ำของโรงไฟฟ้า

สำหรับการวิเคราะห์ผลการประเมินระบบไอน้ำของโรงไฟฟ้าพบว่า ได้คะแนนรวม 340 คะแนนคิดเป็น 90.0% ของคะแนนทั้งหมด สามารถอธิบายผลการประเมินในแต่ละด้านได้ดังนี้

- ภาวะการณ์เกี่ยวกับระบบไอน้ำ มีคะแนนเท่ากับ 85 คะแนน คิดเป็น 94.4% ของคะแนนทั้งหมดในส่วนนี้ ซึ่งถือว่าอยู่ในเกณฑ์ที่ดีมากเนื่องจากโรงไฟฟ้ามีการหาค่าต้นทุนในการผลิตไอน้ำ, มีการคิดอัตราการใช้ไอน้ำต่อการผลิตไฟฟ้า (Steam rate) รวมทั้งการวัดและบันทึกค่าตัวแปรด้านพลังงานที่เช่น อัตราการผลิตไอน้ำ ปริมาณการใช้เชื้อเพลิง อัตราการไหลของน้ำป้อนหม้อน้ำ และอัตราการไหลของเคมีที่ป้อนหม้อน้ำ เป็นต้น แต่ยังพบว่า ไม่มีการตรวจวัดอัตราการไหลไอน้ำของแต่ละอุปกรณ์ที่ใช้ไอน้ำ เช่น L.P.Heater และถังดีแอร์เรเตอร์ (Deaerator)

- แนวทางปฏิบัติในการใช้งานระบบไอน้ำ มีคะแนนเท่ากับ 120 คะแนน คิดเป็น 85.7% ของคะแนนทั้งหมดในส่วนนี้ ซึ่งอยู่ในเกณฑ์ที่ดีมากเนื่องจากโรงไฟฟ้ามีตรวจสอบคุณภาพน้ำเป็นประจำทุกวันและ

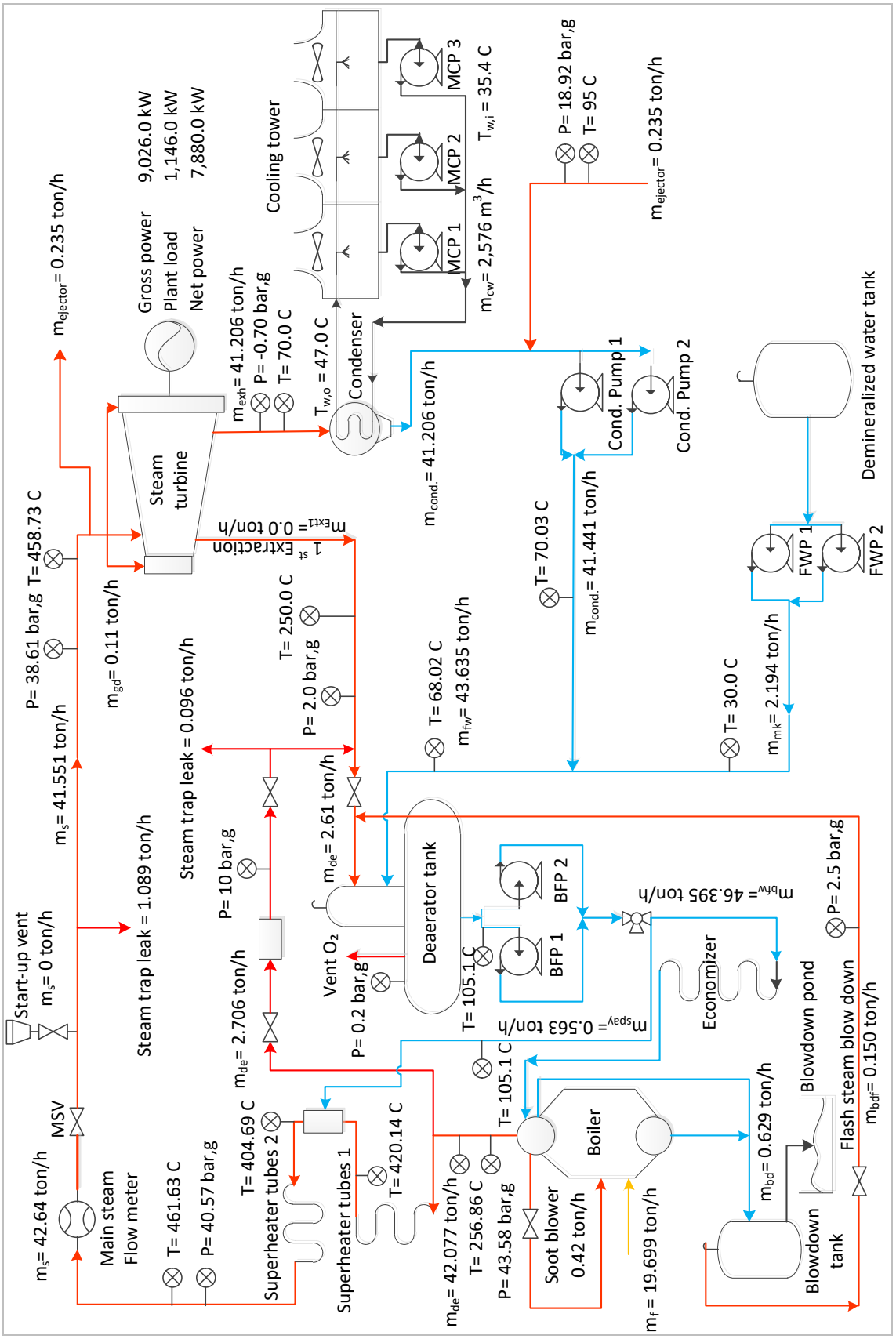
มีแผนในการหยุดซ่อมบำรุงกับดักไอน้ำ จุดไอน้ำรั่ว และฉนวนต่างๆ ทุกๆ ปี แต่ยังพบว่า ดักไอน้ำบางส่วนยังคงรั่วอยู่

- แนวทางปฏิบัติในการใช้งานหม้อน้ำ มีคะแนนเท่ากับ 73 คะแนน คิดเป็น 91.3% ของคะแนนทั้งหมดในส่วนนี้ ซึ่งอยู่ในเกณฑ์ที่ดีมากเนื่องจากทางโรงไฟฟ้ามีการตรวจวัดและควบคุมตัวแปรที่สำคัญเป็นบางส่วน เช่น ค่าอุณหภูมิไอเสียและค่าปริมาณออกซิเจนของก๊าซไอเสีย จากการเผาไหม้ของหม้อน้ำ ตลอดจนคุณภาพไอน้ำที่ออกจากหม้อน้ำ แต่ความถี่ในการตรวจวัดประสิทธิภาพหม้อน้ำยังน้อย และพบว่า ไม่มีการตรวจวัดปริมาณคาร์บอนมอนนอกไซด์

- แนวทางปฏิบัติเกี่ยวกับระบบจ่ายไอน้ำ อุปกรณ์ใช้ไอน้ำ และอุปกรณ์นำความร้อนกลับ มีคะแนนเท่ากับ 28 คะแนน คิดเป็น 93.3% ของคะแนนทั้งหมดในส่วนนี้ ซึ่งอยู่ในเกณฑ์ที่ดีมากเนื่องจากทางโรงไฟฟ้ามีการนำคอนเดนเสทกลับมาใช้ใหม่เป็นน้ำป้อนหม้อน้ำ มีการนำไอน้ำเกิดใหม่ (Flash steam) มาใช้และไม่มีการใช้วาล์วลดความดัน (PRV) แต่ใช้วิธีการปล่อยไอน้ำส่วนเกินทิ้งผ่านท่อระบายไอน้ำ (Steam vent)

9.2 สมดุลมวลและพลังงานของโรงไฟฟ้า

ในการวางแผนมาตรการประหยัดพลังงานสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวล สิ่งที่จำเป็นอย่างยิ่งคือ ความเข้าใจเกี่ยวกับกระบวนการทำงานของโรงไฟฟ้าชีวมวล ดังนั้น การทำสมดุลมวลและพลังงานจะช่วยให้เข้าใจกระบวนการผลิตไฟฟ้าและการใช้พลังงานในแต่ละกระบวนการได้มากขึ้น ช่วยให้สามารถวิเคราะห์หาแนวทางในการประหยัดพลังงานได้ง่ายขึ้น ตัวอย่างการสำรวจโรงไฟฟ้าชีวมวลแห่งหนึ่ง สามารถจัดทำสมดุลมวลและพลังงานของโรงไฟฟ้า ดังแสดงในรูปที่ 9.2



รูปที่ 9.2 สมดุลมวลและพลังงานของโรงไฟฟ้า

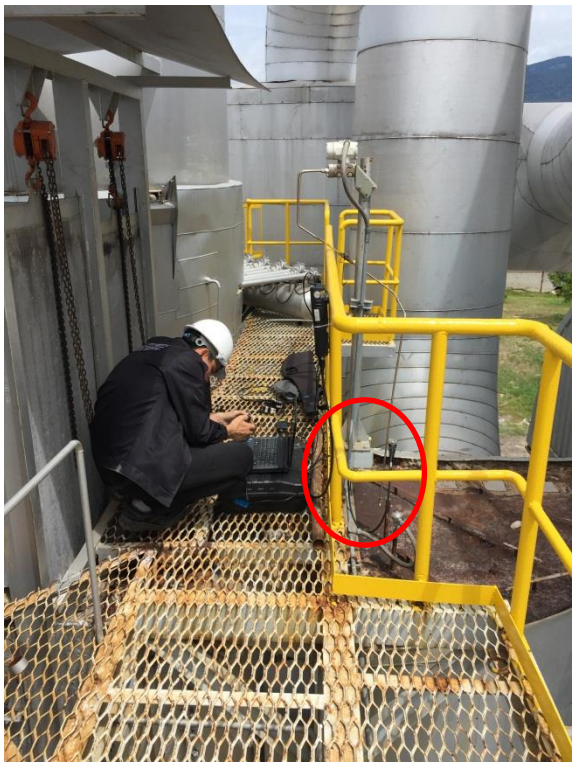
9.3 การประเมินศักยภาพด้านพลังงานของโรงไฟฟ้าชีวมวล

9.3.1 การประเมินศักยภาพด้านพลังงานส่วนผลิตไอน้ำ

ศักยภาพด้านพลังงานส่วนผลิตไอน้ำ ประเมินได้จากประสิทธิภาพหม้อน้ำโดย (1) การตรวจวัดก๊าซไอเสีย (Stack loss) (2) การตรวจวัดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ (CO loss) (3) การตรวจวัดปริมาณไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่า (Soot blower loss) (4) การตรวจวัดปริมาณคาร์บอนที่เหลือจากการเผาไหม้ในขี้เถ้า (Unburnt loss) (5) การตรวจวัดความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี (Radiation loss) (6) การตรวจวัดการสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ (Blowdown loss) และ (7) การตรวจวิเคราะห์องค์ประกอบเชื้อเพลิง ซึ่งผลการตรวจวัดในแต่ละส่วน สามารถอธิบายได้ดังนี้

9.3.1.1 การตรวจวัดก๊าซไอเสียของหม้อน้ำ

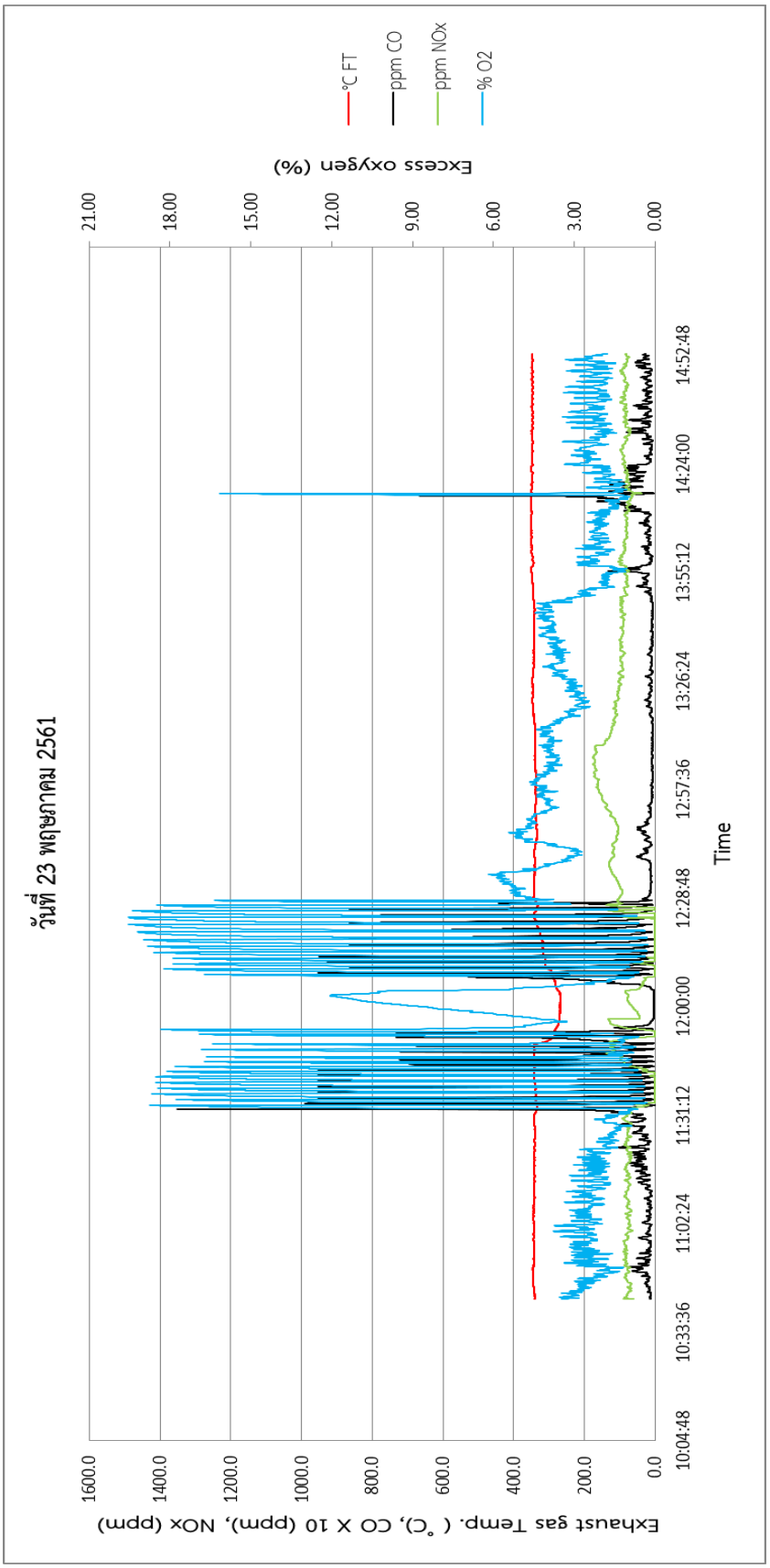
การตรวจวัดก๊าซไอเสียของหม้อน้ำเพื่อประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียเนื่องจากก๊าซไอเสีย (Stack loss) จากการปล่อยก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิสูงทิ้งออกทางปล่องไอเสีย (Stack) และจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (CO loss) เป็นพลังงานที่สูญเสียเนื่องการเกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (Uncompleted combustion) จากการผสมกันระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงไม่ดีเท่าที่ควร สำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวลตัวอย่างนี้ได้รับการตรวจวัดโดยติดตั้งเครื่องวัดก๊าซไอเสียเพื่อวัดอุณหภูมิก๊าซไอเสียก่อนเข้าเครื่องดักฝุ่นแบบระบบถุงกรองดักฝุ่น (Bag filter) ดังแสดงในรูปที่ 9.3 และติดตั้งเครื่องวัดก๊าซไอเสียเพื่อวัดปริมาณก๊าซไอเสียก่อนเข้าชุดอุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำ (Economizer) ดังแสดงในรูปที่ 9.4 พบว่า พฤติกรรมก๊าซไอเสียมีการแกว่งตัวเป็นบางช่วง ดังแสดงในรูปที่ 9.5-9.6 โดยสังเกตจากค่าก๊าซออกซิเจนส่วนเกินจากการเผาไหม้ ก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ และก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ การควบคุมการเผาไหม้โดยสังเกตจากค่าก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ที่สูงเป็นช่วงๆ เนื่องจากเชื้อเพลิงมีการขัดตัวใน fuel hopper chute ทำให้เชื้อเพลิงไม่ไหลลงบนตะกรับ จึงต้องมีการดึงเชื้อเพลิงออกในช่องที่มีการขัดตัว ในขณะเดียวกันทางโรงไฟฟ้าก็ไม่ต้องการลดกำลังการผลิตไฟฟ้าเลยต้องเร่งการจ่ายเชื้อเพลิงเพิ่มในช่อง fuel hopper chute ที่สามารถใช้งานได้ใน 2 ช่องที่เหลือ เมื่อเชื้อเพลิงจ่ายเข้ามากจึงมีการกองสุ่มเป็นกองใหญ่ ระบบควบคุมความดันไอน้ำก็จะเพิ่มอัตราการป้อนเชื้อเพลิงและอากาศเพื่อเผาไหม้ผลิตความร้อนในการเร่งความดันไอน้ำให้อยู่ที่ Set point ให้เร็วที่สุด แต่การรักษาระดับความดันไอน้ำให้คงที่นั้นมีวิธีการควบคุมที่ค่อนข้างซับซ้อน เพราะขึ้นกับหลายปัจจัย เช่น ความชื้นเชื้อเพลิง ขนาดชิ้นเชื้อเพลิง ระบบป้อนเชื้อเพลิง ระบบควบคุมการเผาไหม้ เป็นต้น ผลการตรวจวัดก๊าซไอเสีย แสดงในตารางที่ 9.1



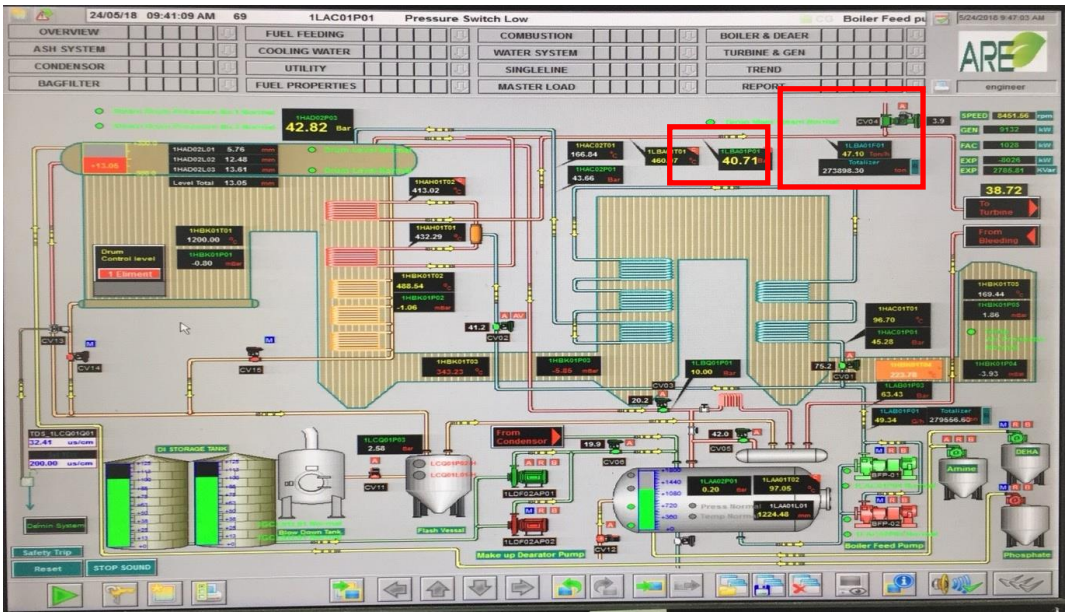
รูปที่ 9.3 การติดตั้งเครื่องวัดก๊าซไอเสียของหม้อน้ำในตำแหน่งหลังผ่าน Air preheater



รูปที่ 9.4 การติดตั้งเครื่องวัดก๊าซไอเสียของหม้อน้ำในตำแหน่งก่อนเข้า Economizer



รูปที่ 9.5 ผลการตรวจวัดก๊าซไอเสียหม้อน้ำของโรงไฟฟ้า



รูปที่ 9.6 จอแสดง Boiler main steam pressure และ Boiler startup vent valve control

ตารางที่ 9.1 ผลการตรวจวัดก๊าซไอเสียของหม้อน้ำโรงไฟฟ้า

ตัวแปร	หน่วย	ข้อมูลการตรวจวัด
อุณหภูมิก๊าซไอเสีย	°C	171.1
ปริมาณออกซิเจนในก๊าซไอเสีย	%	4.3
ปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนออกไซด์	ppm	600.3
ปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์	ppm	84.0
อุณหภูมิบรรยากาศ	°C	37.0
ความชื้นสัมพัทธ์	%	65.0

จากผลการตรวจวัดก๊าซไอเสีย สามารถอธิบายได้ดังนี้

- อุณหภูมิก๊าซไอเสียตรวจวัดที่ตำแหน่งหลังอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำซึ่งแลกเปลี่ยนความร้อนจุดสุดท้ายพบว่า มีอุณหภูมิเฉลี่ย 171.1 °C ถือว่ายังมีค่าสูงอยู่เพราะโดยทั่วไปโรงไฟฟ้าชีวมวลที่ใช้ไม้สับจะควบคุมอุณหภูมิไอเสียหลังอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจุดสุดท้ายไว้ที่ไม่เกิน 140 °C

- ปริมาณออกซิเจนในก๊าซไอเสีย มีค่าเฉลี่ย 4.3% ถือว่าอยู่ในเกณฑ์ที่เหมาะสมสำหรับการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวล โดยปริมาณออกซิเจนในก๊าซไอเสียที่เหมาะสมอยู่ในช่วง 7-10%

- ปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนออกไซด์ในก๊าซไอเสียนั้น จะเป็นค่าที่บอกว่ามีเชื้อเพลิงเผาไหม้ไม่หมดมากหรือน้อย โดยปกติแล้วควรมีค่าไม่เกิน 690 ppm ที่ 7% O_2 ตามประกาศกระทรวงอุตสาหกรรม เรื่อง กำหนดค่าปริมาณของสารเจือปนในอากาศที่ระบายออกจากโรงงาน พ.ศ. 2549 แต่ในหม้อน้ำเครื่องนี้ มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 600.3 ppm ถือว่าอยู่ในเกณฑ์ที่เหมาะสม

- ปริมาณก๊าซไนโตรเจนออกไซด์ของหม้อน้ำเครื่องนี้ มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 84 ppm ถือว่าอยู่ในเกณฑ์ที่เหมาะสม ซึ่งค่ามาตรฐานกำหนดไว้ไม่เกิน 200 ppm ที่ 7% O_2 ตามประกาศกระทรวงอุตสาหกรรม เรื่อง กำหนดค่าปริมาณของสารเจือปนในอากาศที่ระบายออกจากโรงงาน พ.ศ. 2549

9.3.1.2 การตรวจวัดปริมาณไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่า (Soot blower) ที่ผิวท่อไอน้ำ

การตรวจวัดปริมาณไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่า ดังแสดงในตารางที่ 9.2 เพื่อประเมินพลังงานความร้อนของไอน้ำที่สูญเสียไปจากการใช้ไอน้ำในการเป่าเขม่าบริเวณท่อไอน้ำ เพื่อป้องกันปัญหาการสะสมของขี้เถ้าลอย (Fly ash) สาเหตุสำคัญมาจากชนิดเชื้อเพลิงโดยเฉพาะอย่างยิ่งในเชื้อเพลิงชีวมวลที่มีองค์ประกอบของธาตุโซเดียม (Na^{2+}) แคลเซียม (Ca^{2+}) และโพแทสเซียม (K^{2+}) ร่วมกับการควบคุมโซนการเผาไหม้ที่ไม่ดี ทั้งนี้หากปล่อยให้ขี้เถ้าเกิดการสะสมมากขึ้นจะทำให้เกิดขี้เถ้าหลอม (Slagging) ติดแน่นที่ผิวท่อไอน้ำทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ดี หม้อน้ำก็ไม่สามารถทำความดันไอน้ำได้ตามต้องการ

ตารางที่ 9.2 ผลการตรวจวัดปริมาณไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่าที่ผิวท่อไอน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
อัตราการใช้ไอน้ำในการเป่าเขม่า	m_{sb}	ton/h	0.42
ความดันไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่า	P_{sb}	bar,g	43.58
เอนทาลปีของไอน้ำที่ใช้ในการเป่าเขม่า	h_{sb}	kJ/kg	1,093.8
อุณหภูมิน้ำป้อนหม้อน้ำ	T_{bf}	°C	105.1
เอนทาลปีของน้ำป้อนหม้อน้ำ	h_{bf}	kJ/kg	444.75

9.2.1.3 การตรวจวัดปริมาณคาร์บอนที่เหลือจากการเผาไหม้ในขี้เถ้า

การตรวจวัดปริมาณคาร์บอนที่เหลือจากการเผาไหม้ในขี้เถ้า ดังแสดงในตารางที่ 9.3 เพื่อประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียเนื่องจากเชื้อเพลิงที่ไม่ถูกเผาไหม้ หรือเผาไหม้ไม่หมด (Unburned carbon) ซึ่งเกิดได้จากหลายสาเหตุ เช่น การปรับแต่งการเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ไม่ดี, เชื้อเพลิงมีความชื้นสูงและมีขนาดไม่เหมาะสมกับตะกรับของหม้อน้ำ ทำให้มีเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมดหลุดออกจากห้องเผาไหม้ เป็นต้น

ตารางที่ 9.3 ผลการตรวจวัดปริมาณคาร์บอนที่เหลือจากการเผาไหม้ในขี้เถ้า

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
องค์ประกอบของคาร์บอนในขี้เถ้า	u	% dry basis	12.64

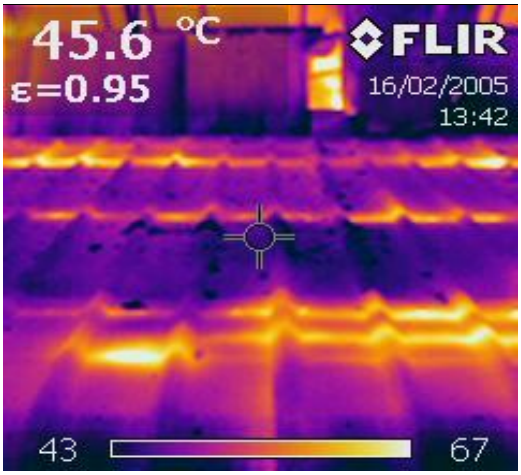
9.3.1.4 การตรวจวัดความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี

การตรวจวัดความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี (Radiation loss) เป็นการประเมินพลังงานความร้อนที่สูญเสียผ่านผนังหม้อน้ำ ส่งผลให้ความร้อนจากห้องเผาไหม้สามารถแผ่รังสีออกมายังสิ่งแวดล้อมได้ ซึ่งสาเหตุอาจเกิดจาก ฉนวนเสื่อมสภาพ ฉนวนเปียกน้ำ หรือ การรื้อซ่อมแล้วไม่ประกอบฉนวนกลับเข้าที่เดิม เป็นต้น จากการตรวจวัดความร้อนสูญเสียของผนังรอบหม้อน้ำพบว่า ฉนวนยังคงอยู่ในสภาพดีมีอุณหภูมิผิวฉนวนด้านนอกต่ำกว่า 60 °C ดังแสดงในรูปที่ 9.7

จากการประเมินความร้อนสูญเสียจากผนังหม้อน้ำโดยใช้โปรแกรม 3E PLUS ดังแสดงในรูปที่ 9.8-9.13 สามารถสรุปผลการประเมินได้ ดังแสดงในตารางที่ 9.4



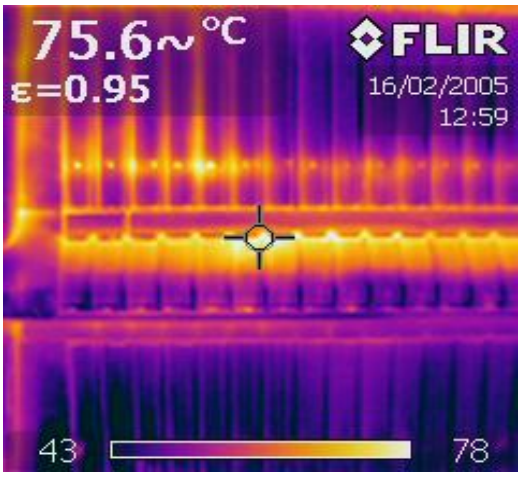
(ก) ผนังด้านบนหม้อน้ำ



(ข) ภาพถ่ายความร้อนผนังด้านบนหม้อน้ำ



(ค) ผนังด้านหน้าหม้อน้ำ

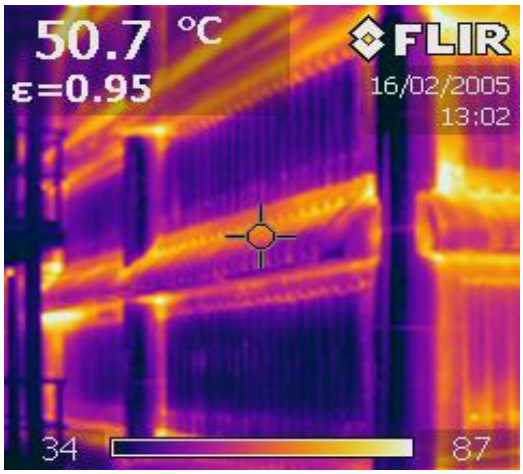


(ง) ภาพถ่ายความร้อนผนังด้านหน้าหม้อน้ำ

รูปที่ 9.7 การตรวจวัดการแผ่รังสีความร้อนรอบผนังหม้อน้ำ



(จ) ผนังด้านข้างหม้อน้ำ



(ฉ) ภาพถ่ายความร้อนผนังด้านข้างหม้อน้ำ

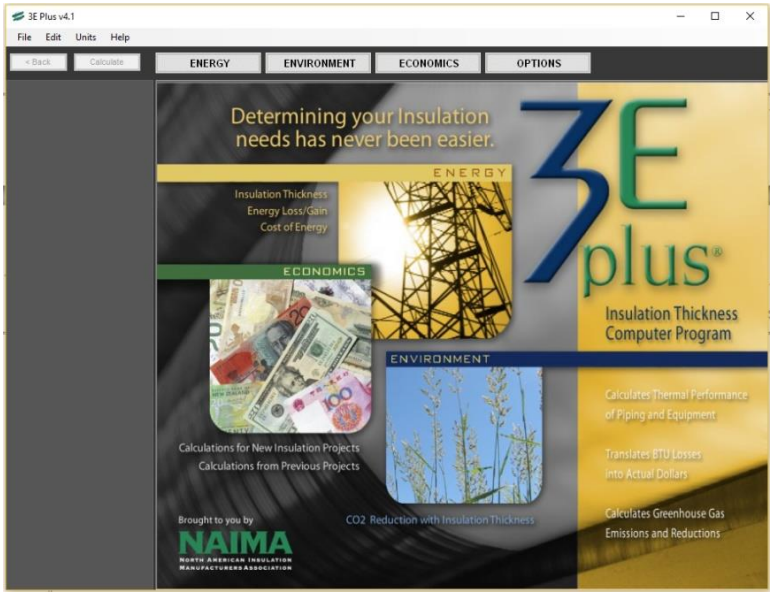


(ช) ผนังด้านหลังหม้อน้ำ



(ซ) ภาพถ่ายความร้อนผนังด้านหลังหม้อน้ำ

รูปที่ 9.7 การตรวจวัดการแผ่รังสีความร้อนรอบผนังหม้อน้ำ (ต่อ)



รูปที่ 9.8 โปรแกรม 3E PLUS สำหรับใช้ประเมินการสูญเสียความร้อน

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m^2)	Efficiency (%)
Bare	85.4	552.40	

รูปที่ 9.9 การประเมินการสูญเสียความร้อนที่ผนังหม้อน้ำด้านหน้าอุณหภูมิ 85.45 °C

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m^2)	Efficiency (%)
Bare	51.6	132.50	

รูปที่ 9.10 การประเมินการสูญเสียความร้อนที่ผนังหม้อน้ำด้านหลังอุณหภูมิ 51.66 °C

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m^2)	Efficiency (%)
Bare	43.1	49.50	

รูปที่ 9.11 การประเมินการสูญเสียความร้อนที่ผนังหม้อน้ำด้านข้างซ้ายอุณหภูมิ 43.15 °C

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m^2)	Efficiency (%)
Bare	49.5	110.80	

รูปที่ 9.12 การประเมินการสูญเสียความร้อนที่ผนังหม้อน้ำด้านขวาอุณหภูมิ 49.55 °C

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m^2)	Efficiency (%)
Bare	55.7	176.30	

รูปที่ 9.13 การประเมินการสูญเสียความร้อนที่ผนังหม้อน้ำด้านบนอุณหภูมิ 55.75 °C

ตารางที่ 9.4 ผลการประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียที่ผนังหม้อน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
อุณหภูมิเฉลี่ยผนังหม้อน้ำด้านหน้า	T_{fw}	°C	85.45
อุณหภูมิเฉลี่ยผนังหม้อน้ำด้านหลัง	T_{bw}	°C	51.66
อุณหภูมิเฉลี่ยผนังหม้อน้ำด้านขวา	T_{rw}	°C	43.15
อุณหภูมิเฉลี่ยผนังหม้อน้ำด้านซ้าย	T_{lw}	°C	49.55
อุณหภูมิเฉลี่ยผนังหม้อน้ำด้านบน	T_{tw}	°C	55.8
อัตราการสูญเสียความร้อนต่อพื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านหน้า	q_{fw}	W/m^2	552.40
อัตราการสูญเสียความร้อนต่อพื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านหลัง	q_{bw}	W/m^2	132.50
อัตราการสูญเสียความร้อนต่อพื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านขวา	q_{rw}	W/m^2	49.50
อัตราการสูญเสียความร้อนต่อพื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านซ้าย	q_{lw}	W/m^2	110.80
อัตราการสูญเสียความร้อนต่อพื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านบน	q_{tw}	W/m^2	176.30
พื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านหน้า	A_{fw}	m^2	170.09
พื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านหลัง	A_{bw}	m^2	170.09
พื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านขวา	A_{rw}	m^2	197.53
พื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านซ้าย	A_{lw}	m^2	197.53
พื้นที่ผนังหม้อน้ำด้านบน	A_{tw}	m^2	101.61
ปริมาณความร้อนสูญเสียที่ผนังหม้อน้ำทั้งหมด	**Q_w**	**kW**	**166.07**

หมายเหตุ คิดอุณหภูมิบรรยากาศ 37 °C ความเร็วลม 0 m/s
ชนิดฉนวน Glass fiber felt, C1086-09
วัสดุที่ใช้หุ้มฉนวน 0.1 Aluminum, oxidized, in service

9.3.1.5 การตรวจวัดการสูญเสียจากการโบล์วดาวน์

การตรวจวัดการสูญเสียจากการโบล์วดาวน์ เพื่อประเมินพลังงานที่สูญเสียจากการโบล์วดาวน์เกินความจำเป็น เนื่องจากการโบล์วดาวน์ของหม้อน้ำจะโบล์วดาวน์จากสตีมดรัม (Steam drum) ซึ่งมีพลังงานสูงดังนั้น การโบล์วดาวน์ในปริมาณที่เหมาะสมจึงช่วยทั้งการประหยัดพลังงานและยืดอายุการใช้งานหม้อน้ำอีกด้วย อัตราการโบล์วดาวน์ทางทฤษฎีคำนวณได้จากสมการที่ 9.1-9.2 ผลการประเมินดังแสดงในตารางที่ 9.5

$$\beta = \frac{\text{TDS feedwater}}{\text{TDS blowdown}} \times 100 \qquad (9.1)$$

$$\text{Blowdown rate} = \frac{\beta}{100-\beta} \times \text{steam flow rate} \quad (9.2)$$

ตารางที่ 9.5 ผลการตรวจวัดการสูญเสียจากการโบล์วดาวน์

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
อัตราการโบล์วดาวน์ทางทฤษฎี			
TDS ของน้ำป้อนหม้อน้ำ	TDS_{bf}	ppm	4.19
TDS ของน้ำโบล์วดาวน์	TDS_b	ppm	118.29
อัตราการผลิตไอน้ำ	m_s	ton/h	45.346
อัตราการไหลของน้ำโบล์วดาวน์จากการตรวจวัด	m_{bd}	kg/h	1,665.21
อัตราการไหลน้ำโบล์วดาวน์เทียบอัตราการไหลน้ำป้อนหม้อน้ำ	M_{bd}	%	3.67
อัตราการโบล์วดาวน์จริง			
อัตราการไหลของน้ำโบล์วดาวน์จากการตรวจวัด	m_{bd}	kg/h	629.00
อัตราการไหลน้ำโบล์วดาวน์เทียบอัตราการไหลน้ำป้อนหม้อน้ำ	M_{bd}	%	1.387

9.3.1.6 การตรวจวิเคราะห์องค์ประกอบของเชื้อเพลิง

การตรวจวิเคราะห์องค์ประกอบเชื้อเพลิงแบ่งได้ออกเป็น 2 แบบ คือ (1) การวิเคราะห์แบบละเอียด (Ultimate analysis) เป็นการหาปริมาณ คาร์บอน ไฮโดรเจน ไนโตรเจน ออกซิเจน กำมะถัน และ (2) การวิเคราะห์แบบง่าย (Proximate analysis) เป็นการหาปริมาณความชื้น ขี้เถ้า สารระเหย และคาร์บอนคงตัว เชื้อเพลิงชีวมวลมีองค์ประกอบของเชื้อเพลิงแต่ละชนิดต่างกันซึ่งมีผลต่อค่าความร้อนเชื้อเพลิง ปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ และผลิตภัณฑ์ที่ได้จากการเผาไหม้ ซึ่งส่งผลต่อการเกิด Slagging และ Fouling ได้ สำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวล ใช้ไม้ยางพาราสับ และใยปาล์มเป็นเชื้อเพลิงหลักในการเผาไหม้ ซึ่งผลการตรวจวิเคราะห์เชื้อเพลิง ดังแสดงในตารางที่ 9.6-9.7

ตารางที่ 9.6 ผลการตรวจวิเคราะห์องค์ประกอบเชื้อเพลิง (ไม้สับ)

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ไม้ยางพาราสับ		
			อ้างอิงตามสภาพตัวอย่าง	อ้างอิงแบบแห้ง	อ้างอิงแบบเปียก
ความชื้นของเชื้อเพลิง	w	%	39.61	-	-
ขี้เถ้า	A	%	-	1.34	0.81
ปริมาณสารระเหย	V_m	%	-	86.68	-
คาร์บอนคงที่	F_c	%	-	11.98	-
กำมะถัน	S	%	-	0.02	0.01
คาร์บอน	C	%	-	44.58	26.92
ไฮโดรเจน	H	%	-	7.928	4.79
ไนโตรเจน	N	%	-	0.150	0.09
ค่าความร้อนเชื้อเพลิงทางสูง	**HHV**	**kJ/kg**	**-**	**16,779.31**	**10,133.03**

ตารางที่ 9.7 ผลการตรวจวิเคราะห์องค์ประกอบเชื้อเพลิง (ใยปาล์ม)

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ใยปาล์ม		
			อ้างอิงตามสภาพตัวอย่าง	อ้างอิงแบบแห้ง	อ้างอิงแบบเปียก
ความชื้นของเชื้อเพลิง	w	%	59.06	-	-
ขี้เถ้า	A	%	-	3.04	1.24
ปริมาณสารระเหย	V_m	%	-	86.84	-
คาร์บอนคงที่	F_c	%	-	10.12	-
กำมะถัน	S	%	-	0.13	0.05
คาร์บอน	C	%	-	45.25	18.53
ไฮโดรเจน	H	%	-	8.336	3.41
ไนโตรเจน	N	%	-	0.441	0.18
ค่าความร้อนเชื้อเพลิงทางสูง	**HHV**	**kJ/kg**	**-**	**17,500.19**	**7,389.21**

จากข้อมูลในข้อ 9.3.1.1-9.3.1.6 สามารถประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ อ้างอิงค่าความร้อนทางสูงแบบเปียก (HHV,w) ดังแสดงในตารางที่ 9.8

ตารางที่ 9.8 ผลการประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำ

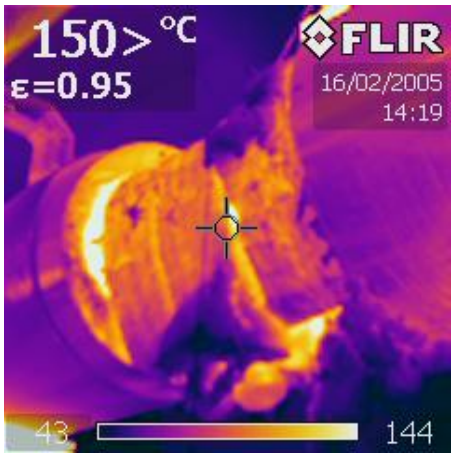
ตัวแปร	สัญลักษณ์	ข้อมูล	
พลังงานความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสีย	L_1	2,907.74 kJ/kg	30.08%
พลังงานความร้อนสูญเสียจากการใช้ไอน้ำเป่าเขม่า	L_2	23.22 kJ/kg	0.24%
พลังงานความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์	L_3	24.10 kJ/kg	0.25%
พลังงานความร้อนสูญเสียจากปริมาณคาร์บอนที่เหลือจากการเผาไหม้ในขี้เถ้า	L_4	45.64 kJ/kg	0.47%
พลังงานความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี	L_5	30.33 kJ/kg	0.31%
พลังงานความร้อนสูญเสียจากการโบล์วดาวน์	L_6	22.08 kJ/kg	0.23%
ประสิทธิภาพหม้อน้ำ HHV wet	**Eff,b**	**68.42%**	

9.3.2 การประเมินศักยภาพด้านพลังงานส่วนส่งจ่ายไอน้ำ

การประเมินประสิทธิภาพพลังงานส่วนส่งจ่ายไอน้ำ ประเมินจากพลังงานความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากการรั่วไหลของไอน้ำที่ท่อส่งจ่ายไอน้ำและการรั่วของไอน้ำเนื่องจากกับดักไอน้ำชำรุด นอกจากนี้ยังมีการสูญเสียความร้อนที่ผิวท่อส่งจ่ายไอน้ำ จากการสำรวจส่วนส่งจ่ายไอน้ำพบว่า มีการสูญเสียความร้อนที่ผิวท่อส่งจ่ายไอน้ำเนื่องจากการเสื่อมสภาพของฉนวนทั้งที่มาจากอายุการใช้งานและการรื้อฉนวนเพื่อซ่อมแซมแล้วไม่ได้ดำเนินการประกอบกลับคืน ดังแสดงในรูปที่ 9.14 ซึ่งสามารถประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียจากผิวท่อส่งจ่ายไอน้ำด้วยโปรแกรม 3E PLUS ผลการประเมินดังแสดงในตารางที่ 9.9 นอกจากนี้ยังพบการรั่วของไอน้ำดังแสดงในรูปที่ 9.18 และสามารถประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียจากการรั่วไหลของไอน้ำ ด้วยสมการ Napier’s choked flow ดังสมการที่ 9.3



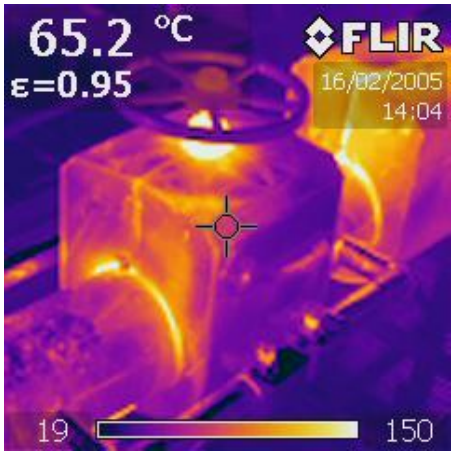
(ก) ท่อเมนสตีมก่อนเข้ากังหันไอน้ำ จุดที่ 1



(ข) ภาพถ่ายความร้อนท่อเมนสตีมก่อนเข้ากังหันไอน้ำ



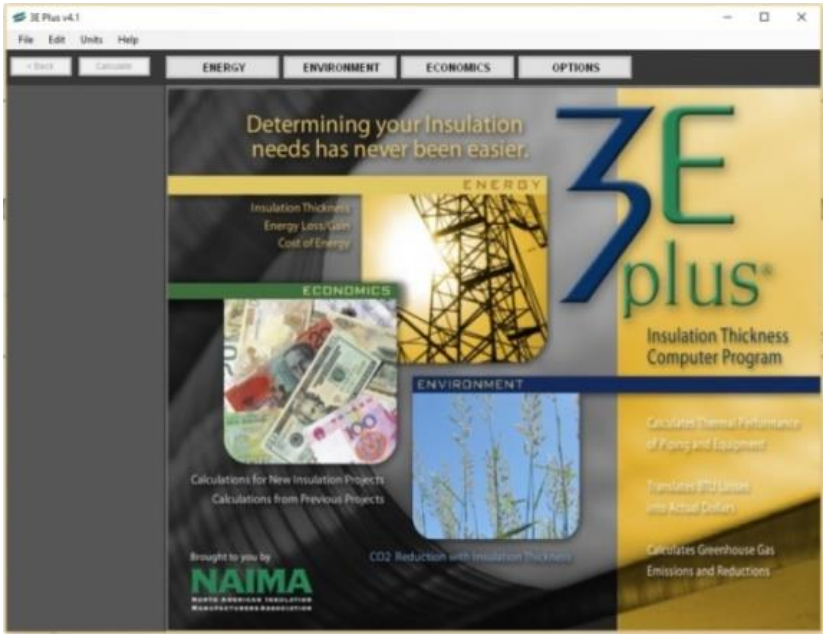
(ค) ท่อเมนสตีมก่อนเข้ากังหันไอน้ำ จุดที่ 2



(ง) ภาพถ่ายความร้อนท่อเมนสตีมก่อนเข้ากังหันไอน้ำ

รูปที่ 9.14 การสูญเสียความร้อนที่ผิวท่อส่งจ่ายไอน้ำ

จากการประเมินความร้อนสูญเสียจากผนังหม้อน้ำโดยใช้โปรแกรม 3E PLUS ดังแสดงในรูปที่ 9.15-9.17 สามารถสรุปผลการประเมินได้ ดังแสดงในตารางที่ 9.9



รูปที่ 9.15 โปรแกรม 3E PLUS สำหรับใช้ประเมินการสูญเสียความร้อน

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	199.5	3244.00	

รูปที่ 9.16 การประเมินการสูญเสียความร้อนที่ท่อส่งจ่ายสตีมก่อนเข้ากังหันไอน้ำอุณหภูมิ 200 °C

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m)	Efficiency (%)
Bare	65.2	327.80	

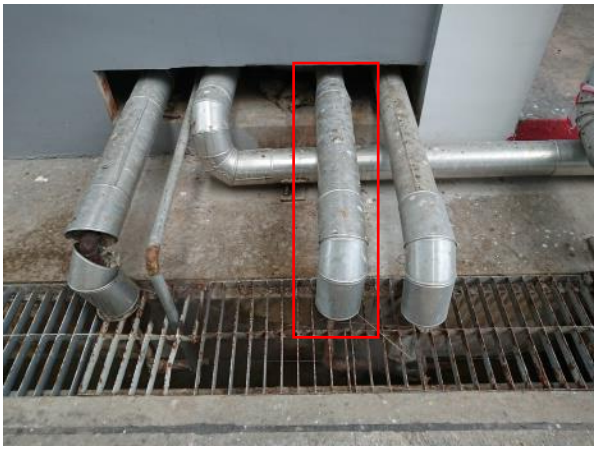
รูปที่ 9.17 การประเมินการสูญเสียความร้อนที่ท่อส่งจ่ายสตีมก่อนเข้ากังหันไอน้ำอุณหภูมิ 65.2 °C

ตารางที่ 9.9 ผลการประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียที่ผิวท่อส่งจ่ายไอน้ำ

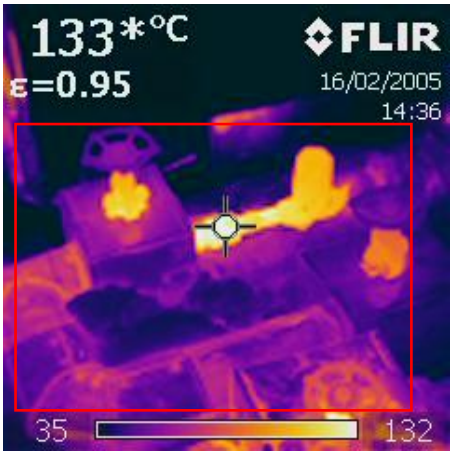
ตำแหน่ง	อุณหภูมิผิวท่อ (°C)	ขนาดท่อ (mm)	ความยาวท่อ (m)	ลักษณะการวางตัว	ปริมาณความร้อนสูญเสีย (W)
ท่อเมนสตีมก่อนเข้ากังหันไอน้ำ จุดที่ 1	200	350	0.5	แนวนอน	1,811.10
ท่อเมนสตีมก่อนเข้ากังหันไอน้ำ จุดที่ 2	65.2	350	0.5	แนวนอน	183.01
ปริมาณความร้อนสูญเสียที่ผิวท่อส่งจ่ายไอน้ำ					**1,994.11**

หมายเหตุ คิดอุณหภูมิบรรยากาศ 37 °C ความเร็วลม 0 m/s
ชนิดฉนวน Glass Fiber Felt, C1086-09
วัสดุที่ใช้หุ้มฉนวน 0.1 Aluminum, Oxidized, in service

นอกจากนี้ยังพบการรั่วของไอน้ำดังแสดงในรูปที่ 9.18 และสามารถประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียจากการรั่วไหลของไอน้ำ ด้วยสมการ Napier's choked flow ดังสมการที่ 9.3 ผลการประเมินดังแสดงในตารางที่ 9.10



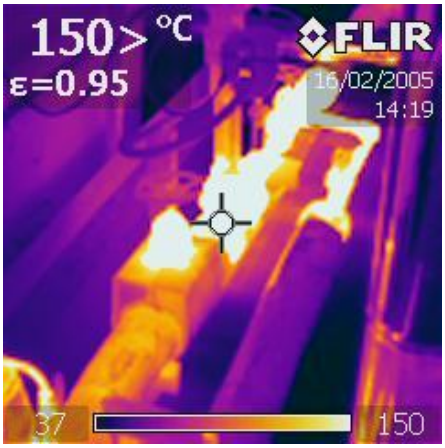
(ก) Steam trap รั่วสตีมก่อนเข้ากังหันไอน้ำ



(ข) ภาพถ่ายความร้อน Steam trap รั่วสตีมก่อนเข้ากังหันไอน้ำ



(ค) Steam trap รั่วสตีมก่อนเข้าถัง Deaerator



(ง) ภาพถ่ายความร้อน Steam trap รั่วสตีมก่อนเข้า Deaerator

รูปที่ 9.18 การรั่วของไอน้ำ

สมการ Napier's choked flow สำหรับใช้ประเมินปริมาณการรั่วไหลของไอน้ำ ดังสมการที่ 9.3

$$\dot{m} = 0.695 \times A \times P \qquad (9.3)$$

ตารางที่ 9.10 ผลการประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียจากการรั่วของไอน้ำ

ตำแหน่ง	ความดันไอน้ำ (bar,a)	ขนาดรูออริฟิค (mm)	ขนาดพื้นที่ (mm^2)	อัตราการรั่วไหลของไอน้ำ (kg/h)
Steam trap leak to turbine	41.58	4	12.56	90.74
Steam trap leak Superheater	41.58	4	12.56	90.74
Steam trap leak Main steam	41.58	4	12.56	90.74
Steam trap leak to deaerator	11.01	4	12.56	24.03
ปริมาณการรั่วไหลของไอน้ำทั้งหมด				**296.25**

หมายเหตุ คิดอัตราการรั่วไหลของไอน้ำที่ 25%

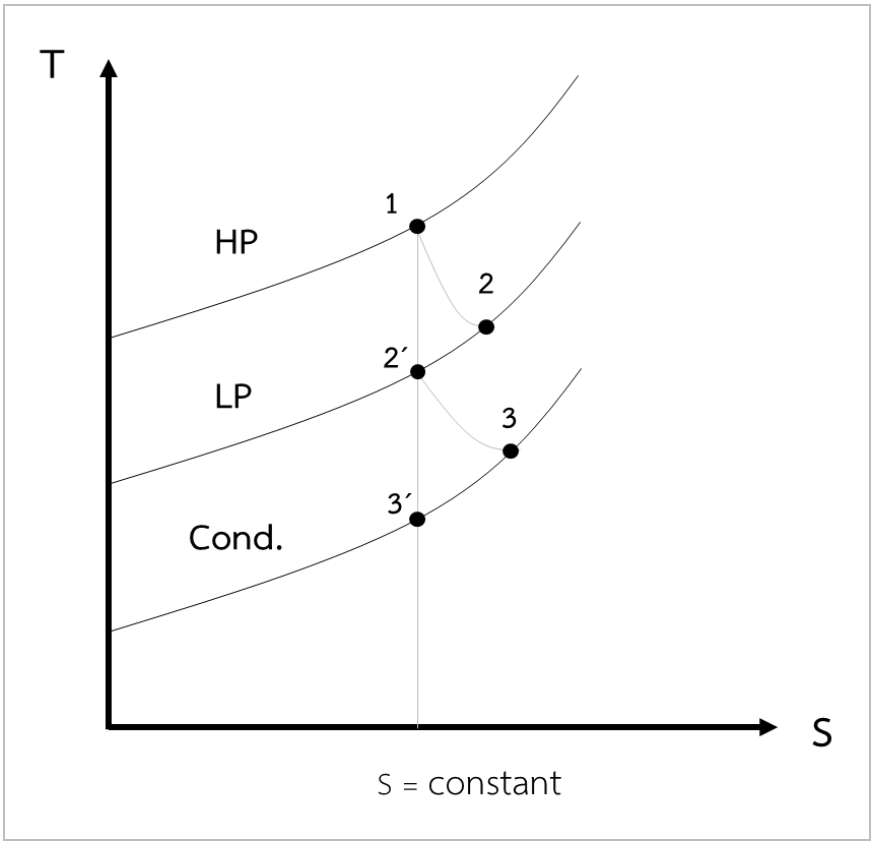
9.3.3 การประเมินศักยภาพด้านพลังงานส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ

การประเมินประสิทธิภาพพลังงานส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ ประเมินได้จากประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ เป็นการเปรียบเทียบระหว่างงานที่ผลิตได้จริงกับสภาวะที่สมบูรณ์แบบ (Isentropic) ดังแสดงในสมการที่ 9.4-9.6 ส่วนเกณฑ์การพิจารณาการหาประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 9.19 จากข้อมูลตามผู้ผลิตออกแบบสามารถเขียนไดอะแกรมการใช้ไอน้ำของกังหันไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 9.20 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอน้ำขาออกขั้นที่ 1 ดังแสดงในรูปที่ 9.21 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ ดังแสดงในรูปที่ 9.22 และตารางสรุปผลประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค อัตราการใช้ไอน้ำต่ออัตราการผลิตไฟฟ้า ดังแสดงในตารางที่ 9.11

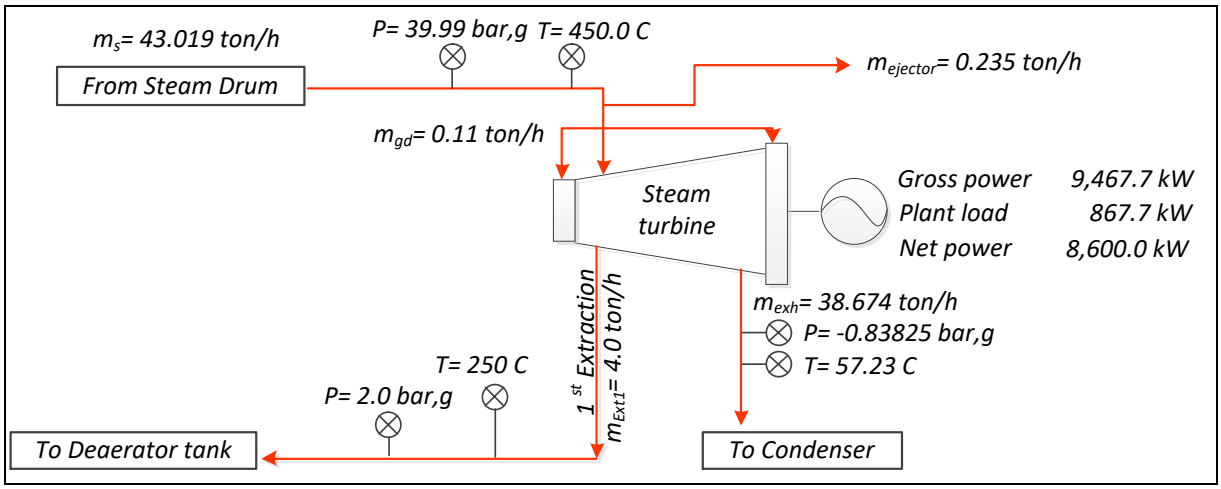
$$\eta_{isentropic} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_1 - h_3)}{(h_1 - h_{2'}) + (h_1 - h_{3'})} \quad (9.4)$$

$$\eta_{isentropic} = \frac{m_{Ext1} \times (h_1 - h_2) + m_{Ext2} \times (h_1 - h_3)}{m_{Ext1} \times (h_1 - h_{2'}) + m_{Ext2} \times (h_1 - h_{3'})} \quad (9.5)$$

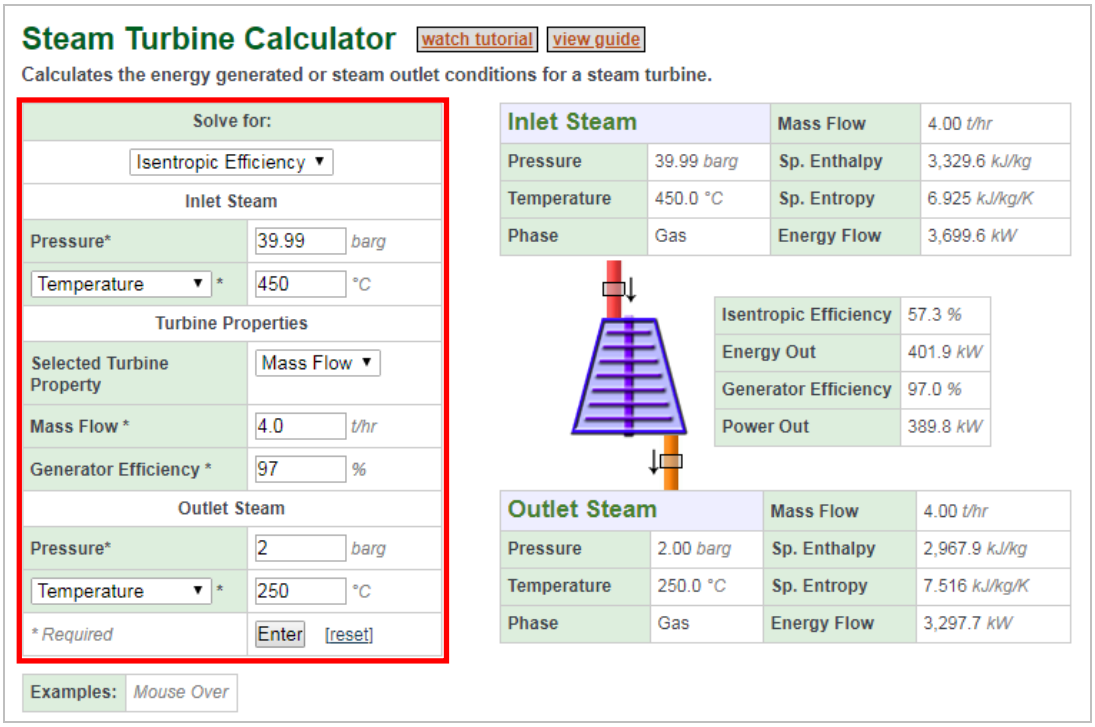
$$\eta_{isentropic} = \frac{Energy\ out_{1-2} + Energy\ out_{1-3}}{Energy\ out_{1-2'} + Energy\ out_{1-3'}} \quad (9.6)$$



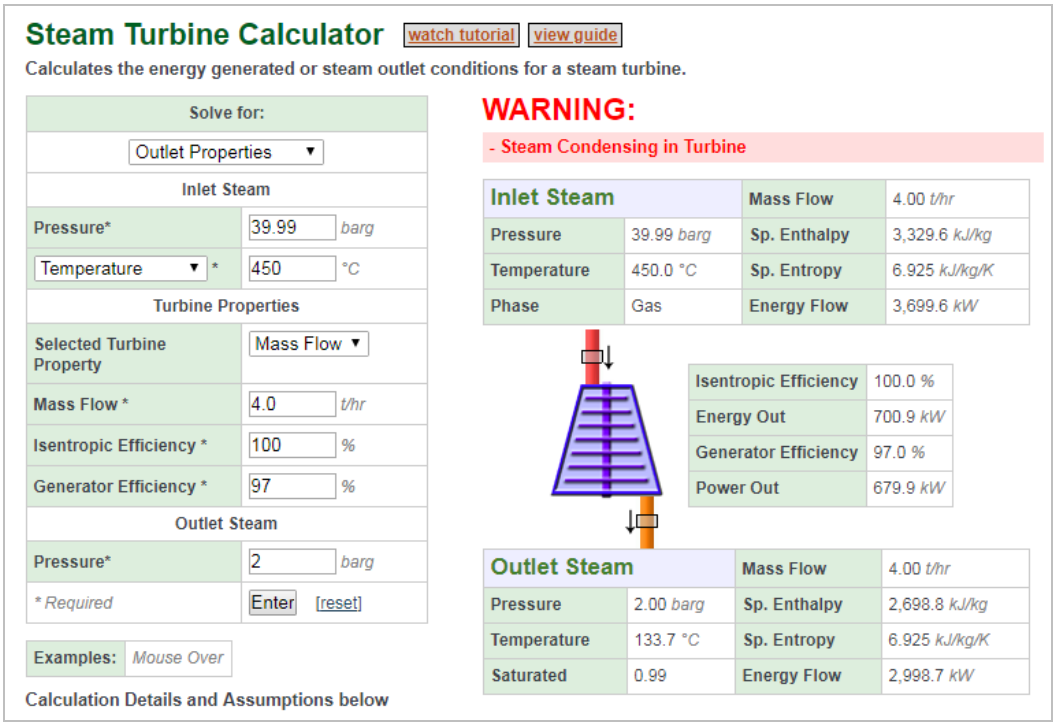
รูปที่ 9.19 เกณฑ์การหาประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ



รูปที่ 9.20 ไดอะแกรมการใช้ไอน้ำตามผู้ผลิตออกแบบกังหันไอน้ำ (Steam turbine)

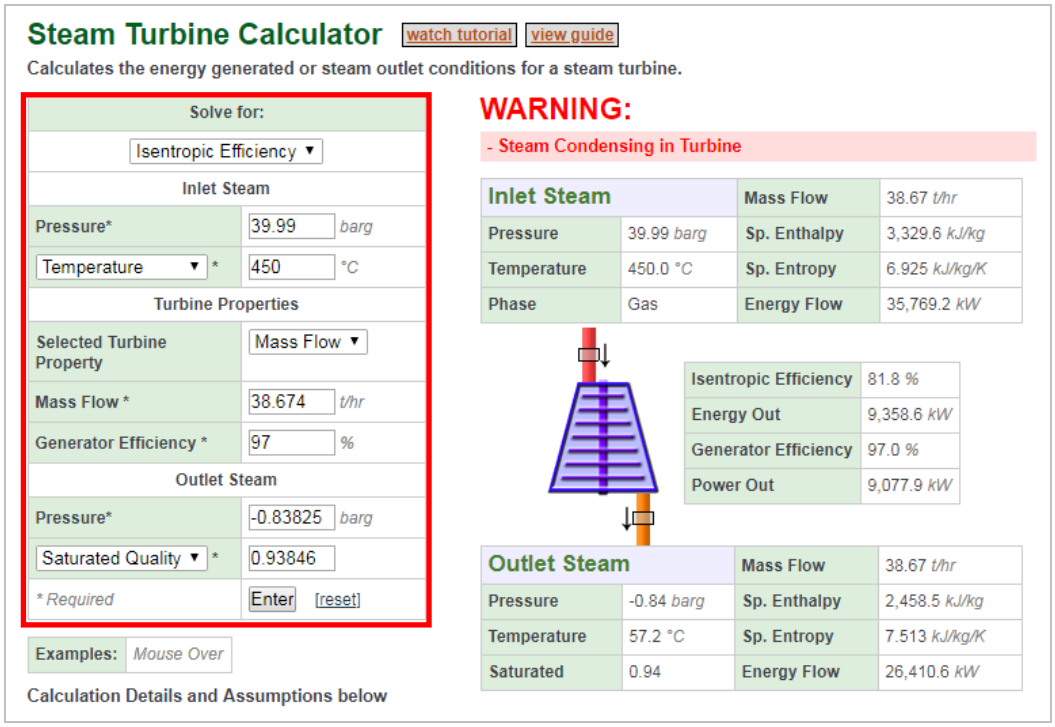


Actual turbine work (HP to LP)

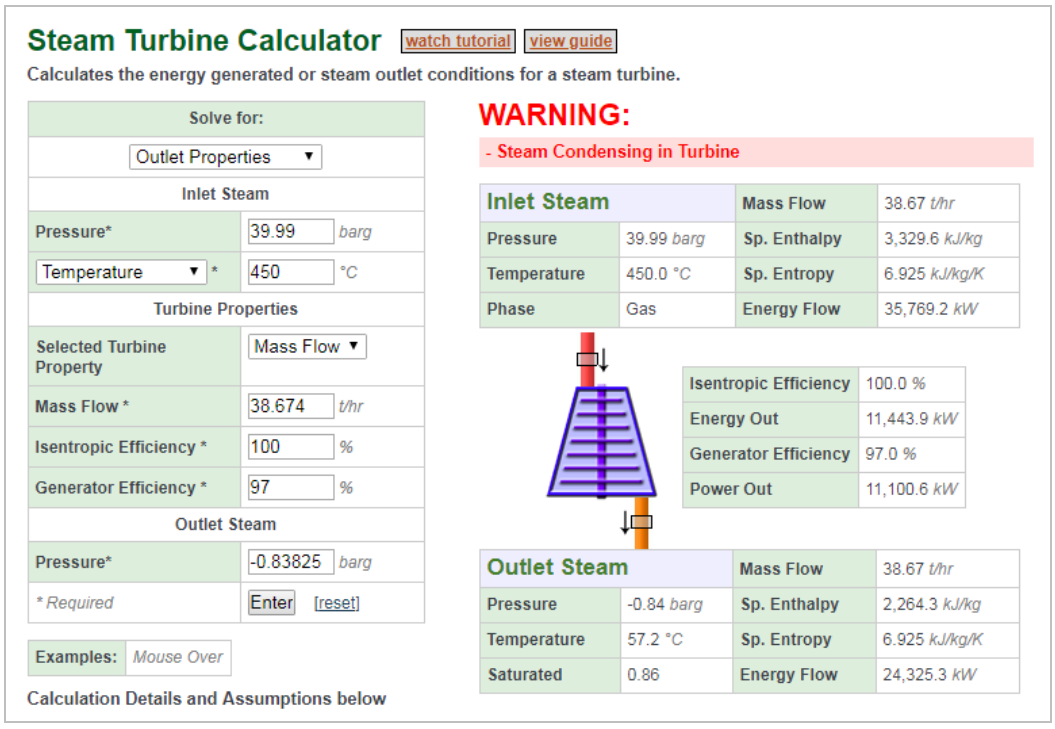


Ideal turbine work (HP to LP)

รูปที่ 9.21 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอน้ำขาออกขั้นที่ 1 (ตามผู้ผลิตออกแบบ)



Actual turbine work (HP to Condenser)



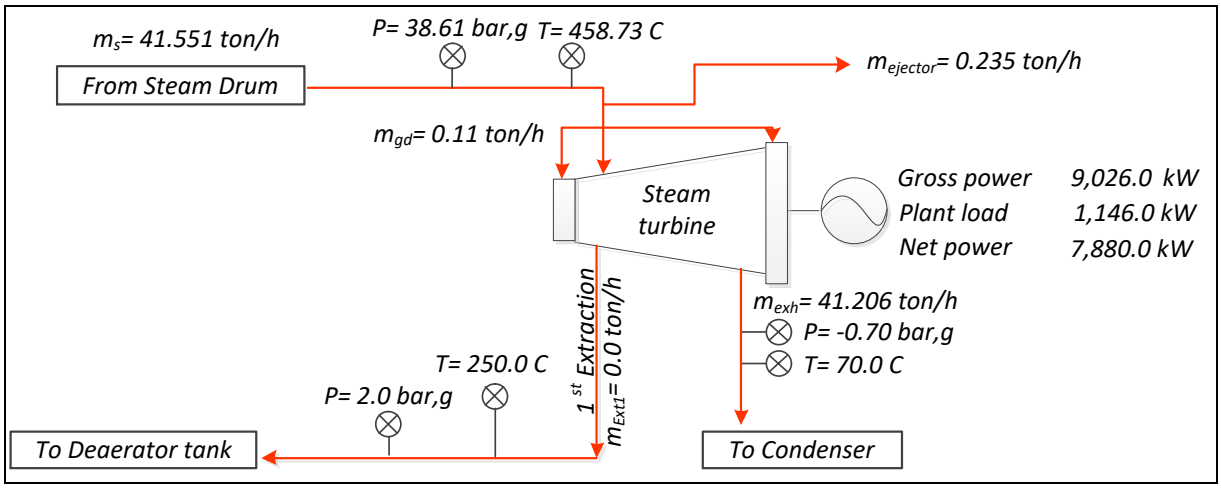
Ideal turbine work (HP to Condenser)

รูปที่ 9.22 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (ตามผู้ผลิตออกแบบ)

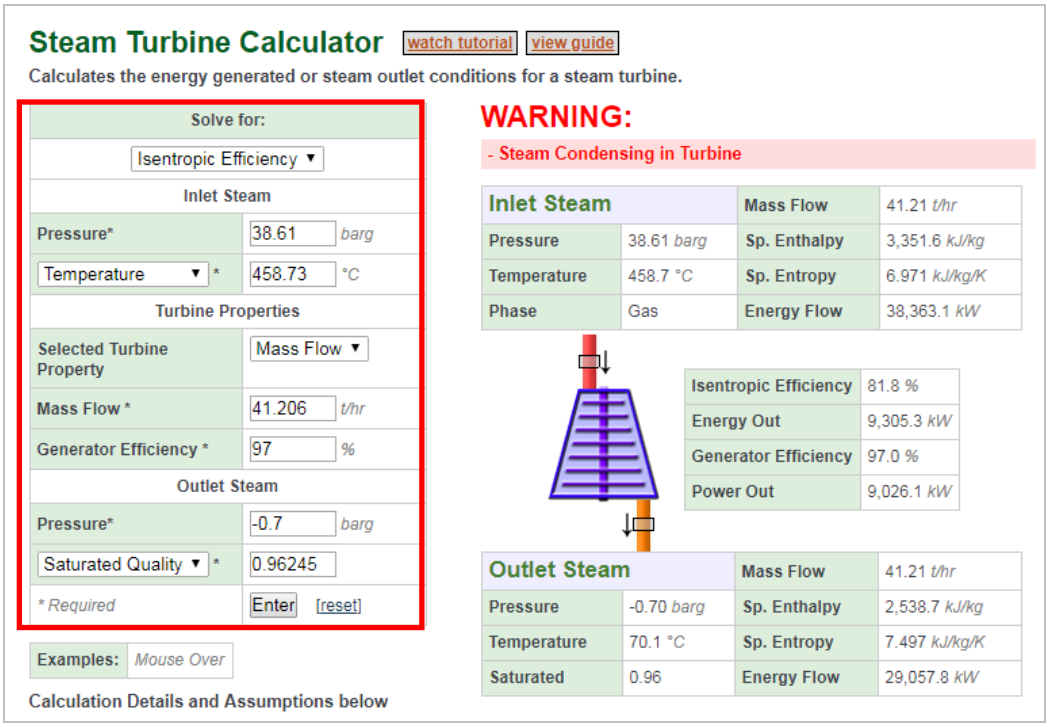
ตารางที่ 9.11 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค (ตามผู้ผลิตออกแบบ)

ตัวแปร	หน่วย	ข้อมูล
HP Steam		
Steam consumption	ton/h	43.019
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,329.6
Extraction 1: LP		
Energy out	kW	401.9
Isentropic Efficiency	%	57.3
Generator Efficiency	%	97.0
Power out (Actual)	kW	389.8
Energy out (Ideal)	kW	679.9
Exhaust steam: Cond.		
Energy out	kW	9,358.6
Isentropic Efficiency	%	81.8
Generator Efficiency	%	97.0
Power out (Actual)	kW	9,077.9
Energy out (Ideal)	kW	11,100.6
Isentropic Efficiency	**%**	**82.85**
Gross power	**kW**	**9,467.7**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.544**

จากการเข้าเก็บข้อมูลด้านพลังงานส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ สามารถประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ จากข้อมูลที่เข้าตรวจวัดสามารถเขียนไดอะแกรมการใช้ไอน้ำของกังหันไอน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 9.23 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ ดังแสดงในรูปที่ 9.24 และ 9.25 ตารางสรุปผลประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค อัตราการใช้ไอน้ำต่ออัตราการผลิตไฟฟ้า ดังแสดงในตารางที่ 9.12 และตารางเปรียบเทียบผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ ดังแสดงในตารางที่ 9.13



รูปที่ 9.23 ไดอะแกรมการใช้ไอน้ำ ณ วันที่เข้าตรวจวัดกังหันไอน้ำ (Steam turbine)



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:		
Isentropic Efficiency		
Inlet Steam		
Pressure*	38.61	barg
Temperature *	458.73	°C
Turbine Properties		
Selected Turbine Property	Mass Flow	
Mass Flow *	41.206	t/hr
Generator Efficiency *	97	%
Outlet Steam		
Pressure*	-0.7	barg
Saturated Quality *	0.96245	
* Required	Enter [reset]	

Examples: Mouse Over

Calculation Details and Assumptions below

WARNING:

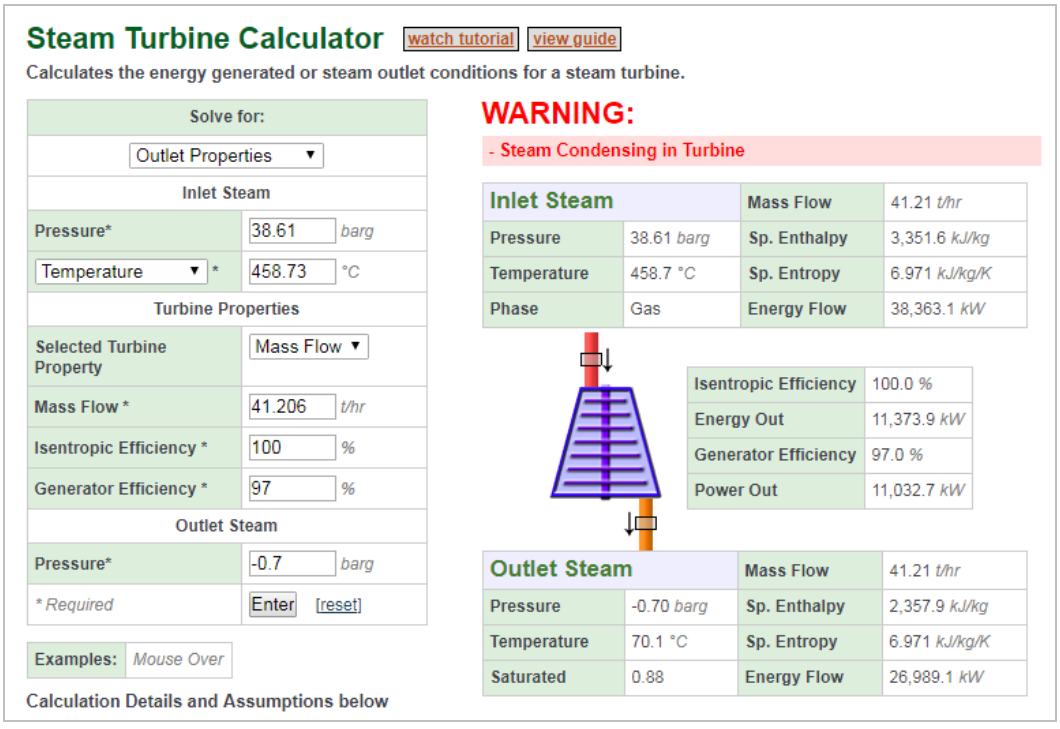
- Steam Condensing in Turbine

Inlet Steam		Mass Flow	41.21 t/hr
Pressure	38.61 barg	Sp. Enthalpy	3,351.6 kJ/kg
Temperature	458.7 °C	Sp. Entropy	6.971 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	38,363.1 kW

Isentropic Efficiency	81.8 %
Energy Out	9,305.3 kW
Generator Efficiency	97.0 %
Power Out	9,026.1 kW

Outlet Steam		Mass Flow	41.21 t/hr
Pressure	-0.70 barg	Sp. Enthalpy	2,538.7 kJ/kg
Temperature	70.1 °C	Sp. Entropy	7.497 kJ/kg/K
Saturated	0.96	Energy Flow	29,057.8 kW

Actual turbine work (HP to Condenser)



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:		
Outlet Properties		
Inlet Steam		
Pressure*	38.61	barg
Temperature *	458.73	°C
Turbine Properties		
Selected Turbine Property	Mass Flow	
Mass Flow *	41.206	t/hr
Isentropic Efficiency *	100	%
Generator Efficiency *	97	%
Outlet Steam		
Pressure*	-0.7	barg
* Required	Enter [reset]	

Examples: Mouse Over

Calculation Details and Assumptions below

WARNING:

- Steam Condensing in Turbine

Inlet Steam		Mass Flow	41.21 t/hr
Pressure	38.61 barg	Sp. Enthalpy	3,351.6 kJ/kg
Temperature	458.7 °C	Sp. Entropy	6.971 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	38,363.1 kW

Isentropic Efficiency	100.0 %
Energy Out	11,373.9 kW
Generator Efficiency	97.0 %
Power Out	11,032.7 kW

Outlet Steam		Mass Flow	41.21 t/hr
Pressure	-0.70 barg	Sp. Enthalpy	2,357.9 kJ/kg
Temperature	70.1 °C	Sp. Entropy	6.971 kJ/kg/K
Saturated	0.88	Energy Flow	26,989.1 kW

Ideal turbine work (HP to Condenser)

รูปที่ 9.24 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (ณ วันที่เข้าตรวจวัด)

ตารางที่ 9.12 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค (ณ วันที่เข้าตรวจวัด)

ตัวแปร	หน่วย	ข้อมูล
HP Steam		
Steam consumption	ton/h	41.551
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,351.6
Extraction 1: LP		
Energy out	kW	0.0
Isentropic Efficiency	%	0.0
Generator Efficiency	%	0.0
Power out (Actual)	kW	0.0
Energy out (Ideal)	kW	0.0
Exhaust steam: Cond.		
Energy out	kW	9,305.3
Isentropic Efficiency	%	81.8
Generator Efficiency	%	97.0
Power out (Actual)	kW	9,026.0
Energy out (Ideal)	kW	11,032.7
Isentropic Efficiency	**%**	**81.8**
Gross power	**kW**	**9,026.0**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.604**

ตารางที่ 9.13 ตารางเปรียบเทียบผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล	
			ผู้ออกแบบ	วันที่เข้าตรวจ
พลังงานที่ถูกดึงไปใช้ของสเตจที่ 1	E_{ext1}	kW	389.8	-
พลังงานที่ถูกปล่อยลงเครื่องควบแน่น	E_{ext3}	kW	9,077.8	9,026.0
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำสเตจที่ 1	$\eta_{isen,1}$	%	57.3	-
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำสเตจที่ 2	$\eta_{isen,2}$	%	81.80	81.80
ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคของกังหันไอน้ำ	Eff, i	%	82.85	81.80
กำลังผลิตไฟฟ้าสูงสุด	G	kW	9,467.6	9,026.0
อัตราการใช้ไอน้ำต่อการผลิตไฟฟ้า 1 หน่วย	**SR**	**ton_s/MW**	**4.544**	**4.604**

9.3.4 การประเมินศักยภาพด้านพลังงานระบบนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่และเครื่องควบแน่น

การประเมินประสิทธิภาพพลังงานส่วนนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ ประเมินได้จากสมรรถนะเครื่องควบแน่น โดยใช้วิธีการหาค่า Cleanliness factor ซึ่งเป็นตัวแปรที่บ่งชี้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำหล่อเย็นกับไอน้ำที่ออกจากกังหันไอน้ำของเครื่องควบแน่นที่สภาวะนั้นๆ (Actual heat transfer coefficient) เทียบกับค่าสูงสุดที่เป็นไปได้ทางอุดมคติ (Ideal heat transfer coefficient) ดังนั้น ถ้าค่า Cleanliness factor มีค่าใกล้เคียง 1 นั่นแสดงว่า สมรรถนะเครื่องควบแน่นอยู่ในเกณฑ์ดี จากการตรวจวัดสามารถประเมินสมรรถนะเครื่องควบแน่นได้ ดังแสดงในตารางที่ 9.14

$$Cleanliness\ factor = \frac{Actual\ Heat\ Transfer\ Coefficient}{Ideal\ Heat\ Transfer\ Coefficient} = \frac{U_a}{U_d} \qquad (9.7)$$

ตารางที่ 9.14 ผลการประเมินสมรรถนะของเครื่องควบแน่น

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่าการออกแบบ	ค่าตรวจวัด
อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น	G	m^3/h	2,160	2,576
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาเข้าเครื่องควบแน่น	T_i	°C	32	35.4
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาออกเครื่องควบแน่น	T_o	°C	42	47.0
ภาระความร้อนของเครื่องควบแน่น	Q	kJ/h	89,812,762	124,125,808
จำนวนท่อในเครื่องควบแน่น	N_t	tubes	1,538	1,538
จำนวนท่อที่ถูกอุดไว้	N_p	tubes	0	0
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	A	m^2	439	439
ความเร็วของน้ำหล่อเย็นที่ไหลในท่อ	V_t	m/sec	2.0	2.39
สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อน	U_a	$Btu/hr.ft^2.°F$	505	486
สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนทางอุดมคติ	U_d	$Btu/hr.ft^2.°F$	595	663
ค่า Cleanliness factor	**F_c**	**-**	**0.85**	**0.73**

9.3.5 การประเมินศักยภาพด้านพลังงานของหอผึ่งเย็น

การประเมินประสิทธิภาพพลังงานส่วนอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับระบบไอน้ำ ประเมินได้จากสมรรถนะหอผึ่งเย็น โดยใช้วิธี Characteristic curve หรือ Performance curve ซึ่งจะแสดงค่าความสามารถในการผลิตน้ำหล่อเย็น (Cooling tower capability) จากการตรวจวัดข้อมูลหอผึ่งเย็นเบื้องต้น ดังแสดงในตารางที่ 9.15

ตารางที่ 9.15 ข้อมูลเบื้องต้นหอผึ่งเย็น

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่าการออกแบบ	ค่าตรวจวัด
อัตราการไหลน้ำหล่อเย็น	Q_{cw}	m^3/h	2,580	2,576
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาเข้าหอผึ่งเย็น	$T_{cw,i}$	℃	42.0	47.0
อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาออกหอผึ่งเย็น	$T_{cw,o}$	℃	32.0	35.4
ผลต่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น	R	℃	10.0	11.6
อุณหภูมิอากาศกระเปาะเปียก	$T_{a,wb}$	℃	29.0	29.0
ผลต่างอุณหภูมิอากาศกระเปาะเปียกกับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาออกหอผึ่งเย็น	AP	℃	4.0	6.4
กำลังไฟฟ้าของพัดลม	P	W	106.8	104.52
อัตราส่วนระหว่างน้ำกับอากาศ	**L/G**	**-**	**1.42**	**1.458**
ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน	η_{CT}	**%**	**-**	**102.67**

9.3.6 การประเมินประสิทธิภาพโรงไฟฟ้า

การประเมินประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าทำได้ 2 วิธีคือ

(1) การหาอัตราการใช้ความร้อน (Heat rate) หมายถึง ความร้อนจากเชื้อเพลิงที่ใช้ต่อพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ 1 หน่วย จึงมีหน่วยเป็น kJ/kWh ดังแสดงในสมการที่ 9.8

(2) หาประสิทธิภาพโรงไฟฟ้า (Efficiency) ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบพลังงานไฟฟ้าที่ได้ต่อพลังงานความร้อนที่ใช้ มีหน่วยเป็นเปอร์เซ็นต์ ดังแสดงในสมการที่ 9.9 โดยความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าและอัตราการใช้ความร้อน ดังแสดงในสมการที่ 9.10 และตัวอย่างผลการประเมินประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าแสดงในตารางที่ 9.16

$$\text{Heat Rate} = \frac{\text{Heat Input}}{\text{Energy Output}} \times 3{,}600 \text{ kJ/kWh} \quad (9.8)$$

$$\text{Efficiency} = \frac{\text{Energy Output}}{\text{Heat Input}} \times 100\% \quad (9.9)$$

$$\text{Heat Rate (kJ/kWh)} = \frac{360{,}000}{\text{Efficiency (\%)}} \quad (9.10)$$

ตารางที่ 9.16 ผลการประเมินประสิทธิภาพโรงไฟฟ้า

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
อัตราการใช้เชื้อเพลิง	m_f	ton/h	19.699
ค่าความร้อนเชื้อเพลิงทางต่ำ อ้างอิงแบบเปียก	LHV_w	kJ/kg	8,075.14
กำลังการผลิตไฟฟ้าทั้งหมด	E_g	kW	9,026.00
กำลังไฟฟ้าใช้งานในโรงไฟฟ้า	E_p	kW	1,146.00
กำลังการผลิตไฟฟ้าขาย	E_n	kW	7,880.00
อัตราการใช้ไอน้ำของกังหันไอน้ำ	m_s	ton/h	42.64
อัตราส่วนการผลิตไอน้ำต่ออัตราการใช้เชื้อเพลิง	m_s/m_f	kg_s/kg_f	0.414
อัตราการใช้ไอน้ำต่อการผลิตไฟฟ้า 1 หน่วย	SR	kg_s/kWh	4.604
อัตราการใช้ความร้อนสุทธิ LHV,w	**HR_n**	**kJ/kWh**	**17,624.09**
ประสิทธิภาพโรงไฟฟ้า	**Eff_p**	**%**	**20.43**

9.4 ตัวอย่างการประเมินศักยภาพพลังงานสำหรับโรงไฟฟ้าชีวมวล

9.4.1 ส่วนการผลิตไอน้ำ

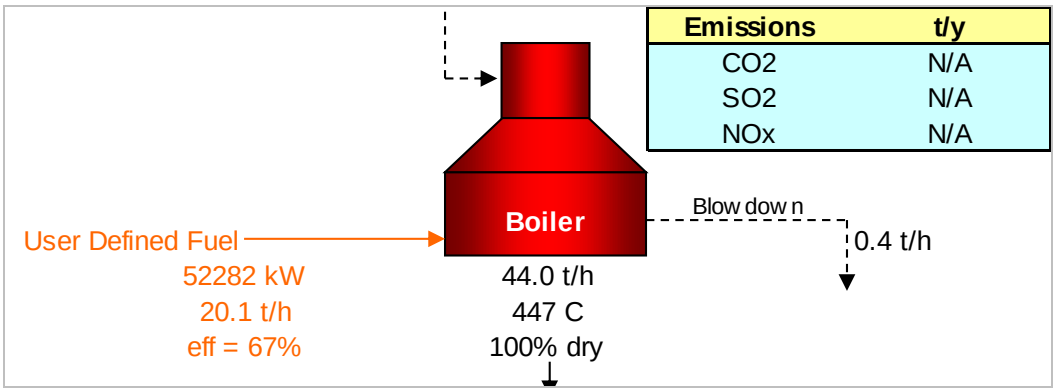
มาตรการที่ 1: มาตรการปรับแต่งการเผาไหม้ของหม้อน้ำ

การสูญเสียทางปล่อง (Stack loss) เป็นการสูญเสียที่มีสัดส่วนมากที่สุด คือ 26.26% โดยขึ้นอยู่กับ 2 องค์ประกอบ คือ อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งสุดท้ายของการแลกเปลี่ยนความร้อน และ ปริมาณอากาศส่วนเกิน โดยหม้อน้ำเครื่องมีอุณหภูมิของก๊าซไอเสียอยู่ที่ 161.7 °C (โดยทั่วไปในปัจจุบันโรงไฟฟ้าชีวมวลมีการควบคุมอุณหภูมิไอเสียหลังแลกเปลี่ยนความร้อนสุดท้ายไว้ไม่ควรเกิน 150 °C) และมี $\%O_2$ ส่วนเกินอยู่ที่ 9.7% ดังนั้น ถ้าโรงไฟฟ้าต้องการปรับปรุงเพื่อให้การสูญเสียทางปล่องลดลง ต้องมีการปรับปรุง 2 ส่วน คือ ปรับปรุงระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องอุ่นน้ำป้อนและเครื่องอุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ เพื่อลดอุณหภูมิของก๊าซไอเสียลง และ ปรับปรุงระบบการจ่ายอากาศให้มีการผสมกับเชื้อเพลิงให้เหมาะสมกับการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงชีวมวล (ทั้งลมใต้ตะกรับและลมส่วนที่สองที่อยู่เหนือตะกรับ) เพื่อช่วยลดอากาศส่วนเกินและลดการเกิดก๊าซคาร์บอนมอนออกไซด์ (CO, ค่าที่วัดได้ 953.4 ppm หรือ 1362 ppm ที่ $7\%O_2$ ซึ่งมีค่าเกินกว่าที่กฎหมายกำหนด (690 ppm ที่ $7\%O_2$))

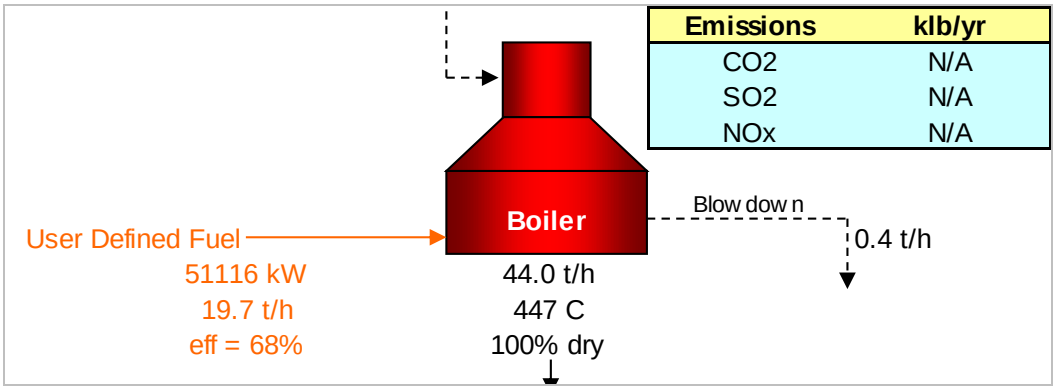
จากการประเมินศักยภาพในการดำเนินมาตรการปรับแต่งการเผาไหม้ของหม้อน้ำ หากลด $\%O_2$ ลง 2.7% ส่งผลให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำ อ้างอิง HHV,w เพิ่มขึ้น 1.52% ดังแสดงในตารางที่ 9.17 เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSAT ดังแสดงในรูปที่ 9.25 สามารถประเมินศักยภาพการประหยัดเชื้อเพลิงได้ 4,153,000 บาท/ปี ดังแสดงในรูปที่ 9.26 และสามารถประเมินปริมาณเชื้อเพลิงและพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ดังแสดงในตารางที่ 9.18

ตารางที่ 9.17 ประสิทธิภาพหม้อน้ำ (มาตรการปรับแต่งการเผาไหม้)

Boiler efficiency (JIS B8222)	ค่าคำนวณ (%)	
	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
LHV based	82.19	83.89
HHV based	66.68	68.20



(ก่อนปรับปรุง)



(ศักยภาพด้านพลังงาน)

รูปที่ 9.25 แบบจำลองจากการปรับแต่งการเผาไหม้ของหม้อน้ำด้วยโปรแกรม SSAT

Steam System Assessment Tool

3 Header Model

Results Summary

SSAT Default 3 Header Metric Model

Model Status : OK

Cost Summary ($ '000s/yr)	Current Operation	After Projects	Reduction	
Power Cost	0	0	0	N/A
Fuel Cost	186,345	182,192	4,153	2.2%
Make-Up Water Cost	758	758	0	0.0%
Total Cost (in $ '000s/yr)	**187,103**	**182,950**	**4,153**	**2.2%**

รูปที่ 9.26 ผลประหยัดจากการปรับแต่งการเผาไหม้ของหม้อน้ำด้วยโปรแกรม SSAT

ตารางที่ 9.18 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการการปรับแต่งการเผาไหม้ของหม้อน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	4,017.82
		THB/yr	4,153,000
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	33,568.58
		toe/yr	801.77
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 *	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	6,589.23

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

มาตรการที่ 2: มาตรการลดความชื้นของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าหม้อน้ำ

จากการสำรวจการเก็บเชื้อเพลิงของโรงไฟฟ้า รูปที่ 9.27 (ก) แสดงลานกองเก็บเชื้อเพลิงกลางแจ้ง ซึ่งใช้เป็นสถานที่เก็บเชื้อเพลิงหลักนั่นคือ ชานอ้อย ในการลำเลียงป้อนให้กับหม้อน้ำ แต่ด้วยปริมาณเชื้อเพลิงที่มีอยู่จำนวนมาก ทำให้ต้องกองเก็บเชื้อเพลิงที่ลานเก็บเชื้อเพลิงลักษณะเป็นลานกว้างไม่มีหลังคา ดังนั้น ในช่วงฤดูฝนความชื้นเชื้อเพลิงจะสูงทำให้ต้องใช้เชื้อเพลิงในปริมาณมากขึ้นในการผลิตไอน้ำ และรูปที่ 9.27 (ข) แสดงอาคารโหลดเชื้อเพลิงขึ้นสายพานลำเลียง ใช้สำหรับเก็บเชื้อเพลิงก่อนลำเลียงขึ้นสายพานลำเลียง เนื่องจากพื้นที่การเก็บที่จำกัดจึงสามารถเก็บเชื้อเพลิงได้ในปริมาณน้อย ทำให้ต้องใช้เชื้อเพลิงจากลานกองเชื้อเพลิงที่มีความชื้นสูงในการผลิตไอน้ำ ดังนั้น จึงต้องใช้ปริมาณเชื้อเพลิงที่มากขึ้นต่อตันไอน้ำ วิธีแก้ปัญหาคือ การสร้างอาคารเก็บเชื้อเพลิงร่วมกับการจัดระบบป้อนเชื้อเพลิงแบบ FIFO (First In First Out)

จากการประเมินศักยภาพในดำเนินมาตรการลดความชื้นของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าหม้อน้ำโดยหากลดความชื้นของเชื้อเพลิงลงไปจาก 50% ลดลงเหลือ 42.96% ส่งผลให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำ อ้างอิง HHV,w เพิ่มขึ้น 3.98% จาก 68.90% เพิ่มขึ้นเป็น 72.88% ดังแสดงในตารางที่ 9.19 เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSAT ดังแสดงในรูปที่ 9.28 สามารถประเมินศักยภาพการประหยัดเชื้อเพลิงได้ดังรูปที่ 9.29 และสามารถประเมินปริมาณเชื้อเพลิงและพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ได้ดังแสดงในตารางที่ 9.20



(ก) ลานกองเก็บเชื้อเพลิงกลางแจ้ง (ข) อาคารโหลดเชื้อเพลิงขึ้นสายพานลำเลียง

รูปที่ 9.27 การเก็บเชื้อเพลิง

ตารางที่ 9.19 ประสิทธิภาพหม้อน้ำ (มาตรการลดความชื้นเชื้อเพลิง)

Boiler efficiency (JIS B8222)	ค่าคำนวณ (%)	
	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
LHV based	89.80	91.12
HHV based	68.90	72.88

Steam System Assessment Tool

3 Header Model

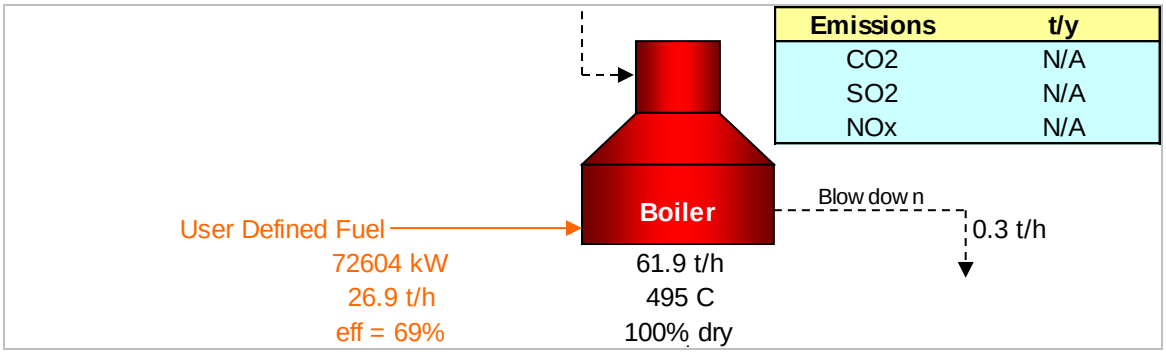
Results Summary

SSAT Default 3 Header Metric Model

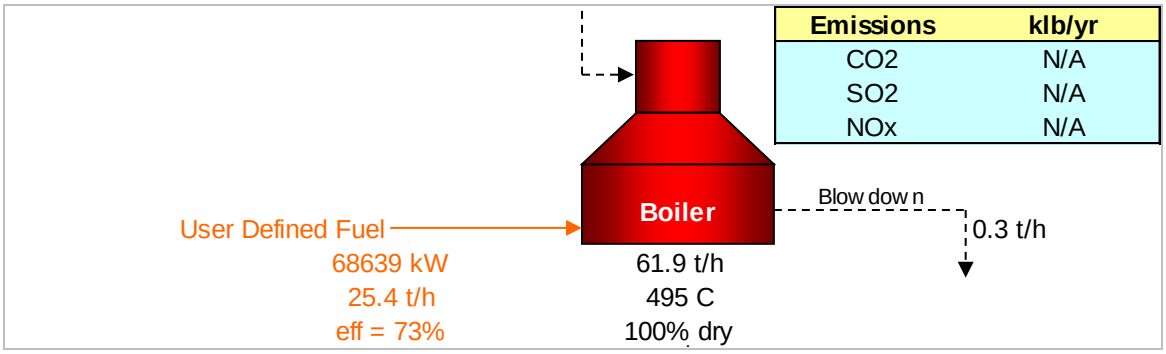
Model Status : OK

Cost Summary ($ '000s/yr)	Current Operation	After Projects	Reduction	
Power Cost	0	0	0	N/A
Fuel Cost	81,343	76,901	4,442	5.5%
Make-Up Water Cost	894	894	0	0.0%
Total Cost (in $ '000s/yr)	**82,238**	**77,795**	**4,442**	**5.4%**

รูปที่ 9.28 ผลประหยัดจากมาตรการลดความชื้นของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าหม้อน้ำด้วยโปรแกรม SSAT



(ก่อนปรับปรุง)



(ศักยภาพด้านพลังงาน)

รูปที่ 9.29 แบบจำลองจากการลดความชื้นของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าหม้อน้ำด้วยโปรแกรม SSAT

ตารางที่ 9.20 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการลดความชื้นของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าหม้อน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	6,346.49
		THB/yr	4,442,000
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	54,809.46
		toe/yr	1,309.10
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 *	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	10,408.24

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

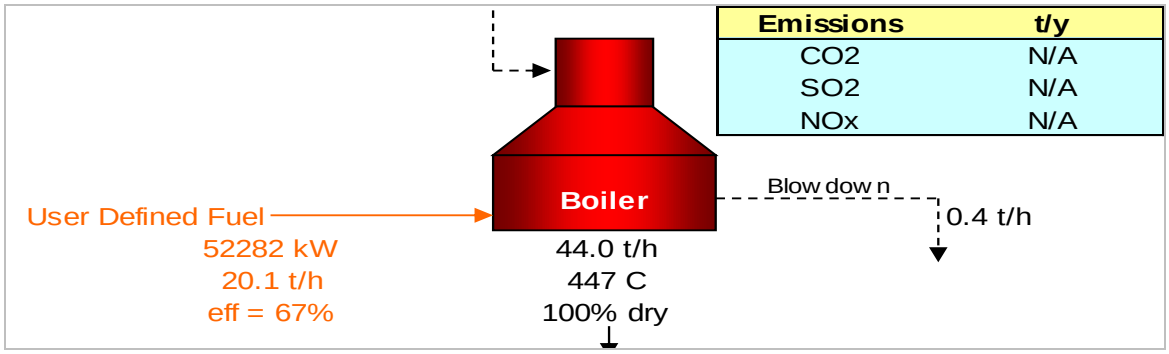
มาตรการที่ 3: มาตรการปรับปรุงประสิทธิภาพอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำ

จากการสำรวจโรงไฟฟ้าพบว่ามีการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำ (Economizer) ช่วยทำให้อุณหภูมิน้ำป้อนเพิ่มขึ้นจาก 113.9 °C เป็น 125 °C อุณหภูมิก๊าซไอเสียขาออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชุดสุดท้ายอยู่ที่ 161.67 °C ลดลงเหลือ 140.0 °C ดังนั้น อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำ (Economizer) ของโรงไฟฟ้าสามารถทำอุณหภูมิน้ำป้อนเพิ่มขึ้นได้ประมาณ 11.1 °C

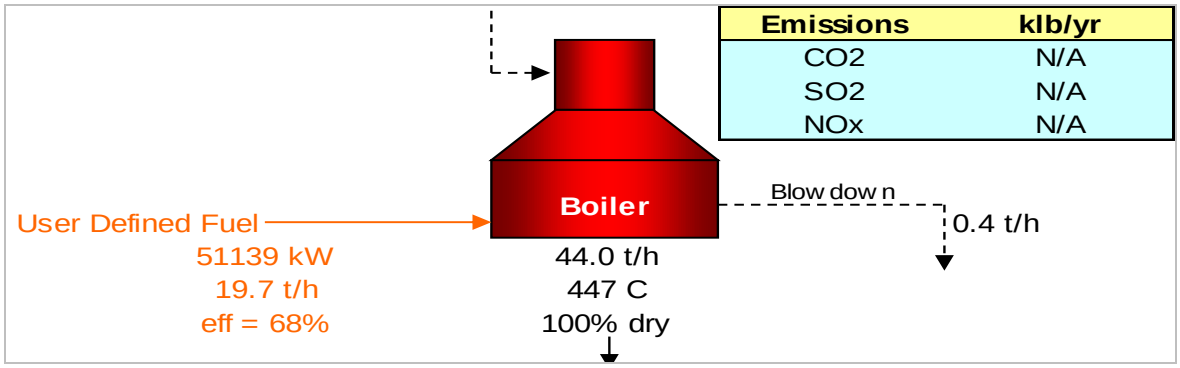
จากการประเมินศักยภาพในการดำเนินมาตรการปรับแต่งการเผาไหม้ของหม้อน้ำ หากลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียลง 21.67 °C ส่งผลให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำ อ้างอิง HHV,w เพิ่มขึ้น 1.49% ดังแสดงในตารางที่ 9.21 เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSAT ดังแสดงในรูปที่ 9.30 สามารถประเมินศักยภาพการประหยัดเชื้อเพลิงได้ 4,073,000 บาท/ปี ดังแสดงในรูปที่ 9.31 และสามารถประเมินปริมาณเชื้อเพลิงและพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ดังแสดงในตารางที่ 9.22

ตารางที่ 9.21 ประสิทธิภาพหม้อน้ำ (มาตรการปรับปรุงประสิทธิภาพอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำ)

Boiler efficiency (JIS B8222)	ค่าคำนวณ (%)	
	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
LHV based	82.19	83.86
HHV based	66.68	68.17



(ก่อนปรับปรุง)



(ศักยภาพด้านพลังงาน)

รูปที่ 9.30 แบบจำลองจากการปรับปรุงประสิทธิภาพอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำด้วยโปรแกรม SSAT

Steam System Assessment Tool

3 Header Model

Results Summary

SSAT Default 3 Header Metric Model

Model Status : OK

Cost Summary ($ '000s/yr)	Current Operation	After Projects	Reduction	
Power Cost	0	0	0	N/A
Fuel Cost	186,345	182,272	4,073	2.2%
Make-Up Water Cost	758	758	0	0.0%
Total Cost (in $ '000s/yr)	**187,103**	**183,030**	**4,073**	**2.2%**

รูปที่ 9.31 ผลประหยัดจากการปรับปรุงประสิทธิภาพอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำด้วยโปรแกรม SSAT

ตารางที่ 9.22 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการปรับปรุงประสิทธิภาพอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	3,703.53
		THB/yr	4,073,000
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	30,942.65
		toe/yr	739.05
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 *	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	6,073.78

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

มาตรการที่ 4: มาตรการลดการสูญเสียเนื่องจากการเผาไหม้ไม่หมด (Unburned loss)

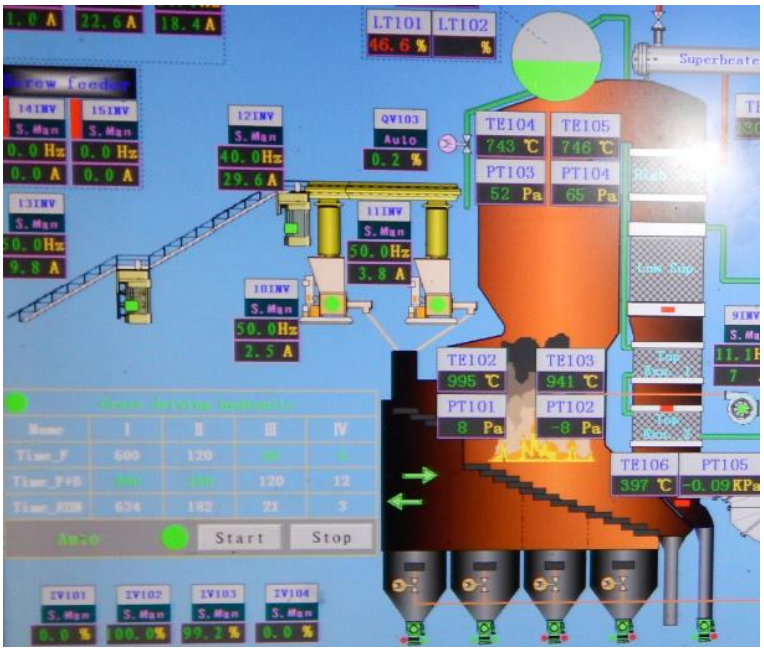
การสูญเสียเนื่องจากการเผาไหม้ไม่หมด (Unburned loss) คิดเป็น 13.05 % ของพลังงานที่ให้กับหม้อน้ำ อันเป็นผลมาจากการที่ตะกรับเตารูอากาศตัน ดังแสดงในรูปที่ 9.32 (ก) และระบบขับเคลื่อนตะกรับ Zone 2 Zone 3 และ Zone 4 ติดขัดไม่สามารถเคลื่อนที่ได้ ดังแสดงในรูปที่ 9.32 (ข) ทั้งนี้เมื่อต้องการคงสภาวะอัตราการผลิตไอน้ำให้ได้แม้ตะกรับเตาจะขัดข้อง จึงต้องใช้ตะกรับเตา Zone 1 เป็นตัวผลักส่งเชื้อเพลิงทั้งเตา เพราะเหตุนี้จึงทำให้ตะกรับเตา Zone 1 ต้องเร่งการเติมส่งเชื้อเพลิงเพื่อให้เพียงพอต่อการผลิตความร้อน เชื้อเพลิงจึงกองท่วมเตา การเผาไหม้เกิดขึ้นได้เพียงที่ผิวกองด้านบน อีกทั้งลมใต้ตะกรับที่ไม่สามารถแทงขึ้นไปทำการเผาไหม้เชื้อเพลิงด้านตะกรับได้ ซ้ำร้ายเชื้อเพลิงที่กองนั้นเป็นน้ำหนักกดทับที่คานตะกรับ และมีอุณหภูมิอากาศร้อนจาก Air preheater 180 – 230 °C เป็นเร่งให้โครงสร้างคานตะกรับเกิดการเสียรูป และการใช้งานหม้อน้ำโดยเน้นที่โหลดปลายทางนั้น จะทำให้ความดันห้องเผาไหม้มีการแกว่งตัวค่อนไปทางบวกและเกิด back fire ดังแสดงในรูปที่ 9.32 (ค) ซึ่งจะส่งผลให้ผนังท่อน้ำเกิดบวมเสียรูป ดังแสดงในรูปที่ 9.32 (ง) ดังนั้นจึงควรปรับปรุงโครงสร้างตะกรับเตา ผนังหม้อน้ำ ที่เสียหายให้แล้วเสร็จ จากนั้นปรับระบบควบคุมตะกรับเตาและปรับการเผาไหม้ให้เหมาะสม โดยที่ต้องควบคุมอุณหภูมิการเผาไหม้เพื่อเลี่ยงการเกิดขี้เถ้าหลอม และการสะสมความร้อนจนทำให้เหล็กตะกรับเสียหาย

จากการประเมินศักยภาพในดำเนินมาตรการลดการสูญเสียเนื่องจากการเผาไหม้ไม่หมด (Unburned loss) จะส่งผลให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำ อ้างอิง HHV,w เพิ่มขึ้น 13.05 % ดังแสดงในตารางที่ 9.23 เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSAT ดังแสดงในรูปที่ 9.33 สามารถประเมินศักยภาพการประหยัดเชื้อเพลิงได้ดังรูปที่ 9.34 และสามารถประเมินปริมาณเชื้อเพลิงและพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 เงินลงทุน และระยะเวลาคืนทุน ได้ดังแสดงในตารางที่ 9.24

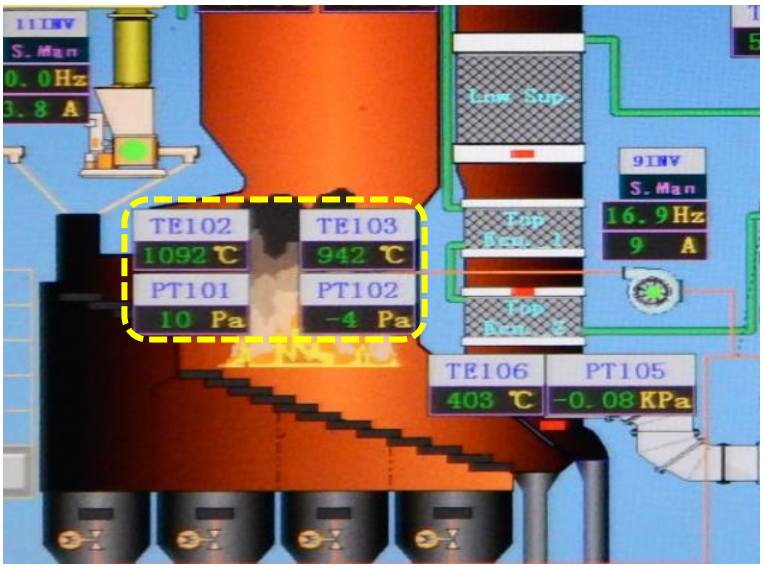


(ก) ตะกรับเตารูอากาศตัน

รูปที่ 9.32 ปัญหาที่ทำให้เกิดการสูญเสียเนื่องจากการเผาไหม้ไม่หมด

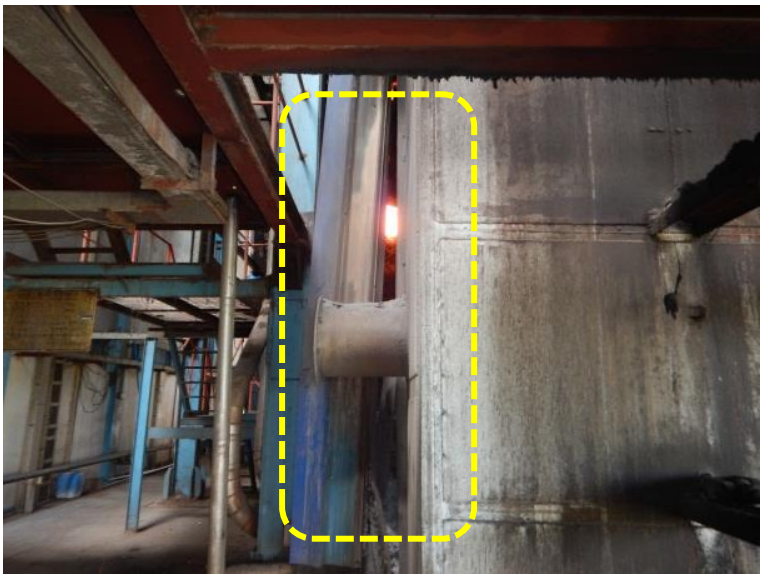


(ข) ตะกรับ Zone 2 Zone 3 และ Zone 4 ติดขัด ไม่สามารถเคลื่อนที่ได้



(ค) ความดันห้องเผาไหม้มีการแกว่งตัวค่อนไปทางบวก ทำให้เกิดการ back fire

รูปที่ 9.32 ปัญหาที่ทำให้เกิดการสูญเสียเนื่องจากการเผาไหม้ไม่หมด (ต่อ)



(ง) ผนังท่อน้ำเกิดบวมเสียรูป

รูปที่ 9.32 ปัญหาที่ทำให้เกิดการสูญเสียเนื่องจากการเผาไหม้ไม่หมด (ต่อ)

ตารางที่ 9.23 ประสิทธิภาพหม้อน้ำ (มาตรการลดการสูญเสียเนื่องจากการเผาไหม้ไม่หมด (Unburned loss))

Boiler efficiency (JIS B8222)	ค่าคำนวณ (%)	
	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
LHV based	70.08	82.95
HHV based	51.25	62.82

Steam System Assessment Tool

3 Header Model

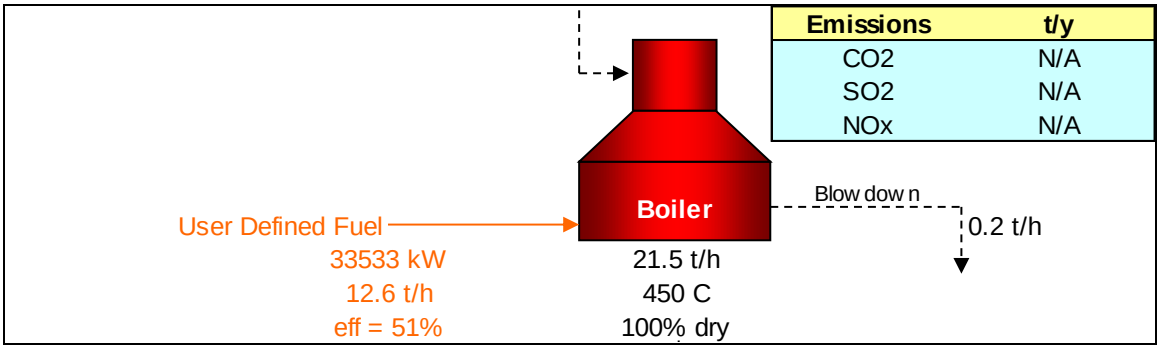
Results Summary

SSAT Default 3 Header Metric Model

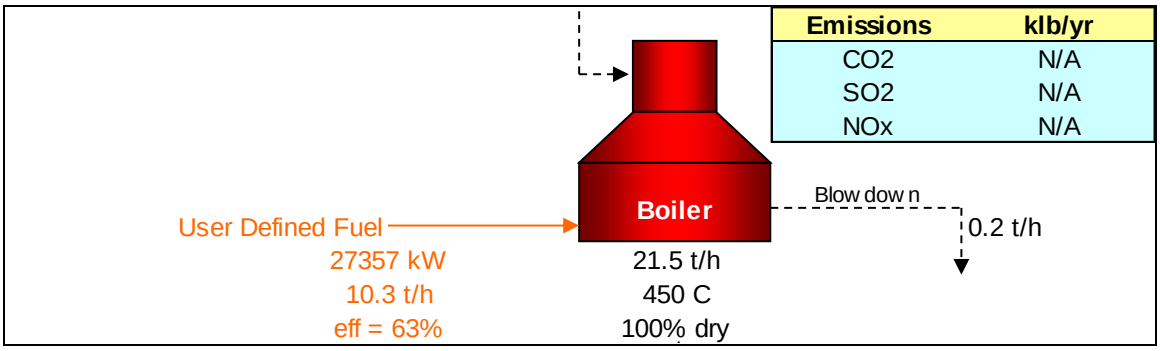
Model Status : OK

Cost Summary ($ '000s/yr)	Current Operation	After Projects	Reduction	
Power Cost	0	0	0	N/A
Fuel Cost	20,095	16,394	3,701	18.4%
Make-Up Water Cost	1,450	1,450	0	0.0%
Total Cost (in $ '000s/yr)	**21,545**	**17,844**	**3,701**	**17.2%**

รูปที่ 9.33 ผลประหยัดจากมาตรการลดการสูญเสียเนื่องจากการเผาไหม้ไม่หมด (Unburned loss) ด้วยโปรแกรม SSAT



ก่อนปรับปรุง



ศักยภาพด้านพลังงาน

รูปที่ 9.34 แบบจำลองจากการลดการสูญเสียเนื่องจากการเผาไหม้ไม่หมด (Unburned loss) ด้วยโปรแกรม SSAT

ตารางที่ 9.24 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการลดการสูญเสียเนื่องจากการเผาไหม้ไม่หมด (Unburned loss)

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	7,402
		THB/yr	3,701,000
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	63,803
		toe/yr	1,524
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 *	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	12,139
เงินลงทุน	IV	THB	3,000,000
ระยะเวลาคืนทุน	PB	yr	0.81

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

มาตรการที่ 5: มาตรการปรับปรุงฉนวนหม้อน้ำ

จากการสำรวจตรวจวัดฉนวนหม้อน้ำด้วยกล้องถ่ายภาพความร้อนพบว่า ฉนวนหม้อน้ำโดยรวมอยู่ในสภาพดี แต่ก็ยังมีบางจุดที่ยังไม่ได้หุ้มฉนวนเนื่องมาจากการรื้อซ่อมแซม จากการประเมินพลังงานความร้อนที่สูญเสียทั้งหมดมีค่าเท่ากับ 463.5 kW คิดเป็น 1.76 % ของพลังงานที่ให้กับหม้อน้ำ และในส่วนที่ฉนวนชำรุดควรทำการแก้ไขปรับปรุง

จากการประเมินศักยภาพในดำเนินมาตรการลดการสูญเสียเนื่องจากฉนวนหม้อน้ำที่ชำรุด ส่งผลให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำ อ้างอิง HHV,w เพิ่มขึ้น 1.36 % คิดเป็นความร้อนสูญเสียที่สามารถลดลงได้ 349.2 kW ดังแสดงในตารางที่ 9.25 เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSAT ดังแสดงในรูปที่ 9.35 สามารถประเมินศักยภาพการประหยัดเชื้อเพลิงได้ดังรูปที่ 9.36 และสามารถประเมินปริมาณเชื้อเพลิงและพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 เงินลงทุน และระยะเวลาคืนทุน ได้ดังแสดงในตารางที่ 9.26

ตารางที่ 9.25 ประสิทธิภาพหม้อน้ำ (มาตรการลดการสูญเสียเนื่องจากฉนวนหม้อน้ำที่ชำรุด)

Boiler efficiency (JIS B8222)	ค่าคำนวณ (%)	
	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
LHV based	70.08	71.59
HHV based	51.25	52.61

Steam System Assessment Tool

3 Header Model

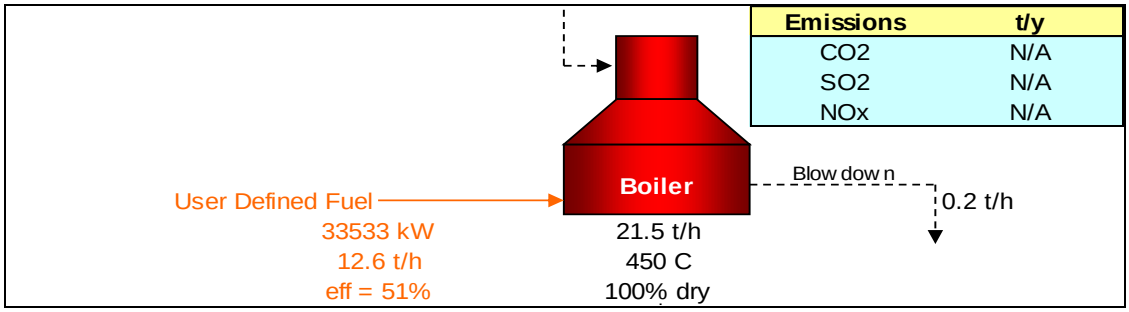
Results Summary

SSAT Default 3 Header Metric Model

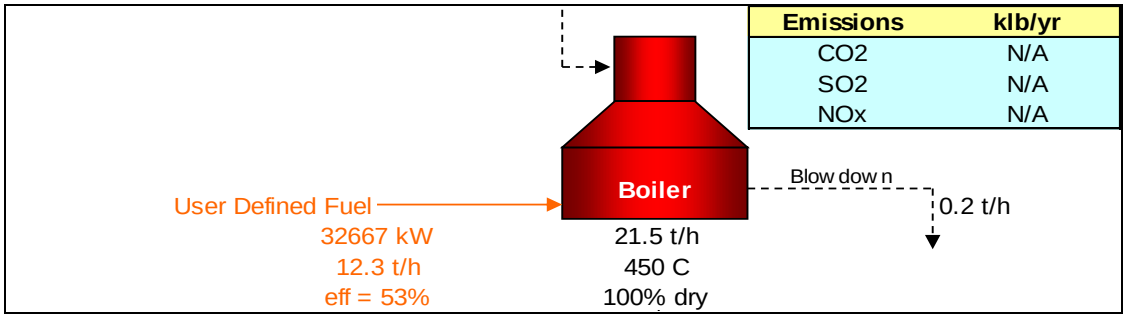
Model Status : OK

Cost Summary ($ '000s/yr)	Current Operation	After Projects	Reduction	
Power Cost	0	0	0	N/A
Fuel Cost	20,095	19,575	519	2.6%
Make-Up Water Cost	1,450	1,450	0	0.0%
Total Cost (in $ '000s/yr)	**21,545**	**21,026**	**519**	**2.4%**

รูปที่ 9.35 ผลประหยัดจาก (มาตรการลดการสูญเสียเนื่องจากฉนวนหม้อน้ำที่ชำรุด) ด้วยโปรแกรม SSAT



ก่อนปรับปรุง



ศักยภาพด้านพลังงาน

รูปที่ 9.36 แบบจำลองจากการลดการสูญเสียเนื่องจากฉนวนหม้อน้ำที่ชำรุดด้วยโปรแกรม SSAT

ตารางที่ 9.26 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการลดการสูญเสียเนื่องจากฉนวนหม้อน้ำที่ชำรุด

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	1,038
		THB/yr	519,000
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	8,947
		toe/yr	214
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 *	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	1,702
เงินลงทุน	IV	THB	300,000
ระยะเวลาคืนทุน	PB	yr	0.58

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

มาตรการที่ 6: มาตรการลดการสูญเสียจากการโบล์วดาวน์

จากการสำรวจพบว่าโรงไฟฟ้าแห่งนี้ใช้การแบบช่วงเวลากะละ 1 ครั้ง โดยการเปิดโบล์วดาวน์ ดังแสดงในรูปที่ 9.37 ซึ่งจากการประเมินพบว่ามีปริมาณการโบล์วดาวน์เทียบกับอัตราการไหลน้ำป้อนอยู่ที่ 1 % (200 kg/h) ซึ่งถือว่าเป็นค่าที่ต่ำมาก โดยปกติจาก best practice ของ UNIDO บอกไว้ว่าค่าการโบล์วดาวน์ที่เหมาะสมควรมีค่าไม่เกิน 2% เมื่อเทียบกับอัตราการไหลน้ำป้อน ดังนั้นโรงไฟฟ้าแห่งนี้มีการโบล์วดาวน์ที่ดีอยู่แล้ว จึงไม่มีการคิดศักยภาพการประหยัดพลังงานในมาตรการนี้

ข้อแนะนำ : การโบล์วดาวน์แบบเป็นช่วงเวลา ผู้ควบคุมหม้อน้ำต้องมีวินัยและใส่ใจในการดำเนินการโบล์วดาวน์ แม้ว่าค่าควบคุมน้ำจะอยู่ในเกณฑ์ที่ดีในบางค่าก็ตามแต่ในบางช่วงเวลาผลค่าการตรวจวัดน้ำก็อยู่ในเกณฑ์แย่บ้างในบางเวลาโดยเฉพาะค่า Hardness ที่มีการแกว่งตัวสูง ทั้งนี้จริงๆ แล้ว ควรดำเนินการโบล์วดาวน์แบบต่อเนื่องจะดีกว่า และการเก็บตัวอย่างน้ำควรทำการ Cooling ก่อนเพื่อให้ค่าการตรวจวัดที่แม่นยำ เพราะสารเคมีบางตัวที่เติมเข้าไปในหม้อน้ำจะสามารถระเหยออกได้ในช่วงที่เก็บตัวอย่างแบบร้อนๆ จะทำให้ค่าที่วัดได้มีความน่าเชื่อถือต่ำ และอาจทำให้เกิดความผิดพลาดในการเติมสารเคมีที่มากหรือน้อยจนเกินไป



รูปที่ 9.37 วาล์วโบล์วดาวน์

มาตรการที่ 7: มาตรการลดการรั่วไหลของอากาศเข้าทางผนังหม้อน้ำ

จากการสำรวจตรวจวัดหม้อน้ำของโรงไฟฟ้าแห่งนี้ พบว่าหม้อน้ำมีการมีการรั่วไหลของอากาศที่เข้าสู่ระบบก๊าซไอเสียของหม้อน้ำ ในช่วงที่ออกจากตัวหม้อน้ำ ซึ่งก็คือส่วนของ Economizer และ Air preheater จากการตรวจวัดก๊าซไอเสียตัวที่ชี้วัดว่ามีอากาศรั่วไหลเข้าสู่ระบบก๊าซไอเสียก็คือ ค่าก๊าซออกซิเจน (O_2) โดยผลการตรวจวัดค่าก๊าซออกซิเจนที่ขาออก Air preheater ที่แลกเปลี่ยนความร้อนขั้นสุดท้ายได้ 14.1 % และที่ขาออกตัวหม้อน้ำหลักวัดได้ 10.1 % ทำให้มีค่าความแตกต่างถึง 4 % (ค่าก๊าซออกซิเจนขาออกมากกว่าขาเข้าสันนิษฐานได้ว่ามีอากาศรั่วเข้าสู่ระบบก๊าซไอเสีย)

จากการประเมินศักยภาพในดำเนินมาตรการลดการสูญเสียเนื่องจากการรั่วไหลของอากาศที่เข้าสู่ระบบก๊าซไอเสียของหม้อน้ำ ส่งผลให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำ อ้างอิง HHV,w เพิ่มขึ้น 3.97 % ดังแสดงในตารางที่ 9.27 เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSAT ดังแสดงในรูปที่ 9.38 สามารถประเมินศักยภาพการประหยัด

เชื้อเพลิงได้ดังรูปที่ 9.39 และสามารถประเมินปริมาณเชื้อเพลิงและพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 เงินลงทุน และระยะเวลาคืนทุน ได้ดังแสดงในตารางที่ 9.28

ตารางที่ 9.27 ประสิทธิภาพหม้อน้ำ (มาตรการลดการสูญเสียเนื่องจากการรั่วไหลของอากาศ ที่เข้าสู่ระบบก๊าซไอเสียของหม้อน้ำ)

Boiler efficiency (JIS B8222)	ค่าคำนวณ (%)	
	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
LHV based	70.08	74.49
HHV based	51.25	55.22

Steam System Assessment Tool

3 Header Model

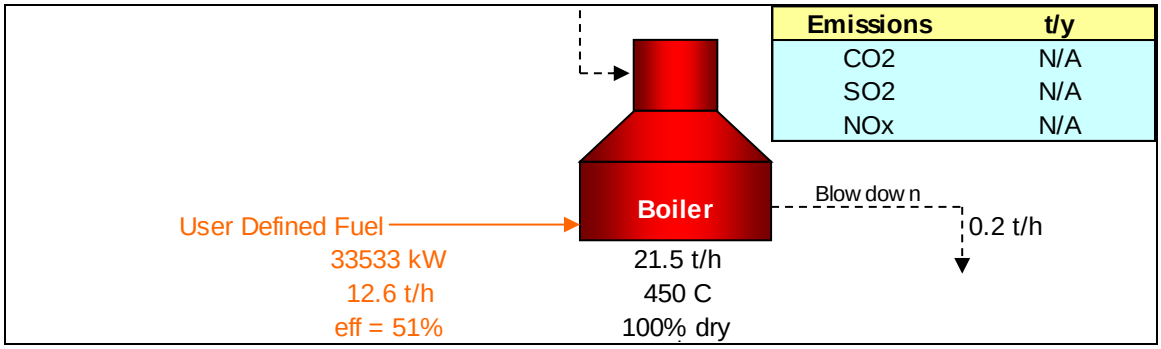
Results Summary

SSAT Default 3 Header Metric Model

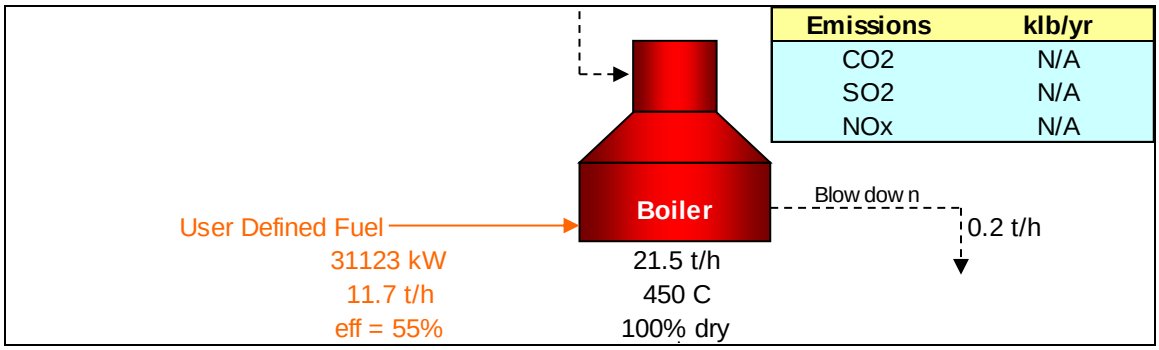
Model Status : OK

Cost Summary ($ '000s/yr)	Current Operation	After Projects	Reduction	
Power Cost	0	0	0	N/A
Fuel Cost	20,095	18,650	1,445	7.2%
Make-Up Water Cost	1,450	1,450	0	0.0%
Total Cost (in $ '000s/yr)	**21,545**	**20,100**	**1,445**	**6.7%**

รูปที่ 9.38 ผลประหยัดจาก (มาตรการลดการสูญเสียเนื่องจากการรั่วไหลของอากาศที่เข้าสู่ระบบก๊าซไอเสียของหม้อน้ำ) ด้วยโปรแกรม SSAT



ก่อนปรับปรุง



ศักยภาพด้านพลังงาน

รูปที่ 9.39 แบบจำลองจากการลดการสูญเสียเนื่องจากการรั่วไหลของอากาศที่เข้าสู่ระบบก๊าซไอเสียของหม้อน้ำด้วยโปรแกรม SSAT

ตารางที่ 9.28 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการลดการสูญเสียเนื่องจากการรั่วไหลของอากาศที่เข้าสู่ระบบก๊าซไอเสียของหม้อน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	2,890
		THB/yr	1,445,000
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	24,911
		toe/yr	595
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 *	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	4,740
เงินลงทุน	IV	THB	1,000,000
ระยะเวลาคืนทุน	PB	yr	0.69

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

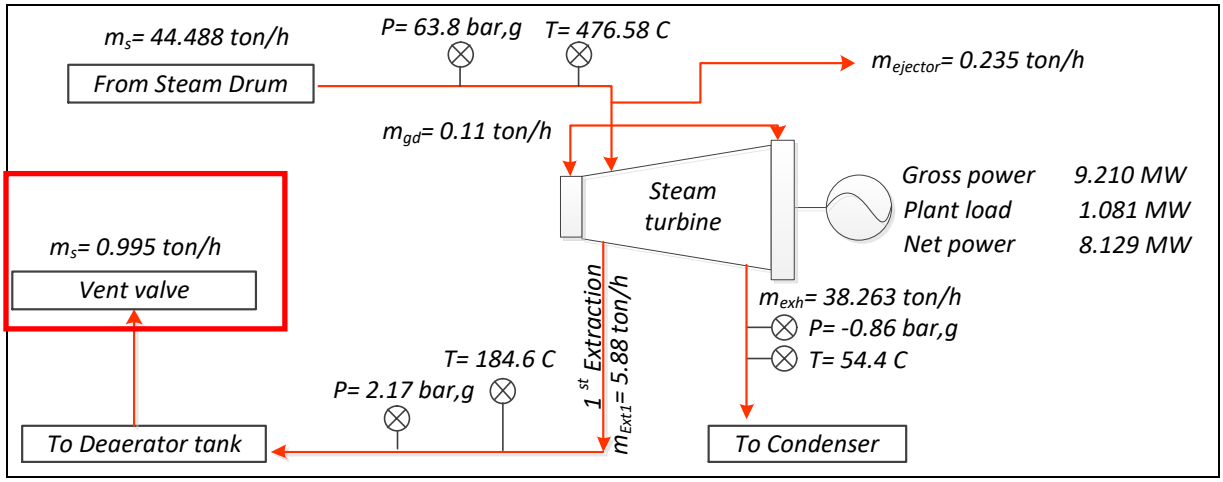
มาตรการที่ 10: มาตรการปรับลดปริมาณไอน้ำใช้ไล่ออกซิเจนในถังดีแอร์เรเตอร์

จากการเก็บข้อมูลพบว่าอัตราการไหลของไอน้ำจากกังหันไอน้ำไปยังดีแอร์เรเตอร์นั้นมีค่า 5.88 ton/h ซึ่งมากกว่าค่าออกแบบถึง 1.08 ton/h ที่ความดันและอุณหภูมิเท่ากัน คือ 2.17 barg และ 184.6 °C จึงแนะนำให้ลดปริมาณการไล่ออกซิเจนในถังดีแอร์เรเตอร์ โดยจะประหยัดไอน้ำที่หม้อน้ำได้ประมาณ 0.283 Ton/h ดังแสดงในตารางที่ 9.29

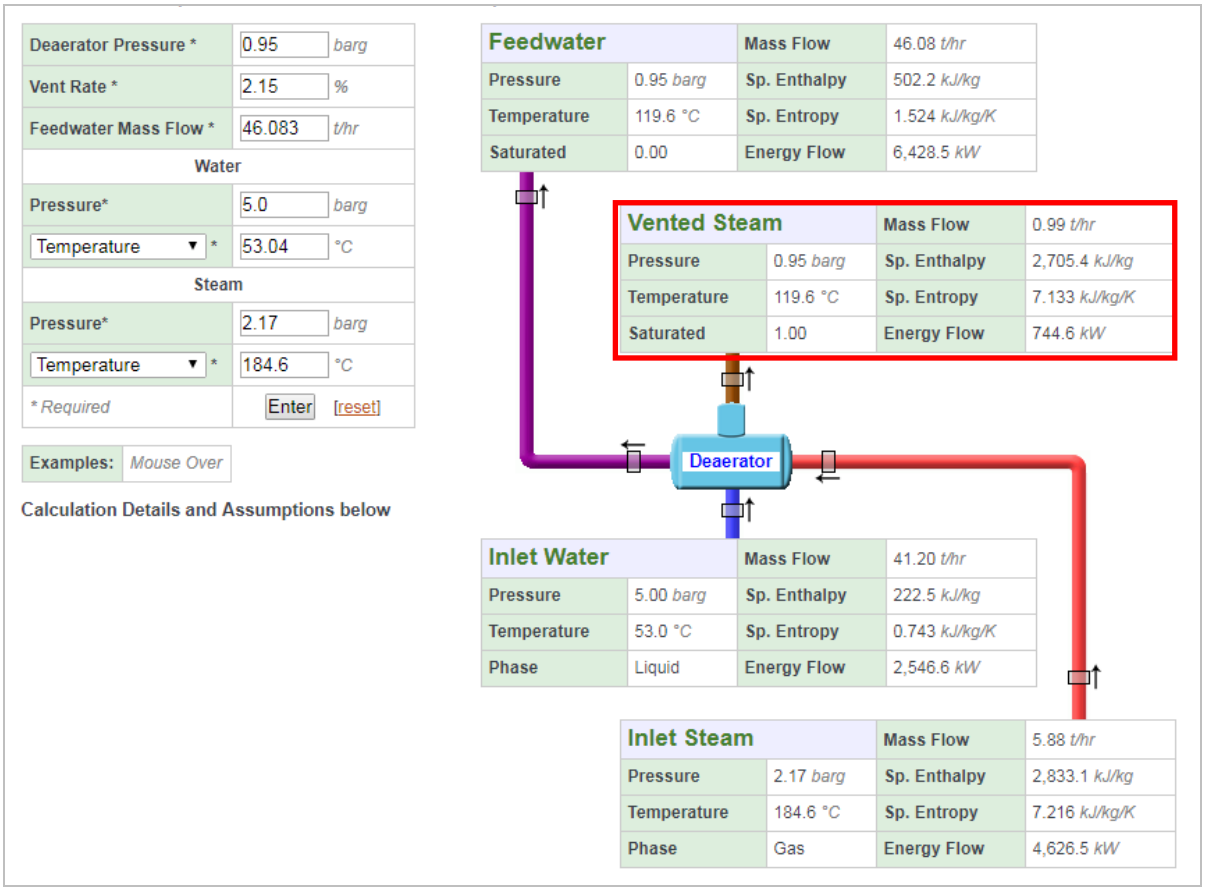
เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSMT ก่อนปรับปรุง ดังแสดงในรูปที่ 9.40-9.43 และหลังปรับปรุง ดังแสดงในรูปที่ 9.44-9.47 สามารถประเมินศักยภาพการประหยัดเชื้อเพลิงได้ 888,572 บาท/ปี โดยและสามารถประเมินพลังงานที่ประหยัด ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ได้ดังแสดงในตารางที่ 9.32

ตารางที่ 9.29 การประเมินศักยภาพจากมาตรการปรับลดปริมาณไอน้ำใช้ไล่ออกซิเจนในถังดีแอร์เรเตอร์

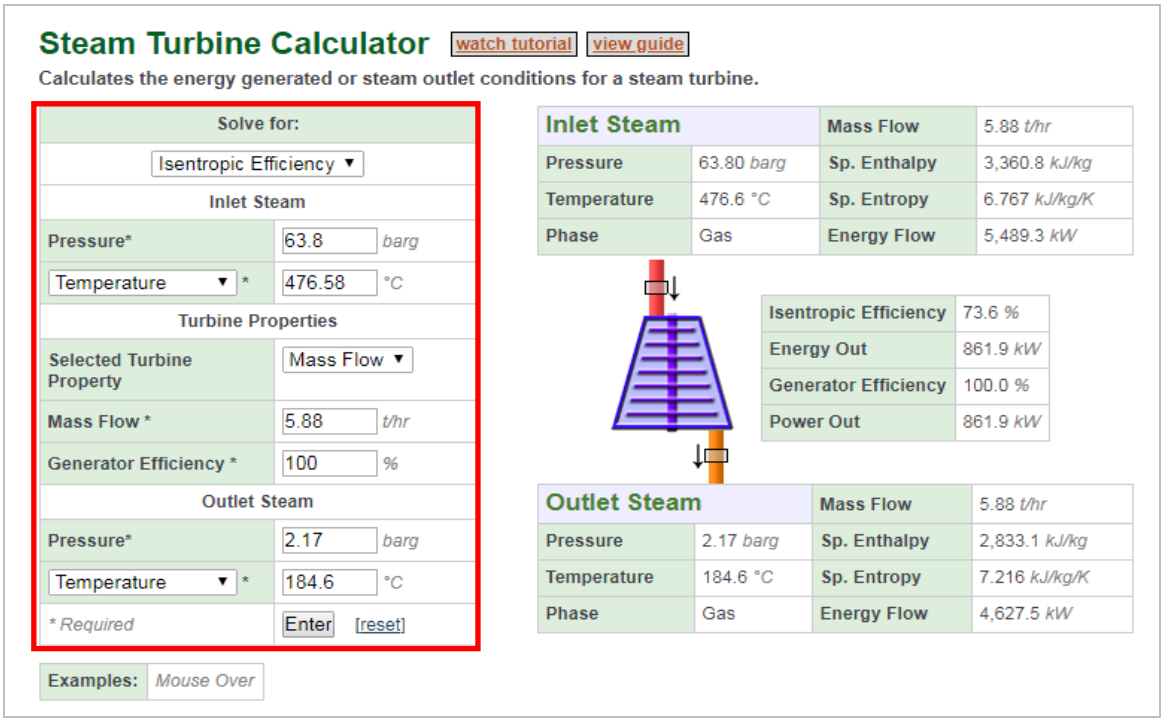
ตัวแปร	หน่วย	ค่าคำนวณ	
		ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
ปริมาณไอน้ำที่ใช้อุ่นน้ำในถังดีแอร์เรเตอร์	ton_s/h	5.880	5.020
ปริมาณไอน้ำที่เข้าคอนเดนเซอร์	ton_s/h	38.263	38.840
ปริมาณไอน้ำที่ Ejector และ Gland seal	ton_s/h	0.345	0.345
Steam total	**ton_s/h**	**44.488**	**44.205**
ปริมาณไอน้ำที่ประหยัดได้	**ton_s/h**	**0.283**	



รูปที่ 9.40 ไดอะแกรมการใช้ไอน้ำ ณ วันที่เข้าตรวจวัดกังหันไอน้ำ (ก่อนปรับปรุง)



รูปที่ 9.41 การประเมินการใช้ไอน้ำอุ่นน้ำป้อนในถังดีแอร์เรเตอร์ และปริมาณ Vent out (ก่อนปรับปรุง)



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:	
Isentropic Efficiency	
Inlet Steam	
Pressure*	63.8 barg
Temperature *	476.58 °C
Turbine Properties	
Selected Turbine Property	Mass Flow
Mass Flow *	5.88 t/hr
Generator Efficiency *	100 %
Outlet Steam	
Pressure*	2.17 barg
Temperature *	184.6 °C
* Required	Enter [reset]

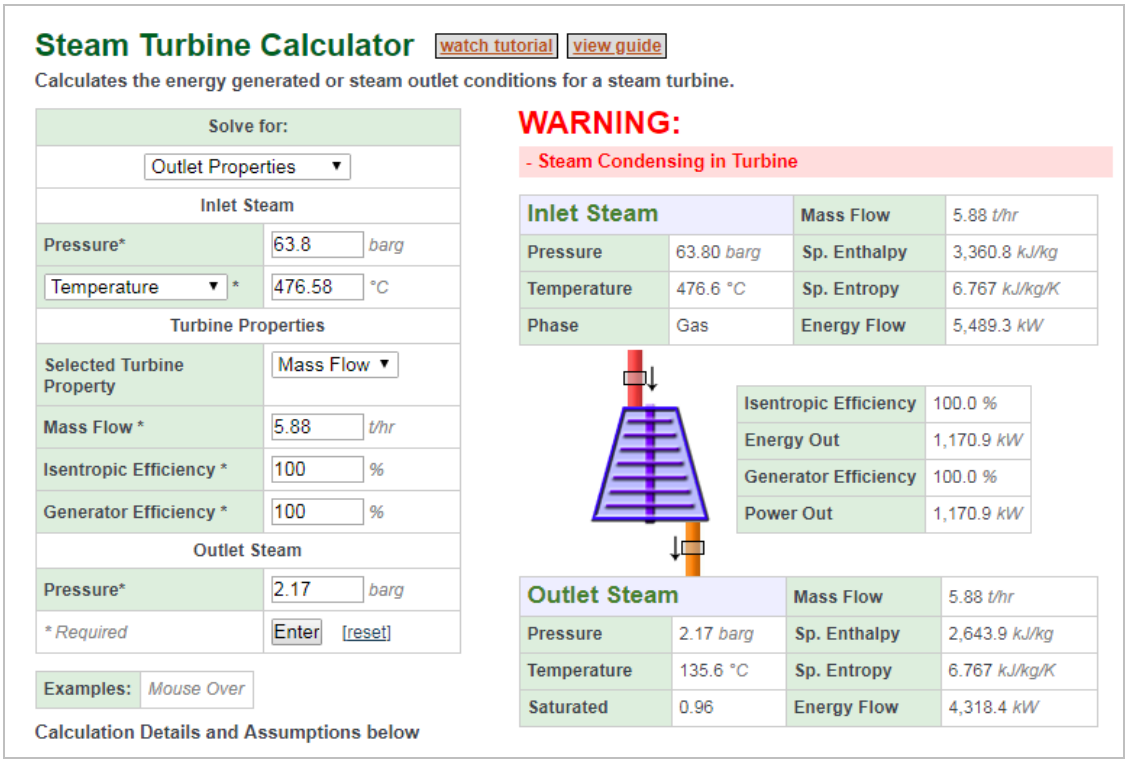
Examples: Mouse Over

Inlet Steam		Mass Flow	5.88 t/hr
Pressure	63.80 barg	Sp. Enthalpy	3,360.8 kJ/kg
Temperature	476.6 °C	Sp. Entropy	6.767 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	5,489.3 kW

Isentropic Efficiency	73.6 %
Energy Out	861.9 kW
Generator Efficiency	100.0 %
Power Out	861.9 kW

Outlet Steam		Mass Flow	5.88 t/hr
Pressure	2.17 barg	Sp. Enthalpy	2,833.1 kJ/kg
Temperature	184.6 °C	Sp. Entropy	7.216 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	4,627.5 kW

Actual turbine work (HP to LP)



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:	
Outlet Properties	
Inlet Steam	
Pressure*	63.8 barg
Temperature *	476.58 °C
Turbine Properties	
Selected Turbine Property	Mass Flow
Mass Flow *	5.88 t/hr
Isentropic Efficiency *	100 %
Generator Efficiency *	100 %
Outlet Steam	
Pressure*	2.17 barg
* Required	Enter [reset]

Examples: Mouse Over

Calculation Details and Assumptions below

WARNING:

- Steam Condensing in Turbine

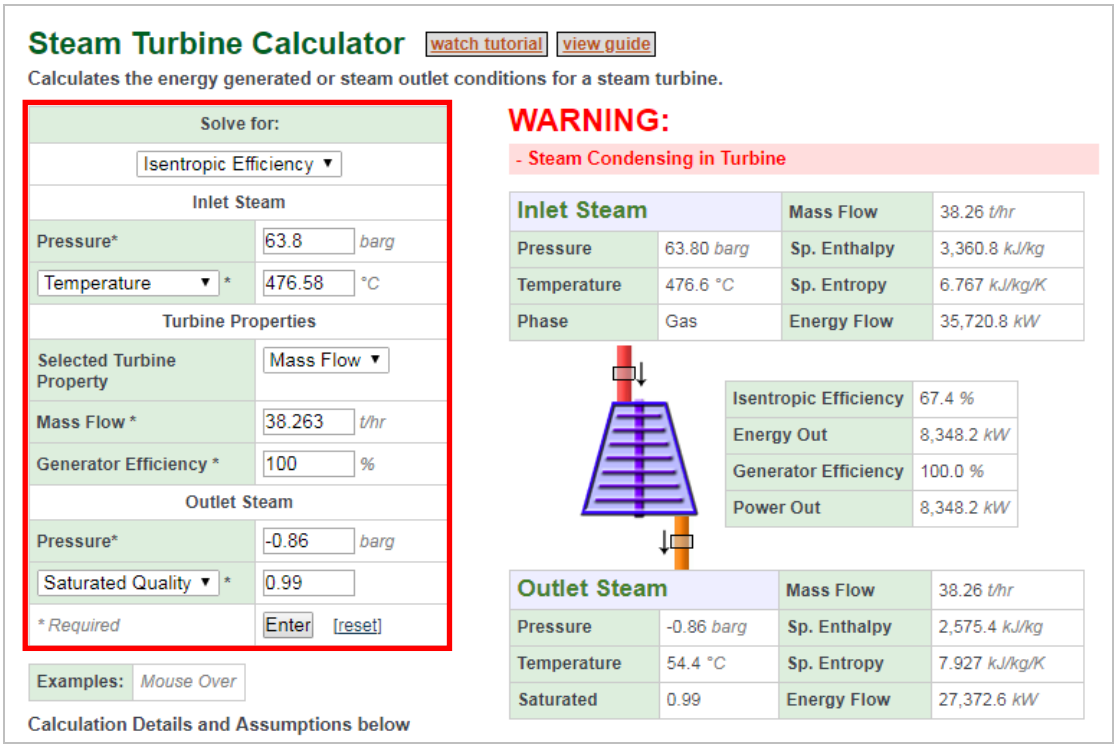
Inlet Steam		Mass Flow	5.88 t/hr
Pressure	63.80 barg	Sp. Enthalpy	3,360.8 kJ/kg
Temperature	476.6 °C	Sp. Entropy	6.767 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	5,489.3 kW

Isentropic Efficiency	100.0 %
Energy Out	1,170.9 kW
Generator Efficiency	100.0 %
Power Out	1,170.9 kW

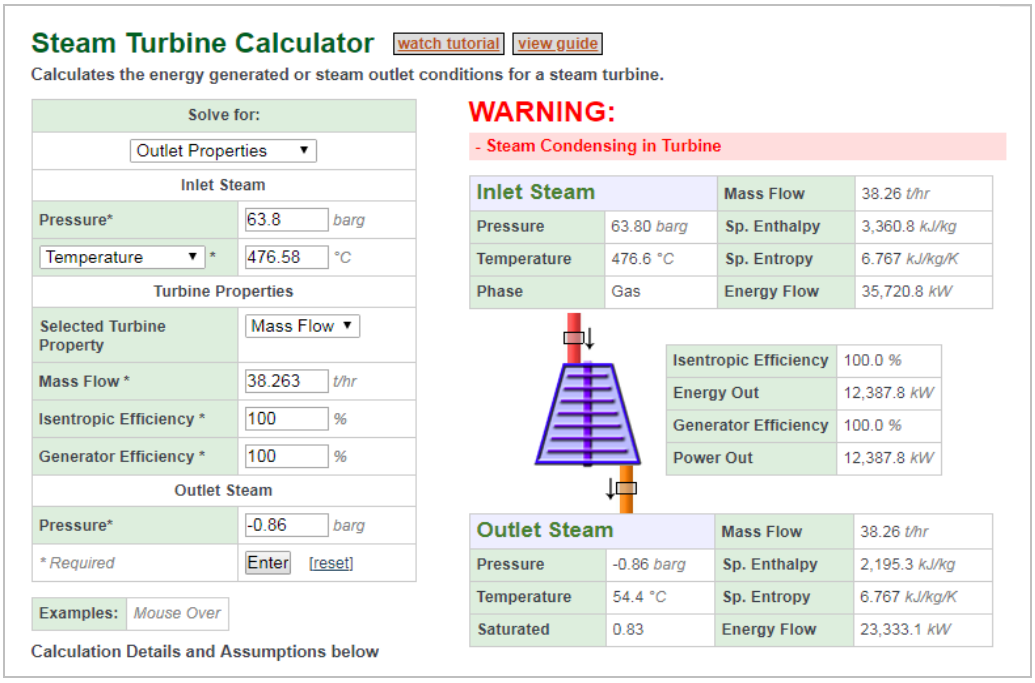
Outlet Steam		Mass Flow	5.88 t/hr
Pressure	2.17 barg	Sp. Enthalpy	2,643.9 kJ/kg
Temperature	135.6 °C	Sp. Entropy	6.767 kJ/kg/K
Saturated	0.96	Energy Flow	4,318.4 kW

Ideal turbine work (HP to LP)

รูปที่ 9.42 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอน้ำขาออกขั้นที่ 1 (ก่อนปรับปรุง)



Actual turbine work (HP to Condenser)



Ideal turbine work (HP to Condenser)

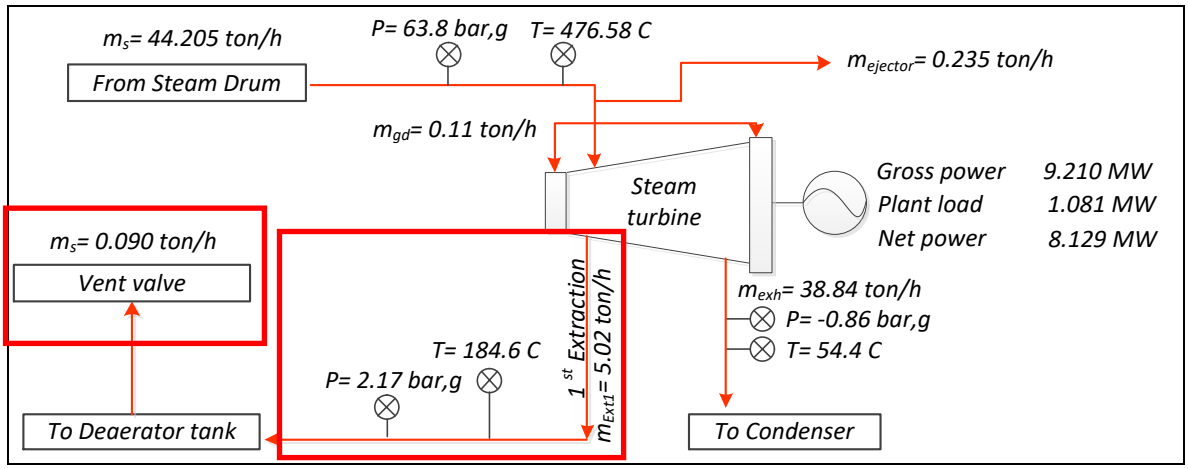
รูปที่ 9.43 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (ก่อนปรับปรุง)

ตารางที่ 9.30 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค (ก่อนปรับปรุง)

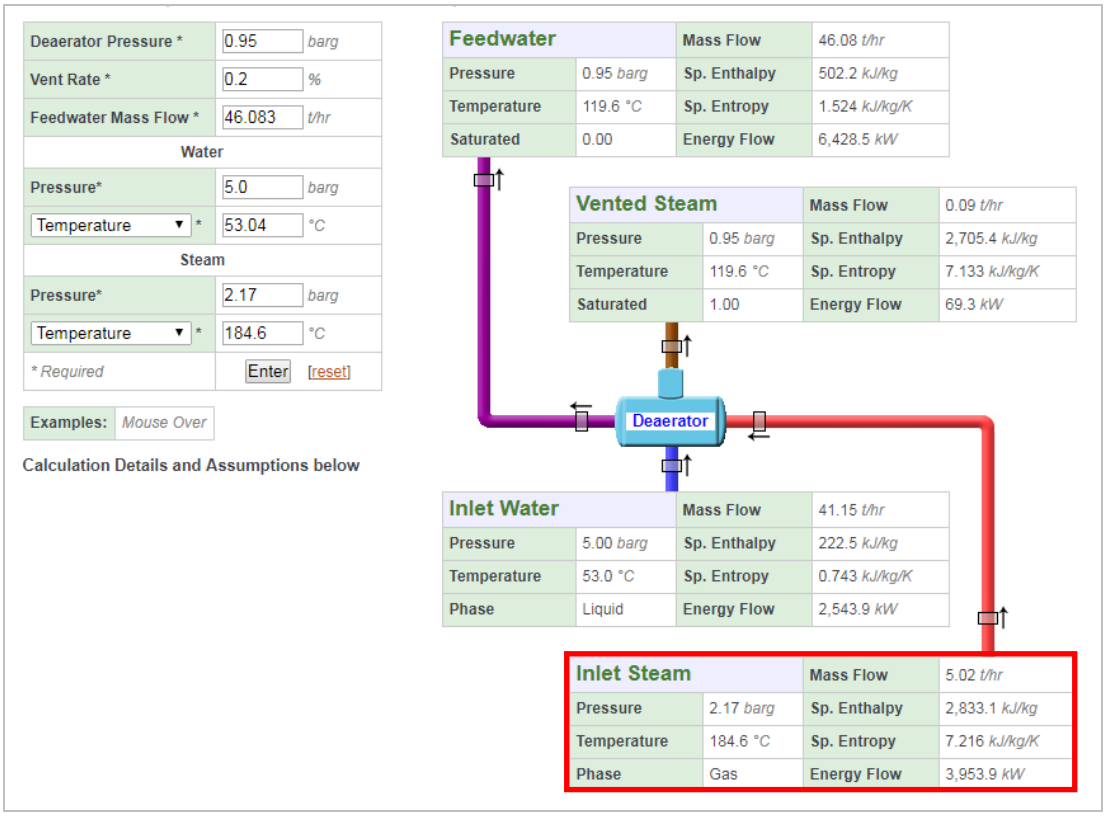
ตัวแปร	หน่วย	ข้อมูล
HP Steam		
Steam consumption	ton/h	44.488
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,360.8
Extraction 1: LP		
Energy out	kW	861.9
Isentropic Efficiency	%	73.6
Generator Efficiency	%	100.0
Power out (Actual)	kW	861.9
Energy out (Ideal)	kW	1,170.9
Exhaust steam: Cond.		
Energy out	kW	8,348.2
Isentropic Efficiency	%	67.40
Generator Efficiency	%	100.0
Power out (Actual)	kW	8,348.2
Energy out (Ideal)	kW	12,387.8
Isentropic Efficiency	**%**	**67.93**
Gross power	**kW**	**9,210**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.830**

หลังการปรับปรุง

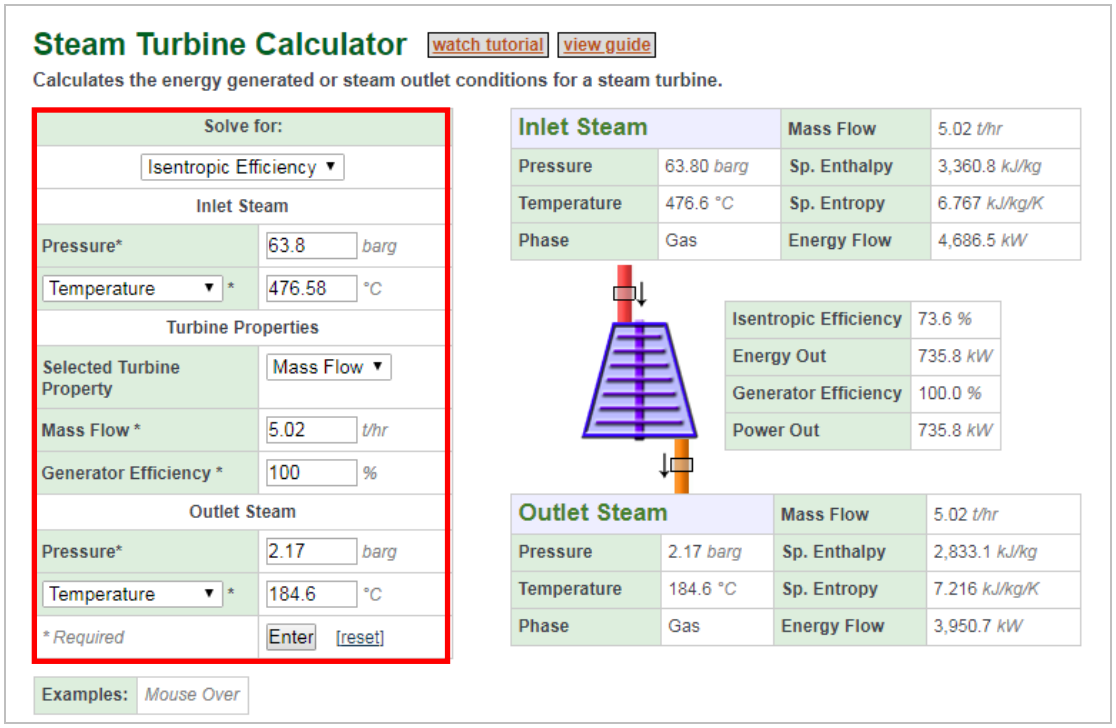
มาตรการปรับลดปริมาณไอน้ำใช้ไล่ออกซิเจนในถังดีแอร์เรเตอร์



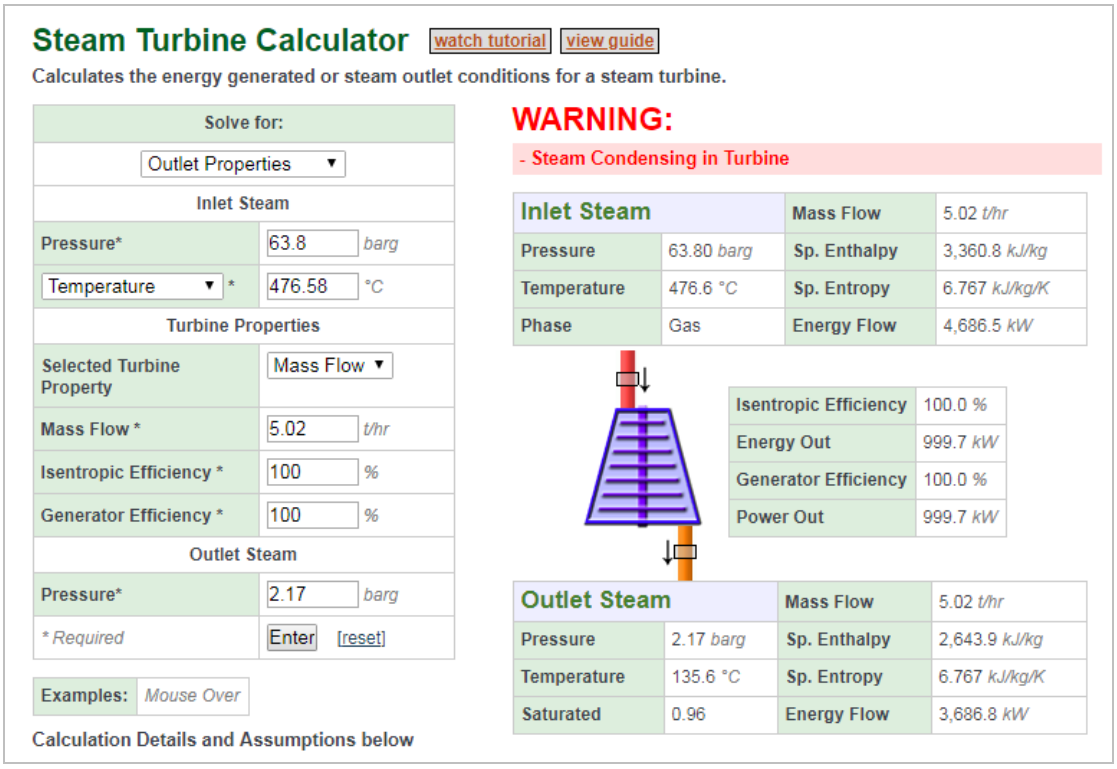
รูปที่ 9.44 ไดอะแกรมการใช้ไอน้ำมาตรการปรับลดปริมาณไอน้ำใช้ไล่ออกซิเจนในถังดีแอร์เรเตอร์ (หลังการปรับลดไอน้ำปล่อยทิ้งที่ Vent valve)



รูปที่ 9.45 การประเมินการใช้ไอน้ำอุ่นน้ำป้อนในถังดีแอร์เรเตอร์ และปริมาณ Vent out (หลังการปรับลดไอน้ำปล่อยทิ้งที่ Vent valve)

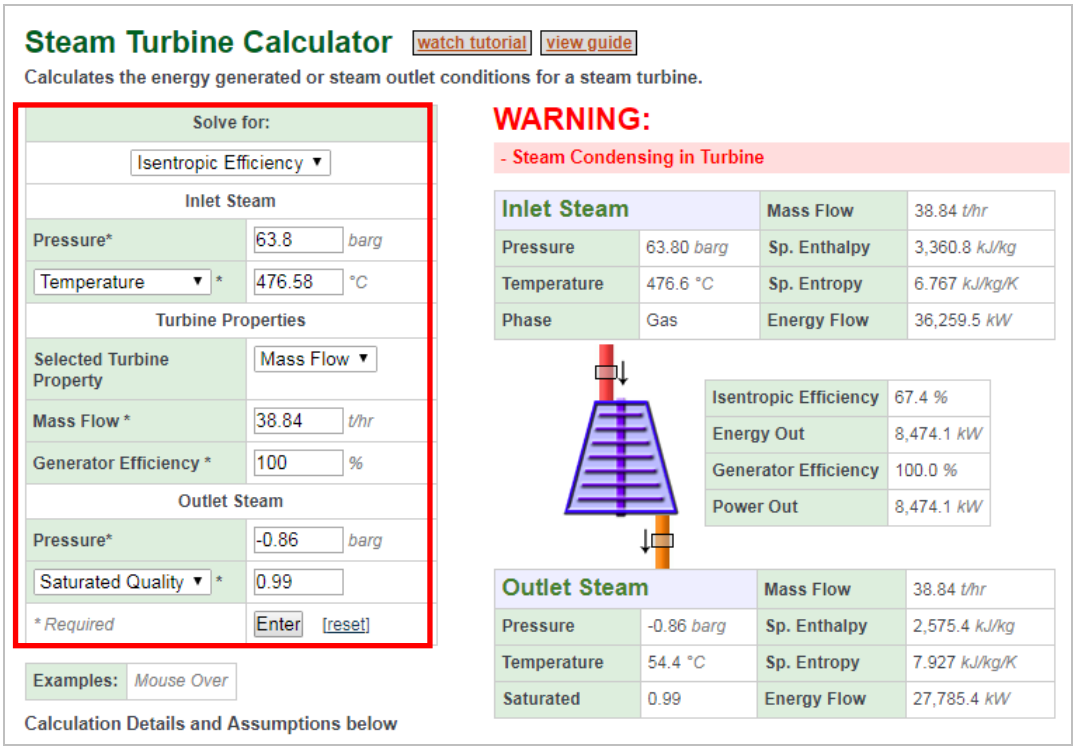


Actual turbine work (HP to LP)

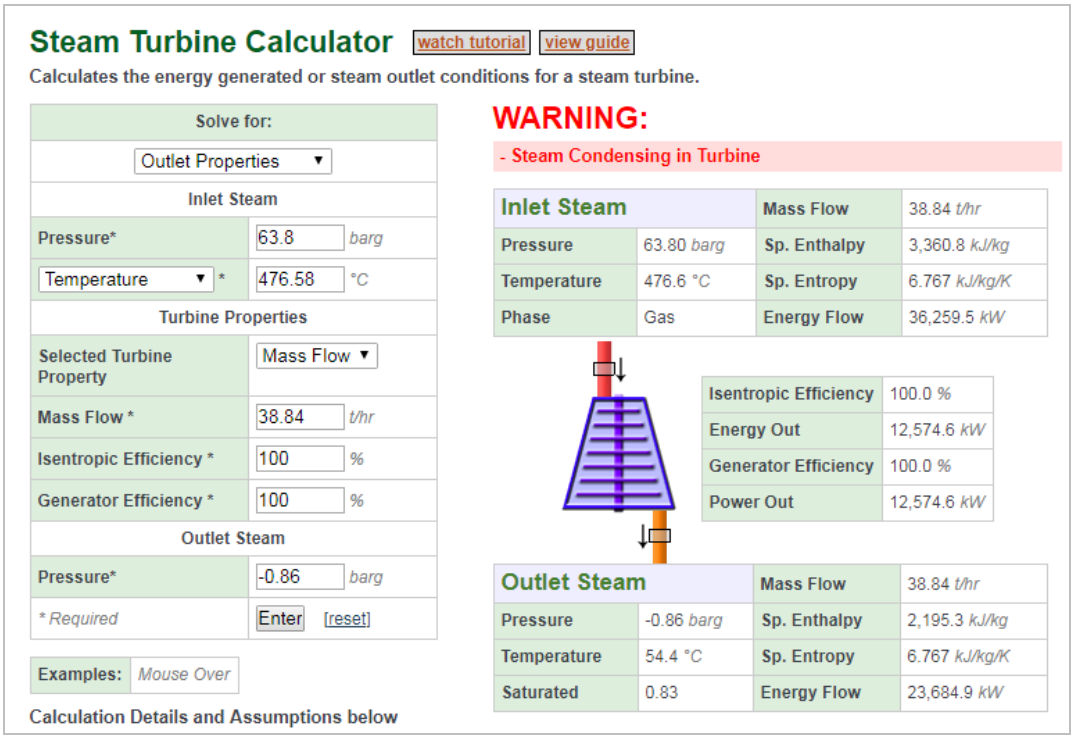


Ideal turbine work (HP to LP)

รูปที่ 9.46 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอน้ำขาออกขั้นที่ 1 (หลังการปรับลดไอน้ำปล่อยทิ้งที่ Vent valve)



Actual turbine work (HP to Condenser)



Ideal turbine work (HP to Condenser)

รูปที่ 9.47 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (หลังการปรับลดไอน้ำปล่อยทิ้งที่ Vent valve)

ตารางที่ 9.31 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค (หลังการปรับลดไอน้ำปล่อยทิ้งที่ (Vent valve)

ตัวแปร	หน่วย	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
HP Steam			
Steam consumption	ton/h	44.488	44.205
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,360.8	3,360.8
Extraction 1: LP			
Energy out	kW	861.9	735.8
Isentropic Efficiency	%	73.6	73.6
Generator Efficiency	%	100.0	100.0
Power out (Actual)	kW	861.9	735.8
Energy out (Ideal)	kW	1,170.9	999.7
Exhaust steam: Cond.			
Energy out	kW	8,348.2	8,474.2
Isentropic Efficiency	%	67.40	67.40
Generator Efficiency	%	100.0	100.0
Isentropic Efficiency	**%**	**67.93**	**67.85**
Gross power	**kW**	**9,210**	**9,210**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.830**	**4.800**

ตารางที่ 9.32 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการปรับลดปริมาณไอน้ำใช้ไล่ออกซิเจนบนถังดีแอร์เรเตอร์

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณน้ำเติมที่ประหยัดได้	Wm	m3/yr	7,167.60
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	1,060.38
		THB/yr	888,572
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	8.01
		toe/yr	191.39
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 *	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	1,739.03

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

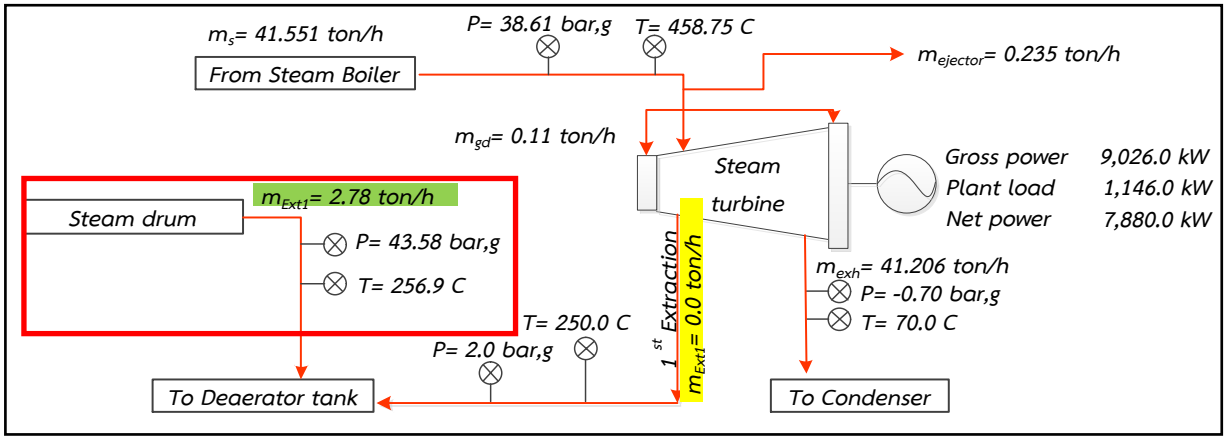
มาตรการที่ 11: มาตรการนำไอน้ำความดันต่ำออกจากกังหันไอน้ำกลับมาใช้กับดีแอร์เรเตอร์

จากการเก็บข้อมูลกังหันไอน้ำพบว่าไม่ได้เปิดไอน้ำความดันต่ำออกจากกังหันไอน้ำกลับมาใช้อุ่นน้ำในดีแอร์เรเตอร์ แต่เปิดวาล์วไอน้ำที่ใช้อุ่นน้ำในดีแอร์เรเตอร์มาจากดรัมบนของหม้อน้ำ ซึ่งไม่เป็นไปตามผู้ออกแบบ ดังนั้นจึงแนะนำให้เปิดใช้งานไอน้ำความดันต่ำออกจากกังหันไอน้ำกลับมาใช้อุ่นน้ำในดีแอร์เรเตอร์ที่ความดันไอน้ำ 2.0 bar.g อุณหภูมิไอน้ำ 250.0°C และปริมาณไอน้ำความดันต่ำ 2.61 ton/h (ตามผู้ออกแบบ)ซึ่งสามารถลดปริมาณไอน้ำที่ผลิตของหม้อน้ำลงได้ประมาณ 1.403 ton/h โดยที่ได้กำลังไฟฟ้าเท่าเดิม ดังแสดงในตารางที่ 9.33 เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSMT ก่อนปรับปรุง ดังแสดงในรูปที่ 9.48-9.50 หลังการปรับปรุง 9.51-9.54 ตารางการเปรียบเทียบระหว่างก่อนปรับปรุงและหลังการปรับปรุงดังแสดงในตารางที่ 9.34 และพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ได้ดังแสดงในตารางที่ 9.35

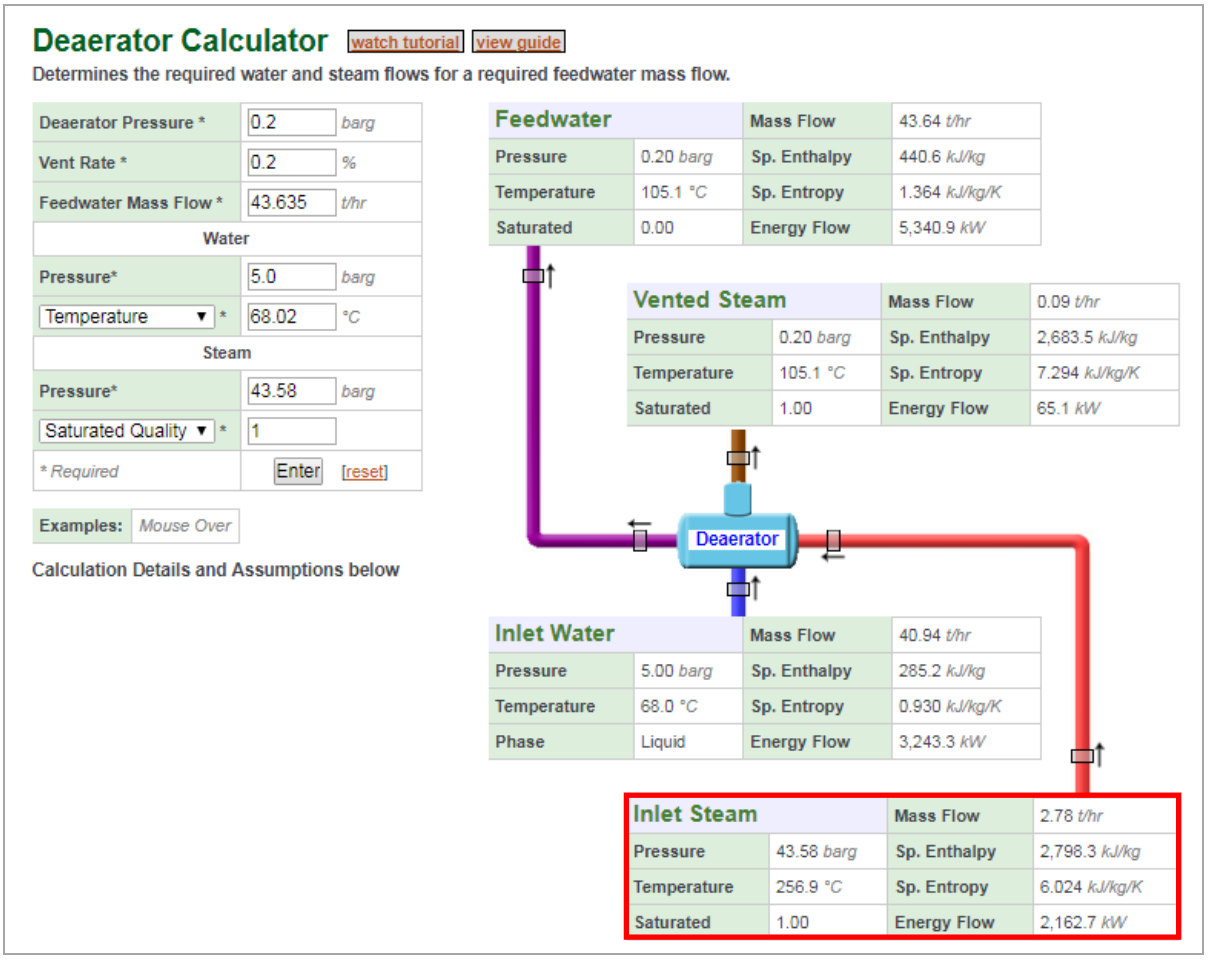
ตารางที่ 9.33 การประเมินศักยภาพมาตรการมาตรการนำไอน้ำความดันต่ำออกจากกังหันไอน้ำกลับมาใช้กับดีแอร์เรเตอร์

ตัวแปร	หน่วย	ค่าคำนวณ	
		ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
ปริมาณไอน้ำที่ใช้ผลิตไฟฟ้า	ton_s/h	41.551	40.318
ปริมาณไอน้ำดรัมบนที่ใช้อุ่นน้ำในดีแอร์เรเตอร์	ton_s/h	2.78	-
ปริมาณไอน้ำความดันต่ำที่ใช้อุ่นน้ำในดีแอร์เรเตอร์	ton_s/h	-	2.61
Steam total	**ton_s/h**	**44.331**	**42.928**
ปริมาณไอน้ำที่ประหยัดได้	**ton_s/h**	**1.403**	

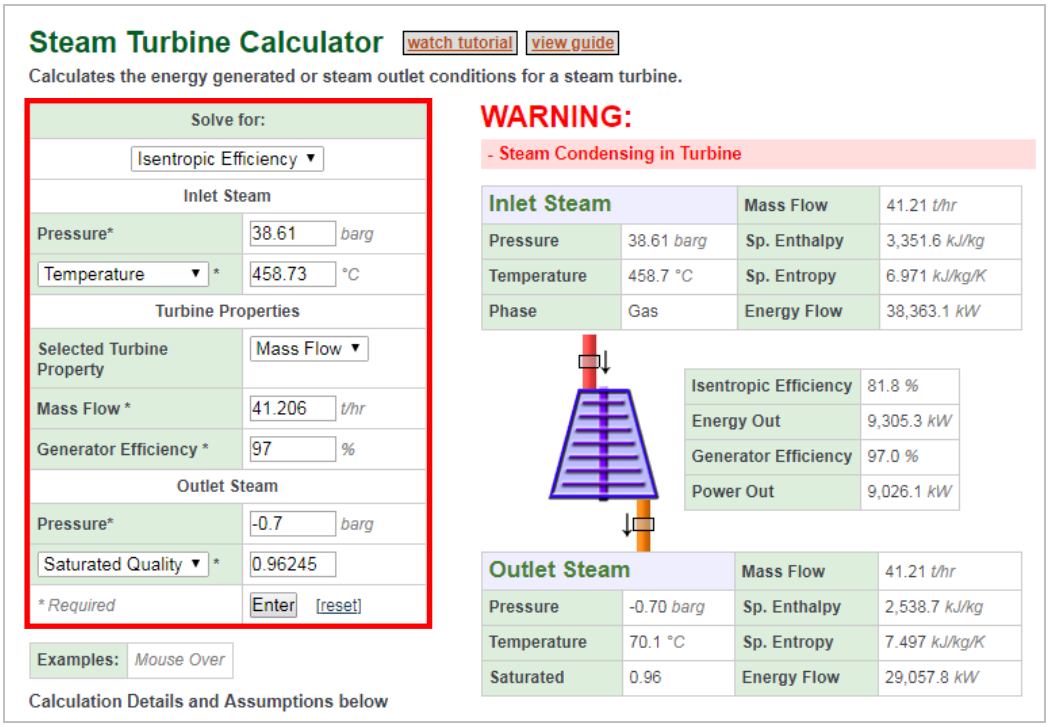
<u>ก่อนการปรับปรุง</u>มาตรการมาตรการนำไอน้ำความดันต่ำออกจากกังหันไอน้ำกลับมาใช้กับดีแอร์เรเตอร์



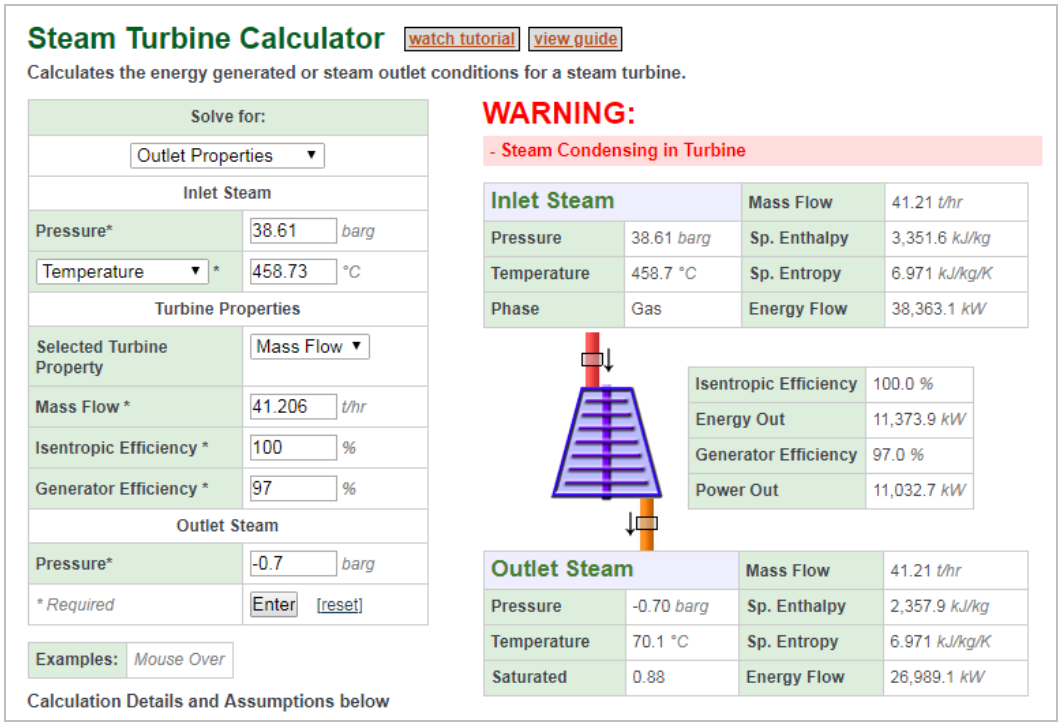
รูปที่ 9.48 แผนผังการใช้ไอน้ำอุ่นน้ำในดีแอร์เรเตอร์ (ก่อนการปรับปรุง)



รูปที่ 9.49 การคำนวณปริมาณไอน้ำจากดรัมบนที่ใช้อุ่นน้ำในดีแอร์เรเตอร์ (ก่อนการปรับปรุง)



Actual turbine work (HP to Condenser)

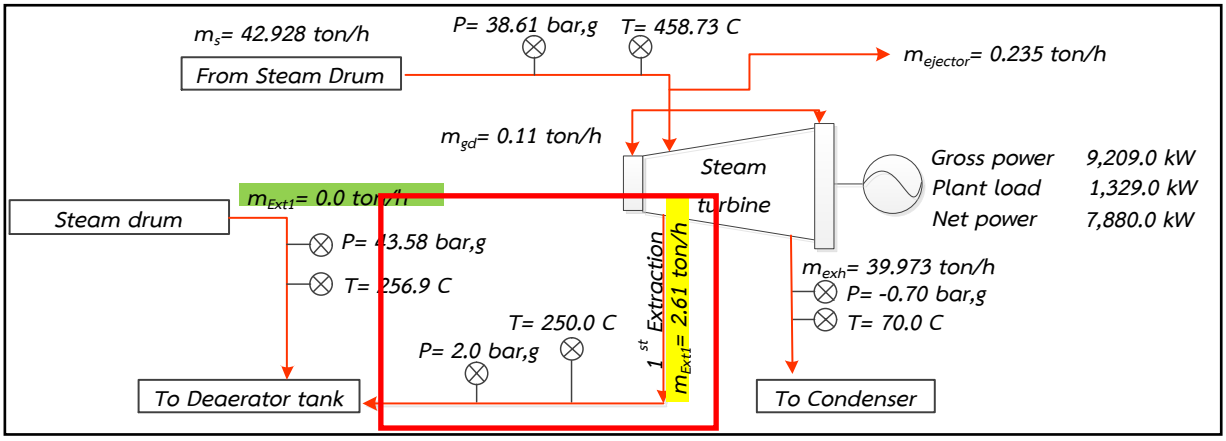


Ideal turbine work (HP to Condenser)

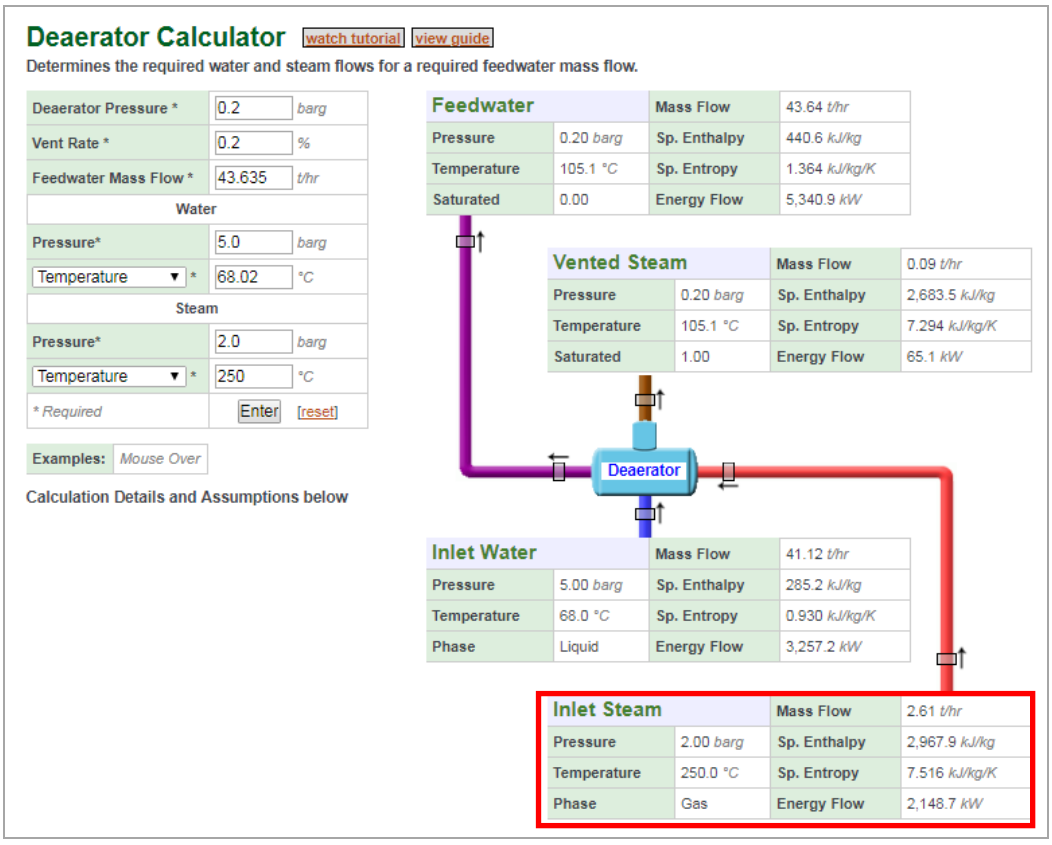
รูปที่ 9.50 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (ณ วันที่เข้าตรวจวัด)

หลังการปรับปรุง

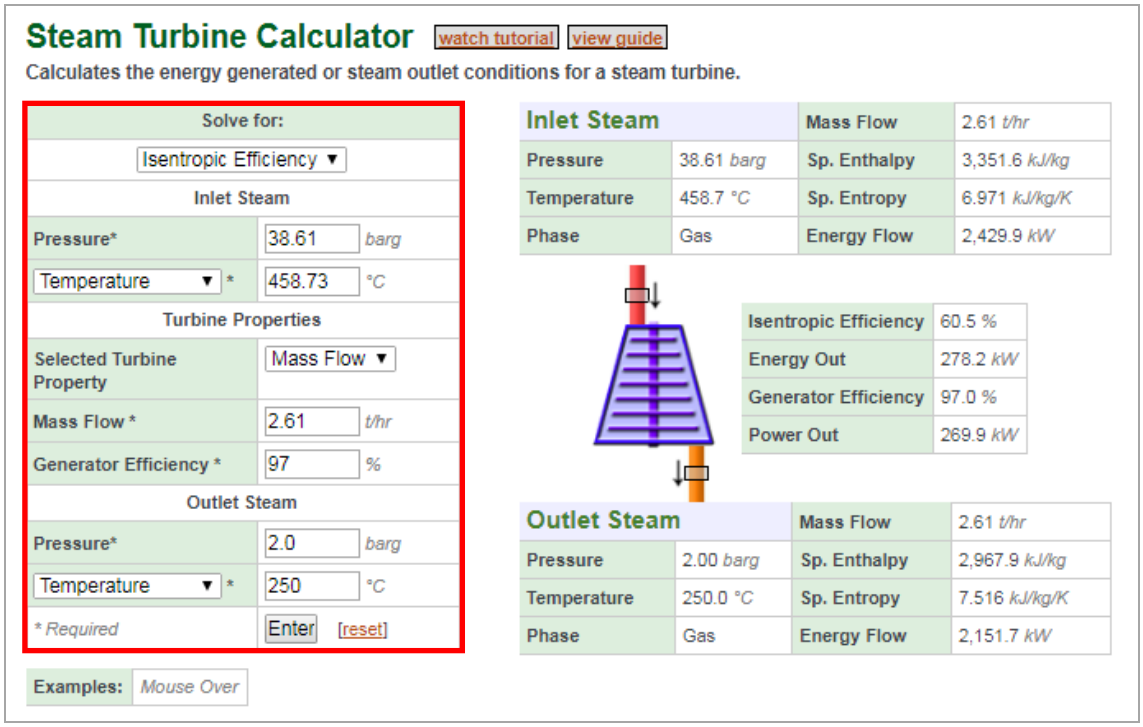
มาตรการนำไอน้ำความดันต่ำออกจากกังหันไอน้ำกลับมาใช้กับดีแอร์เรเตอร์



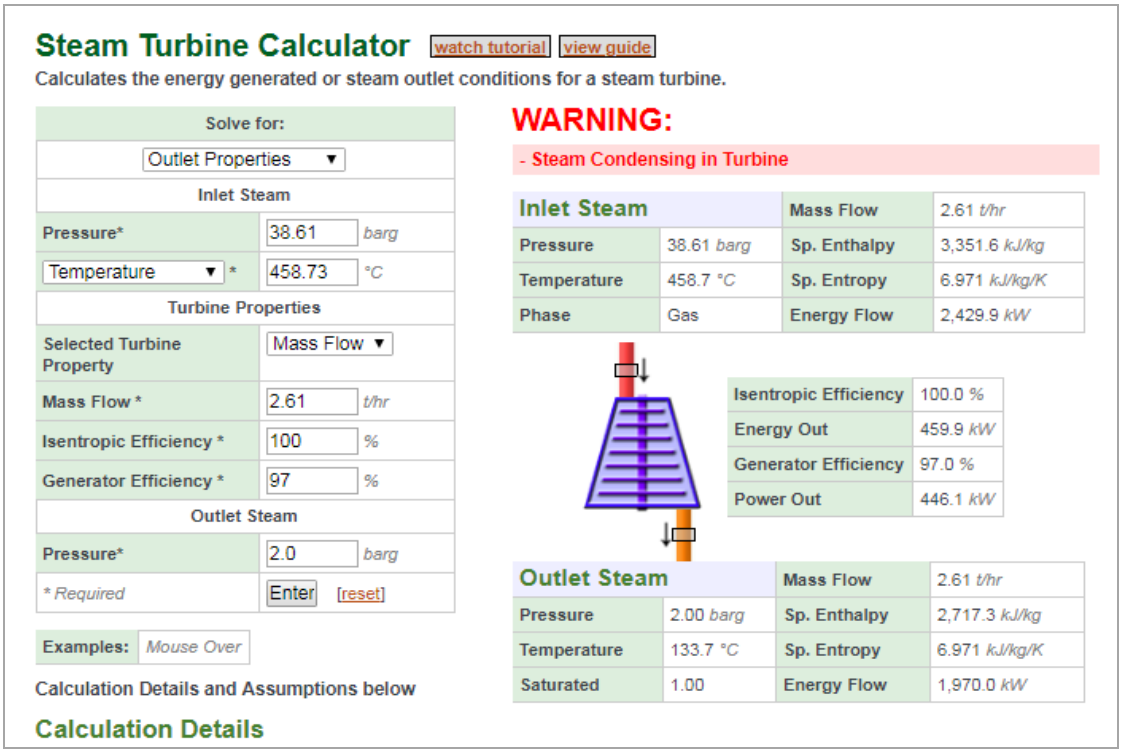
รูปที่ 9.51 แผนผังการใช้ไอน้ำอุ่นน้ำในดีแอร์เรเตอร์



รูปที่ 9.52 การคำนวณปริมาณไอน้ำแรงดันต่ำจากกังหันไอน้ำที่ใช้อุ่นน้ำในถังดีแอร์เรเตอร์ (หลังการปรับปรุง)

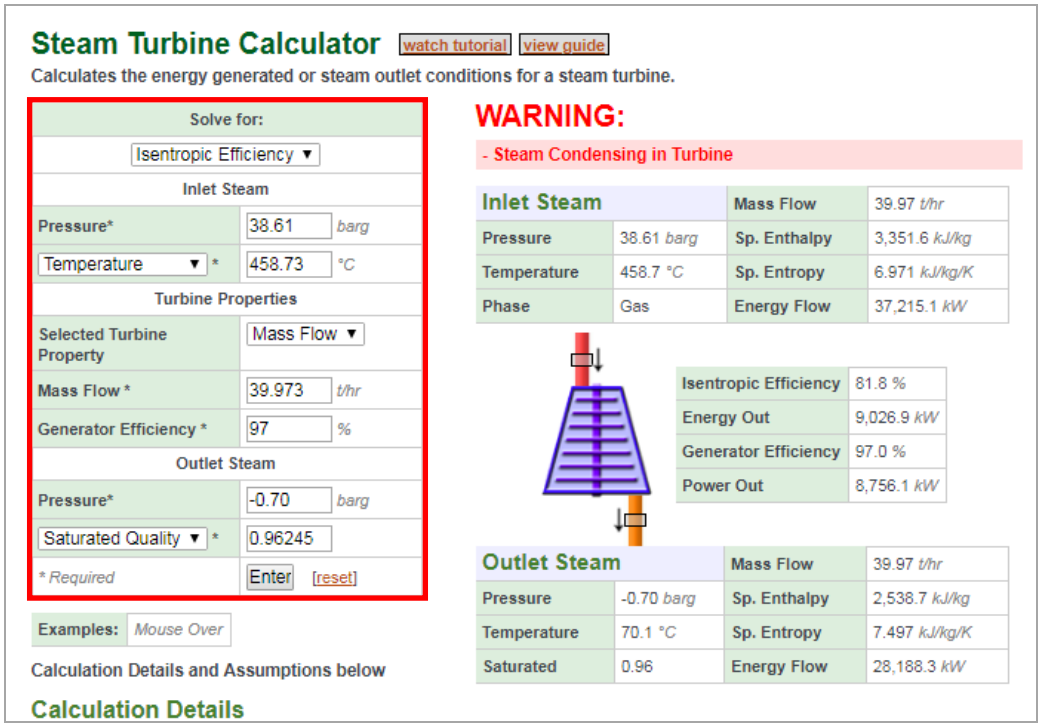


Actual turbine work (HP to LP)



Ideal turbine work (HP to LP)

รูปที่ 9.53 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอขั้นที่ 1 ส่งให้ดีแอร์เรเตอร์ (หลังการปรับปรุง)



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:		
Isentropic Efficiency		
Inlet Steam		
Pressure*	38.61	barg
Temperature *	458.73	°C
Turbine Properties		
Selected Turbine Property	Mass Flow	
Mass Flow *	39.973	t/hr
Generator Efficiency *	97	%
Outlet Steam		
Pressure*	-0.70	barg
Saturated Quality *	0.96245	
* Required	Enter [reset]	

Examples: Mouse Over

Calculation Details and Assumptions below

WARNING:

- Steam Condensing in Turbine

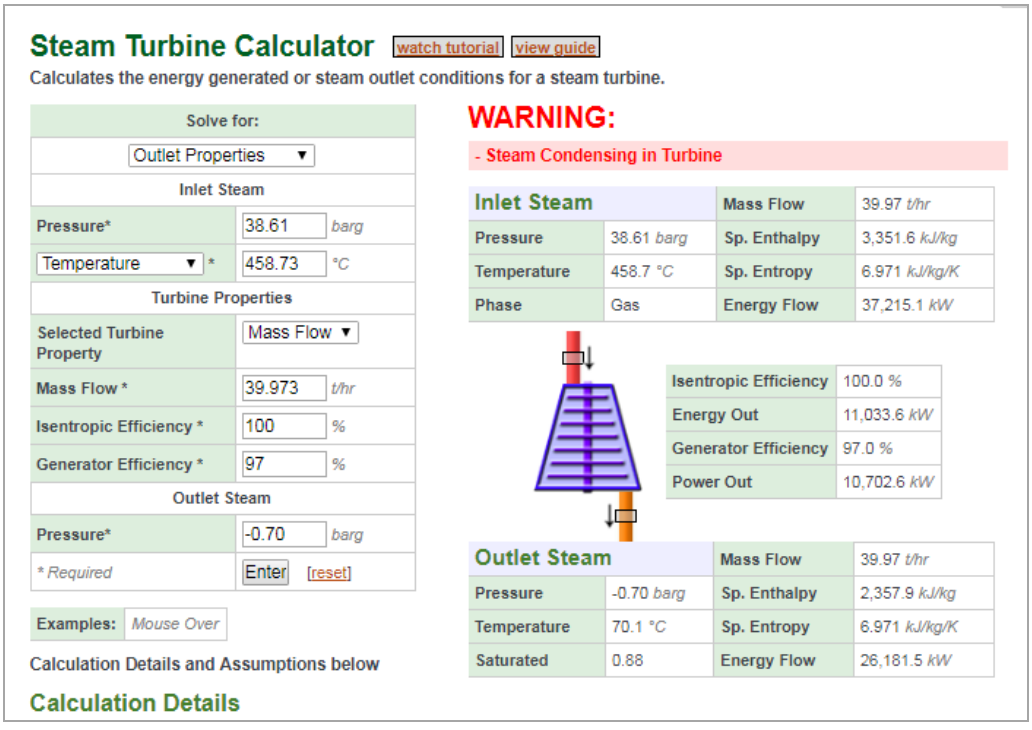
Inlet Steam		Mass Flow	39.97 t/hr
Pressure	38.61 barg	Sp. Enthalpy	3,351.6 kJ/kg
Temperature	458.7 °C	Sp. Entropy	6.971 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	37,215.1 kW

Isentropic Efficiency	81.8 %
Energy Out	9,026.9 kW
Generator Efficiency	97.0 %
Power Out	8,756.1 kW

Outlet Steam		Mass Flow	39.97 t/hr
Pressure	-0.70 barg	Sp. Enthalpy	2,538.7 kJ/kg
Temperature	70.1 °C	Sp. Entropy	7.497 kJ/kg/K
Saturated	0.96	Energy Flow	28,188.3 kW

Calculation Details

Actual turbine work (HP to Condenser)



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:		
Outlet Properties		
Inlet Steam		
Pressure*	38.61	barg
Temperature *	458.73	°C
Turbine Properties		
Selected Turbine Property	Mass Flow	
Mass Flow *	39.973	t/hr
Isentropic Efficiency *	100	%
Generator Efficiency *	97	%
Outlet Steam		
Pressure*	-0.70	barg
* Required	Enter [reset]	

Examples: Mouse Over

Calculation Details and Assumptions below

WARNING:

- Steam Condensing in Turbine

Inlet Steam		Mass Flow	39.97 t/hr
Pressure	38.61 barg	Sp. Enthalpy	3,351.6 kJ/kg
Temperature	458.7 °C	Sp. Entropy	6.971 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	37,215.1 kW

Isentropic Efficiency	100.0 %
Energy Out	11,033.6 kW
Generator Efficiency	97.0 %
Power Out	10,702.6 kW

Outlet Steam		Mass Flow	39.97 t/hr
Pressure	-0.70 barg	Sp. Enthalpy	2,357.9 kJ/kg
Temperature	70.1 °C	Sp. Entropy	6.971 kJ/kg/K
Saturated	0.88	Energy Flow	26,181.5 kW

Calculation Details

Ideal turbine work (HP to Condenser)

รูปที่ 9.54 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าเครื่องควบแน่น (หลังการปรับปรุง)

ตารางที่ 9.34 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค

ตัวแปร	หน่วย	ก่อนการปรับปรุง	หลังการปรับปรุง
HP Steam			
Steam consumption	ton/h	41.551	42.928
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,351.6	3,351.6
Extraction 1: LP			
Energy out	kW	0.0	278.2
Isentropic Efficiency	%	0.0	60.5
Generator Efficiency	%	0.0	97.0
Power out (Actual)	kW	0.0	269.9
Energy out (Ideal)	kW	0.0	446.1
Exhaust steam: Cond.			
Energy out	kW	9,305.3	9,026.9
Isentropic Efficiency	%	81.8	81.80
Generator Efficiency	%	97.0	97.0
Power out (Actual)	kW	9,026.0	8,756.1
Energy out (Ideal)	kW	11,032.7	10,702.6
Isentropic Efficiency	**%**	**81.8**	**83.46**
Gross power	**kW**	**9,026.0**	**9,026.0**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.604**	**4.756**

ตารางที่ 9.35 ศักยภาพการประเมินศักยภาพมาตรการมาตรการนำไอน้ำความดันต่ำออกจากกังหันไอน้ำกลับมาใช้กับดีแอร์เรเตอร์

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	3,503.60
		THB/yr	4,165,778
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	28,292.05
		toe/yr	675.74
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	5,745.90

** CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

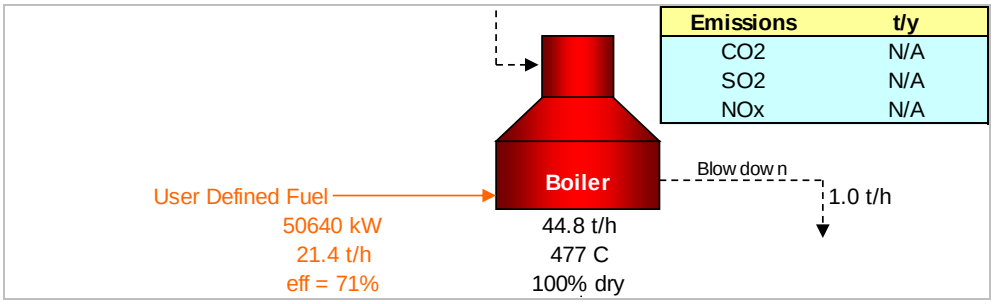
มาตรการที่ 12: มาตรการเพิ่มประสิทธิภาพอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากการสำรวจพบว่าโรงไฟฟ้าแห่งนี้มีการทำความสะอาดภายในหม้อน้ำ โดยการใช้ Soot blower เป่าเขม่าที่อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำ (Economizer) อุปกรณ์อุ่นอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้ (Air preheater) และชุดซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) ซึ่ง ณ วันที่เข้าตรวจตรวจวัดอุณหภูมิก๊าซไอเสียประมาณ 142.99°C ทางโรงไฟฟ้าได้ทำความสะอาดภายในหม้อน้ำ (Soot blower) สัปดาห์ละ 1 ครั้ง ถ้าหากทำการเพิ่มรอบ Soot blow เป็นสัปดาห์ละ 3 ครั้งทำให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียจะลดลง 13.49°C จะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพหม้อน้ำขึ้น 0.73% โดยทำการเพิ่มรอบ Soot blower จากสัปดาห์ละครั้งเป็นสัปดาห์ละ 3 ครั้ง

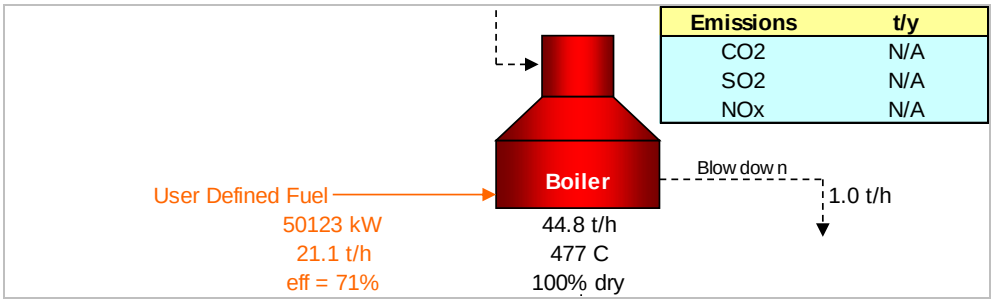
จากการประเมินศักยภาพในดำเนินมาตรการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในหม้อน้ำโดยหากลดอุณหภูมิก๊าซไอเสียลงได้อีก 13.49°C ส่งผลให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำ อ้างอิง HHV,w เพิ่มขึ้น 0.73% ดังแสดงตารางที่ 9.36 เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSAT ดังรูปที่ 9.55 สามารถประเมินศักยภาพการประหยัดเชื้อเพลิงได้ดังรูปที่ 9.56 และสามารถประเมินปริมาณเชื้อเพลิงและพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 เงินลงทุน และระยะเวลาคืนทุน ได้ดังแสดงในตารางที่ 9.37

ตารางที่ 9.36 ประสิทธิภาพหม้อน้ำ (มาตรการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในหม้อน้ำ)

Boiler efficiency (JIS B8222)	ค่าคำนวณ (%)	
	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
LHV wet based	90.57	91.40
HHV wet based	70.67	71.40



ก่อนปรับปรุง



ศักยภาพด้านพลังงาน

รูปที่ 9.55 แบบจำลองจากการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในหม้อน้ำด้วยโปรแกรม SSAT

Steam System Assessment Tool

2 Header Model

Results Summary

SSAT Default 2 Header Metric Model

Model Status : OK

Cost Summary ($ '000s/yr)	Current Operation	After Projects	Reduction	
Power Cost	0	0	0	N/A
Fuel Cost	84,596	83,731	865	1.0%
Make-Up Water Cost	1,059	1,059	0	0.0%
Total Cost (in $ '000s/yr)	**85,655**	**84,790**	**865**	**1.0%**

รูปที่ 9.56 ผลประหยัดจากการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในหม้อน้ำด้วยโปรแกรม SSAT

ตารางที่ 9.37 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในหม้อน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	454.38
		THB/yr	865,000
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	13.08
		toe/yr	312.37
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 *	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	2,838.29

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

มาตรการที่ 13: มาตรการแก้ไขระบบป้อนเชื้อเพลิงเพื่อลดการติดขัดของเชื้อเพลิงลง Silo fuel

จากการสำรวจระบบลำเลียงเชื้อเพลิงของโรงไฟฟ้าพบว่าระบบป้อนเชื้อเพลิงลง Silo fuel ก่อนเข้าชุดป้อนมีปัญหาการติดขัดบ่อยครั้ง เนื่องจาก PEFB เป็นเส้นใยคล้องเกี่ยวติดกับ Wood chip และในส่วนของลักษณะ Fuel hopper chute เป็นคอคอด ถ้าเชื้อเพลิงลงปริมาณมากทำให้เกิดการขัดตัวอุดตันไหลไม่ลงเกิดการติดขัดภายใน Fuel hopper chute อีกทั้งระบบการเปิด-ปิดลิ้นเชื้อเพลิงใต้สะพานลำเลียงเป็นแนวยาวตามรางสะพานทำให้เชื้อเพลิงลงซองข้างเดียวเสี่ยงต่อการติดขัดของเชื้อเพลิง วิธีแก้ไขขยายช่องซองทางออกของ Fuel hopper chute ก่อนเข้าชุดป้อนเชื้อเพลิง หรือใส่แผ่นเหล็กบังคับเชื้อเพลิงให้ลงกลาง Silo fuel ชุดป้อนเพื่อให้เชื้อเพลิงไหลตัวได้ง่ายขึ้น เพื่อลดการติดขัดเชื้อเพลิงสะสมที่บริเวณคอคอดร่วมกับการจัดระบบป้อนเชื้อเพลิง ตัวอย่างรายงานปัญหาที่เกิดขึ้นต่อวันดังแสดงในรูปที่ 9.57

เวลา	การปฏิบัติงานและปัญหาระหว่างการผลิต
08.00	เดินเครื่องปกติ/เชื้อเพลิงที่ใช้ในการผลิต ไม้สับ+เชื้อเพลิงสังคโปร์ Ratio : 1 :1 by volume/ Ratio : 1 :2 by volume
10.05	Silo Y'Z block
11.09	Silo Z block
11.32	Pusher Z block
12.25	Silo Y'Z block
12.23	Silo Z block
12.54	Silo Y block
13.00	Silo Z block
14.28	Silo Y block
15.56	Silo Y block
16.20	Silo X,Y,Z block
16.41	Trip reclose feeder 6
16.50	Sync to PEA
18.00	Silo Y'Z block
18.25	Silo Y'Z block
19.00	Silo X block
19.45	SC01 trip

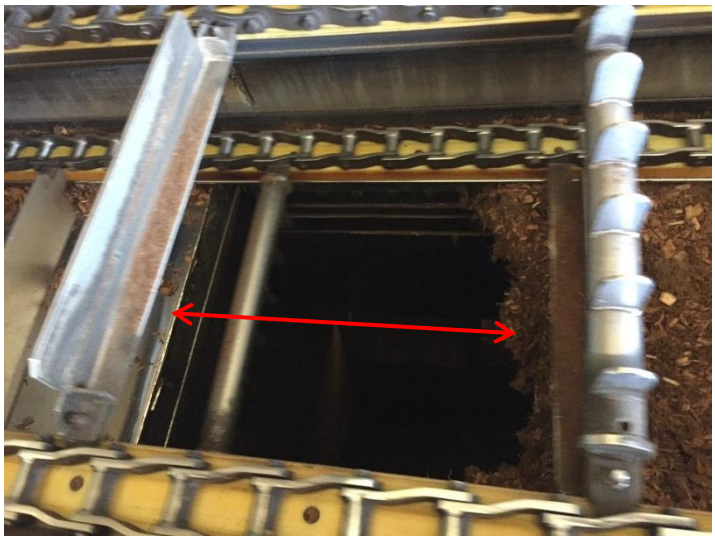
รูปที่ 9.57 ตัวอย่างรายงานปัญหาในการปฏิบัติงานในแต่ละกะทำงาน

สรุปรายงานการติดขัดเชื้อเพลิงสะสม Silo fuel block ในเดือนสิงหาคมนับจำนวนครั้งการติดขัดได้ทั้งหมด 84 ครั้ง ใช้เวลาในการแก้ไขการติดขัดเชื้อเพลิงสะสม Silo fuel block และกลับจ่ายโหลดได้ตามปกติครั้งละประมาณ 30 นาที ต้องลดโหลดการขายไฟฟ้าลงมาที่ประมาณ 6 MW ดังแสดงในตารางที่ 9.38

ตารางที่ 9.38 สรุปปัญหาการติดขัดเชื้อเพลิงภายใน Silo fuel block ในรอบเดือนสิงหาคม

สรุปปัญหาการติดขัดเชื้อเพลิงภายใน Silo fuel block ในรอบเดือนสิงหาคม		
รายการ	Unit	value
จำนวนครั้งการติดขัดเชื้อเพลิงภายใน Silo	ครั้ง/month	84
เวลาที่ใช้ในการแก้ไขปัญหาการติดขัด	min/ครั้ง	30
เวลาแก้ไขปัญหารวมทั้งหมดต่อเดือน	min/month	2,520.0
	hour/month	42.00
ไฟฟ้าขาย PEA ตามสัญญา	MW/h	8.00
โหลดไฟฟ้าลดลงเมื่อเกิดปัญหา	MW/h	6.00
ผลต่างการเสียโอกาสในการขายไฟฟ้า	MW/h	2.00
รวมหน่วยไฟฟ้าที่เสียโอกาสขายไฟฟ้าทั้งหมด	kW/h	2,000.00
	kW/month	84,000.00
ราคาไฟฟ้าที่ขาย PEA ตามสัญญา	Baht/kW	4.5504
ผลประหยัดที่เกิดขึ้นต่อเดือน	Baht/month	382,233.60
	Baht/year	4,586,803.20

จากการประเมินศักยภาพในดำเนินมาตรการแก้ไขระบบป้อนเชื้อเพลิงเพื่อลดการติดขัดของเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าหม้อน้ำโดยหากลดปัญหาการติดขัดเชื้อเพลิงป้อนหม้อน้ำลง จะสามารถขายไฟฟ้าเพิ่มขึ้น 84,000 kW/month มีรายได้เพิ่มขึ้นเดือนละประมาณ 382,233.60 บาทต่อเดือน และคิดผลประหยัดเป็นปีได้ประมาณ 4,586,803.20 บาทต่อปี



รูปที่ 9.58 Fuel hopper chute



รูปที่ 9.59 บริเวณที่เกิดปัญหาการติดขัดเชื้อเพลิงภายใน Silo fuel

9.4.2 ส่วนระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ

มาตรการที่ 14: มาตรการลดการรั่วไหลของไอน้ำในระบบไอน้ำ

จากการตรวจวัดการรั่วไหลของท่อส่งจ่ายไอน้ำพบว่า ท่อส่งจ่ายไอน้ำอยู่ในสภาพดี จึงประเมินพลังงานความร้อนสูญเสียได้น้อยมาก แต่มีการรั่วไหลของไอน้ำที่มาจากการชำรุดของกับดักไอน้ำหลายตำแหน่ง มีต้นทุนการผลิตไอน้ำความดันสูงที่ 348.29 บาท/ตันไอน้ำ มีต้นทุนการผลิตไอน้ำความดันปานกลางที่ 262.94 บาท/ตันไอน้ำ และมีต้นทุนการผลิตไอน้ำความดันต่ำที่ 253.69 บาท/ตันไอน้ำ ดังนั้น หากซ่อมแซมกับดักไอน้ำที่ชำรุด สามารถประเมินปริมาณเชื้อเพลิงและพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ได้ดังแสดงในตารางที่ 9.39

ตารางที่ 9.39 ผลการคำนวณมาตรการลดการรั่วไหลไอน้ำผ่านกับดักไอน้ำ

รายการตรวจวัด	สัญลักษณ์	หน่วย	HP	MP	LP
ความดันสัมบูรณ์ใช้งานบริเวณที่มีรอยรั่ว	P_{steam}	bara	54.01325	6.01325	3.01325
อุณหภูมิไอน้ำ	T_s	°C	495	380	162
เอนทาลปีของไอน้ำที่ความดันใช้งาน	$h_{g,steam}$	kJ/kg	3,417.10	3,227.70	2,785.80
อุณหภูมิน้ำป้อน	T_{fw}	°C	128	128	128
เอนทาลปีของน้ำป้อน	h_{fw}	kJ/kg	537.58	537.58	537.58
ประสิทธิภาพหม้อน้ำ	eff	%	72.84	72.84	72.84
ค่าความร้อนทางสูงของเชื้อเพลิง	HHV	kJ/kg_{fuel}	9,716	9,716	9,716
ต้นทุนเชื้อเพลิง	fc	Baht/kg	0.7	0.7	0.7
ต้นทุนน้ำป้อน	wc	$Baht/m^3$	23.5	23.5	23.5
ชั่วโมงการทำงานเฉลี่ยต่อวัน		hrs/day	24.00	24.00	24.00
วันทำงานต่อปี		days/year	221	221	221
อัตราการรั่วของไอน้ำ	m_{steam}	kg/hr	265.2	51.7	29.6
เทียบเท่าเชื้อเพลิงสูญเสีย	$Fuel_{loss}$	kg_{fuel}/hr	128.05	23.56	11.65
คิดเป็นผลประหยัดจากเชื้อเพลิง	Dmf	Baht/year	475,441	87,491	43,243
เทียบเท่าการเติมน้ำป้อนทดแทน	$Water_{loss}$	m^3/hr	0.278	0.055	0.031
คิดเป็นผลประหยัดจากต้นทุนน้ำป้อน	Dmw	Baht/year	34,651	6,863	3,866
คิดเป็นผลประหยัดรวม	**MS**	**Baht/year**	**510,077**	**95,806**	**47,108**
คิดเป็นพลังงานที่ลดได้ต่อปี		GJ/year	5,670	1,060	520
พลังงานความร้อนของน้ำมันดิบ 1 ตัน (TOE)		TJ	0.041868	0.041868	0.041868
ผลประหยัดเทียบเท่าน้ำมันดิบ ตันต่อปี		**TOE/year**	**135.53**	**25.36**	**12.33**
การปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ (EPA : Emission Factors for Equation 1)		$kgCO_2/Ton$	1,640	1,640	1,640
ลดการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ต่อปี		**$TonCO_2/year$**	**1,113.86**	**208.38**	**101.31**

*** CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel**

9.4.3 ส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ (กังหันไอน้ำ)

มาตรการที่ 15: มาตรการลดความดันขาออกจากกังหันไอน้ำ

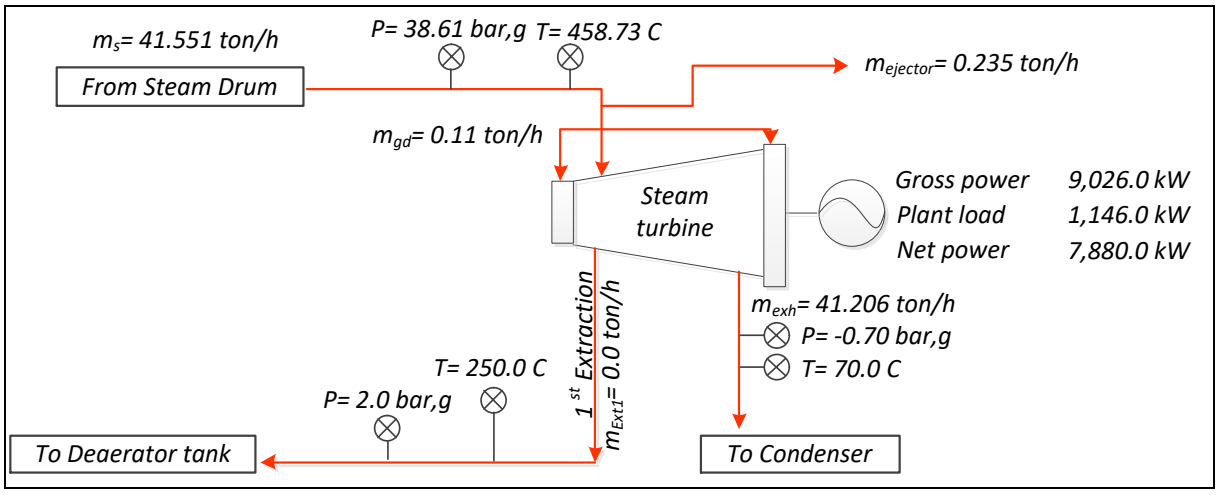
จากการเก็บข้อมูลความดันไอน้ำขาออกจากกังหันไอน้ำพบว่า มีค่าเท่ากับ -0.70 barg (0.313 bara) แต่จากข้อมูลการออกแบบ ค่าความดันไอน้ำขาออกจากกังหันไอน้ำเท่ากับ -0.838 barg (0.175 bara) ดังนั้น โรงไฟฟ้าแห่งนี้มีค่าความดันใช้งานจริงสูงกว่าข้อมูลออกแบบ ดังนั้นจึงควรปรับปรุงให้กลับมาอยู่ในค่าออกแบบ

จากการสอบถามทางโรงงานพบว่า Labyrinth seal (Shaft & Blade tip) รั่ว และภาระโหลดที่ทิ้งให้กับเครื่องควบแน่นมากกว่าที่ออกแบบไว้ แนวทางการแก้ไข : ทำการตรวจสอบ Turbine seal clearance ใหม่ทั้งหมด และทำการเปลี่ยน Labyrinth seal (Shaft & Blade tip) ที่ค่า Clearance เกินค่าที่ผู้ผลิตแนะนำ สามารถลดปริมาณไอน้ำได้ประมาณ 3.727 ton/h โดยที่ได้กำลังไฟฟ้าเท่าเดิม ดังแสดงในตารางที่ 9.40 เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSMT ก่อนการปรับปรุงดังแสดงในรูปที่ 9.60-9.61 หลังการปรับปรุง 9.62-9.63 ผลการประเมินเปรียบเทียบประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคก่อนปรับปรุงและหลังปรับปรุง ดังแสดงในตารางที่ 9.43 และพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ได้ดังแสดงในตารางที่ 9.44

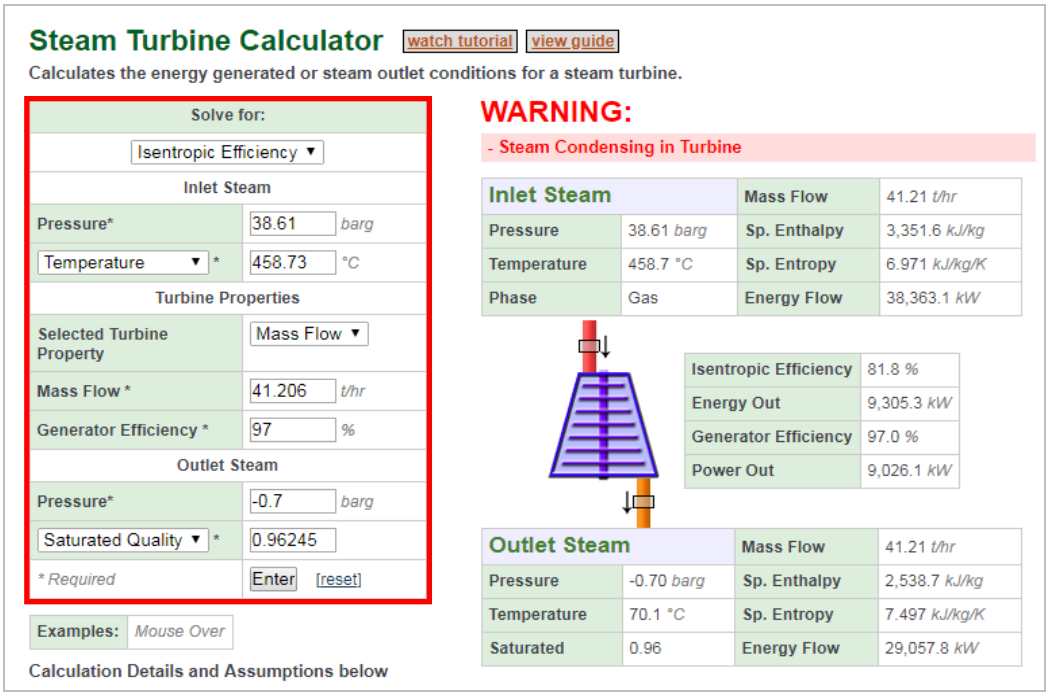
ตารางที่ 9.40 การประเมินศักยภาพการลดความดันไอน้ำขาออกจากกังหันไอน้ำ

ตัวแปร	หน่วย	ค่าคำนวณ	
		ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
ปริมาณไอน้ำที่ใช้ผลิตไฟฟ้า	ton_s/h	41.551	37.824
Steam total	**ton_s/h**	**41.551**	**37.824**
ปริมาณไอน้ำที่ประหยัดได้	**ton_s/h**	**3.727**	

<u>ก่อนการปรับปรุง</u> มาตรการลดความดันไอน้ำขาออกจากกังหันไอน้ำ



รูปที่ 9.60 ไดอะแกรมการใช้ไอน้ำก่อนการปรับปรุงมาตรการลดความดันไอน้ำขาออกจากกังหันไอน้ำ



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:		
Isentropic Efficiency		
Inlet Steam		
Pressure*	38.61	barg
Temperature *	458.73	°C
Turbine Properties		
Selected Turbine Property	Mass Flow	
Mass Flow *	41.206	t/hr
Generator Efficiency *	97	%
Outlet Steam		
Pressure*	-0.7	barg
Saturated Quality *	0.96245	
* Required	Enter [reset]	

Examples: Mouse Over

Calculation Details and Assumptions below

WARNING:

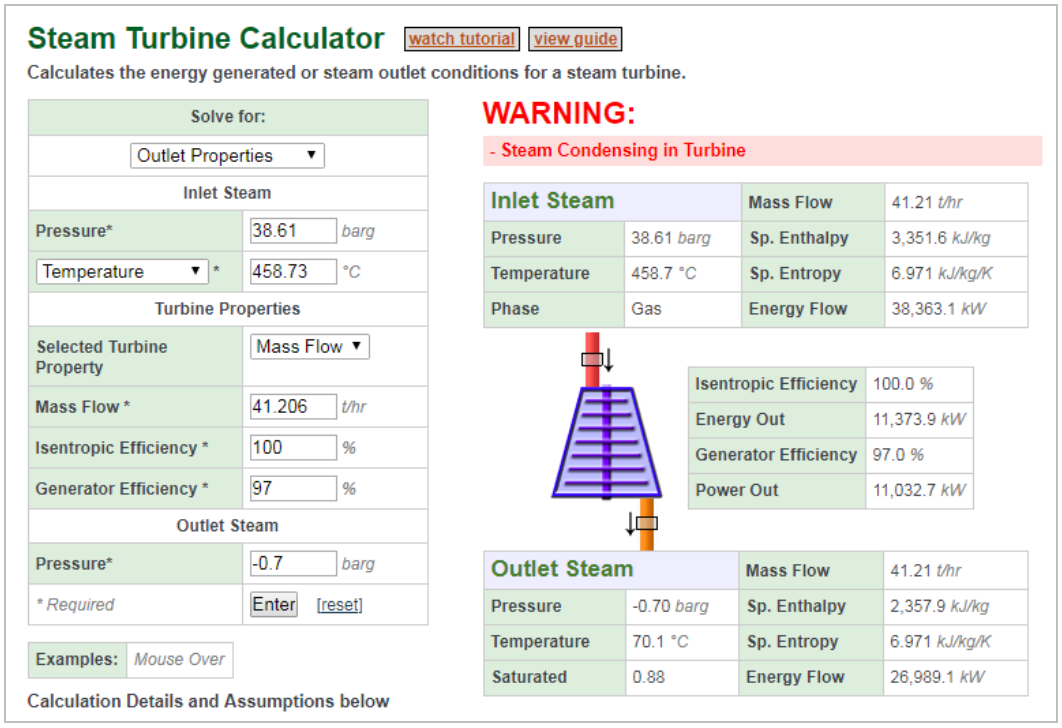
- Steam Condensing in Turbine

Inlet Steam		Mass Flow	41.21 t/hr
Pressure	38.61 barg	Sp. Enthalpy	3,351.6 kJ/kg
Temperature	458.7 °C	Sp. Entropy	6.971 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	38,363.1 kW

Isentropic Efficiency	81.8 %
Energy Out	9,305.3 kW
Generator Efficiency	97.0 %
Power Out	9,026.1 kW

Outlet Steam		Mass Flow	41.21 t/hr
Pressure	-0.70 barg	Sp. Enthalpy	2,538.7 kJ/kg
Temperature	70.1 °C	Sp. Entropy	7.497 kJ/kg/K
Saturated	0.96	Energy Flow	29,057.8 kW

Actual turbine work (HP to Condenser)



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:		
Outlet Properties		
Inlet Steam		
Pressure*	38.61	barg
Temperature *	458.73	°C
Turbine Properties		
Selected Turbine Property	Mass Flow	
Mass Flow *	41.206	t/hr
Isentropic Efficiency *	100	%
Generator Efficiency *	97	%
Outlet Steam		
Pressure*	-0.7	barg
* Required	Enter [reset]	

Examples: Mouse Over

Calculation Details and Assumptions below

WARNING:

- Steam Condensing in Turbine

Inlet Steam		Mass Flow	41.21 t/hr
Pressure	38.61 barg	Sp. Enthalpy	3,351.6 kJ/kg
Temperature	458.7 °C	Sp. Entropy	6.971 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	38,363.1 kW

Isentropic Efficiency	100.0 %
Energy Out	11,373.9 kW
Generator Efficiency	97.0 %
Power Out	11,032.7 kW

Outlet Steam		Mass Flow	41.21 t/hr
Pressure	-0.70 barg	Sp. Enthalpy	2,357.9 kJ/kg
Temperature	70.1 °C	Sp. Entropy	6.971 kJ/kg/K
Saturated	0.88	Energy Flow	26,989.1 kW

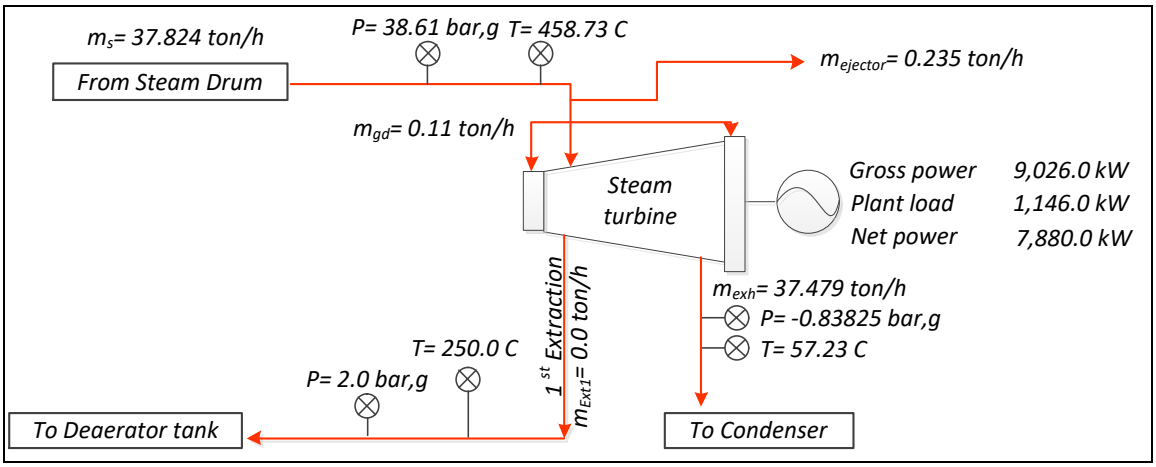
Ideal turbine work (HP to Condenser)

รูปที่ 9.61 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (ณ วันที่เข้าตรวจวัด)

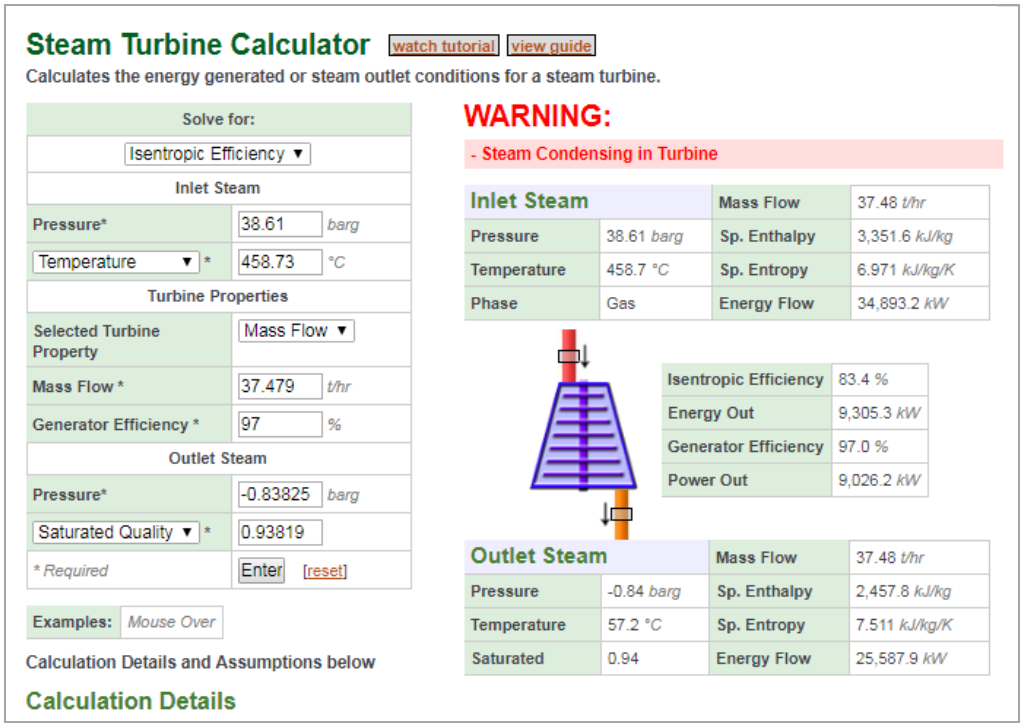
ตารางที่ 9.41 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค (ณ วันที่เข้าตรวจวัด)

ตัวแปร	หน่วย	ข้อมูล
HP Steam		
Steam consumption	ton/h	41.551
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,351.6
Extraction 1: LP		
Energy out	kW	0.0
Isentropic Efficiency	%	0.0
Generator Efficiency	%	0.0
Power out (Actual)	kW	0.0
Energy out (Ideal)	kW	0.0
Exhaust steam: Cond.		
Energy out	kW	9,305.3
Isentropic Efficiency	%	81.8
Generator Efficiency	%	97.0
Power out (Actual)	kW	9,026.0
Energy out (Ideal)	kW	11,032.7
Isentropic Efficiency	**%**	**81.8**
Gross power	**kW**	**9,026.0**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.604**

<u>หลังการปรับปรุง</u> มาตรการลดความดันไอน้ำขาออกจากกังหันไอน้ำ



รูปที่ 9.62 ไดอะแกรมการใช้ไอน้ำหลังการปรับปรุงมาตรการลดความดันไอน้ำขาออกจากกังหันไอน้ำ



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:		
Isentropic Efficiency		
Inlet Steam		
Pressure*	38.61	barg
Temperature *	458.73	°C
Turbine Properties		
Selected Turbine Property	Mass Flow	
Mass Flow *	37.479	t/hr
Generator Efficiency *	97	%
Outlet Steam		
Pressure*	-0.83825	barg
Saturated Quality *	0.93819	
* Required	Enter [reset]	

Examples: Mouse Over

Calculation Details and Assumptions below

WARNING:

- Steam Condensing in Turbine

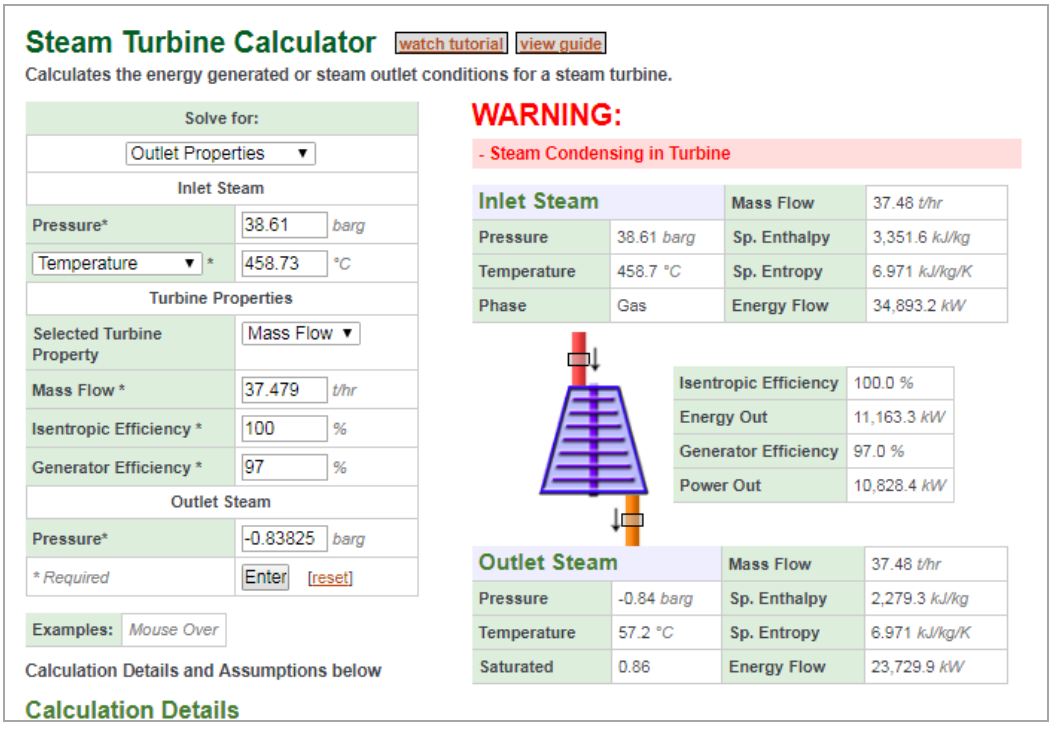
Inlet Steam			
Pressure	38.61 barg	Mass Flow	37.48 t/hr
Temperature	458.7 °C	Sp. Enthalpy	3,351.6 kJ/kg
Phase	Gas	Sp. Entropy	6.971 kJ/kg/K
		Energy Flow	34,893.2 kW

Isentropic Efficiency	83.4 %
Energy Out	9,305.3 kW
Generator Efficiency	97.0 %
Power Out	9,026.2 kW

Outlet Steam			
Pressure	-0.84 barg	Mass Flow	37.48 t/hr
Temperature	57.2 °C	Sp. Enthalpy	2,457.8 kJ/kg
Saturated	0.94	Sp. Entropy	7.511 kJ/kg/K
		Energy Flow	25,587.9 kW

Calculation Details

Actual turbine work (HP to Condenser)



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:		
Outlet Properties		
Inlet Steam		
Pressure*	38.61	barg
Temperature *	458.73	°C
Turbine Properties		
Selected Turbine Property	Mass Flow	
Mass Flow *	37.479	t/hr
Isentropic Efficiency *	100	%
Generator Efficiency *	97	%
Outlet Steam		
Pressure*	-0.83825	barg
* Required	Enter [reset]	

Examples: Mouse Over

Calculation Details and Assumptions below

WARNING:

- Steam Condensing in Turbine

Inlet Steam			
Pressure	38.61 barg	Mass Flow	37.48 t/hr
Temperature	458.7 °C	Sp. Enthalpy	3,351.6 kJ/kg
Phase	Gas	Sp. Entropy	6.971 kJ/kg/K
		Energy Flow	34,893.2 kW

Isentropic Efficiency	100.0 %
Energy Out	11,163.3 kW
Generator Efficiency	97.0 %
Power Out	10,828.4 kW

Outlet Steam			
Pressure	-0.84 barg	Mass Flow	37.48 t/hr
Temperature	57.2 °C	Sp. Enthalpy	2,279.3 kJ/kg
Saturated	0.86	Sp. Entropy	6.971 kJ/kg/K
		Energy Flow	23,729.9 kW

Calculation Details

Ideal turbine work (HP to Condenser)

รูปที่ 9.63 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (หลังการปรับปรุงมาตรการลดความดันไอน้ำขาออกจากกังหันไอน้ำ)

ตารางที่ 9.42 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค (หลังการปรับปรุง)

ตัวแปร	หน่วย	ข้อมูล
HP Steam		
Steam consumption	ton/h	37.824
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,351.6
Extraction 1: LP		
Energy out	kW	0.0
Isentropic Efficiency	%	0.0
Generator Efficiency	%	0.0
Power out (Actual)	kW	0.0
Energy out (Ideal)	kW	0.0
Exhaust steam: Cond.		
Energy out	kW	9,305.3
Isentropic Efficiency	%	83.4
Generator Efficiency	%	97.0
Power out (Actual)	kW	9,026.2
Energy out (Ideal)	kW	10,828.4
Isentropic Efficiency	**%**	**81.8**
Gross power	**kW**	**9,026.2**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.191**

ตารางที่ 9.43 ผลการประเมินเปรียบเทียบประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคก่อนปรับปรุงและหลังปรับปรุง

ตัวแปร	หน่วย	ก่อนการปรับปรุง	หลังการปรับปรุง
Exhaust steam: Cond.			
Energy out	kW	9,305.3	9,305.3
Isentropic Efficiency	%	81.80	83.40
Generator Efficiency	%	97.0	97.0
Power out (Actual)	kW	9,026.0	9,026.2
Energy out (Ideal)	kW	11,032.7	10,828.4
Isentropic Efficiency	**%**	**81.80**	**83.40**
Gross power	**kW**	**9,026.0**	**9,026.2**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.602**	**4.191**

ตารางที่ 9.44 ศักยภาพการประเมินศักยภาพการลดความดันไอน้ำขาออกจากกังหันไอน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	9,307.14
		THB/yr	11,066,184
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	75,156.42
		toe/yr	1,795.08
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	15,263.70

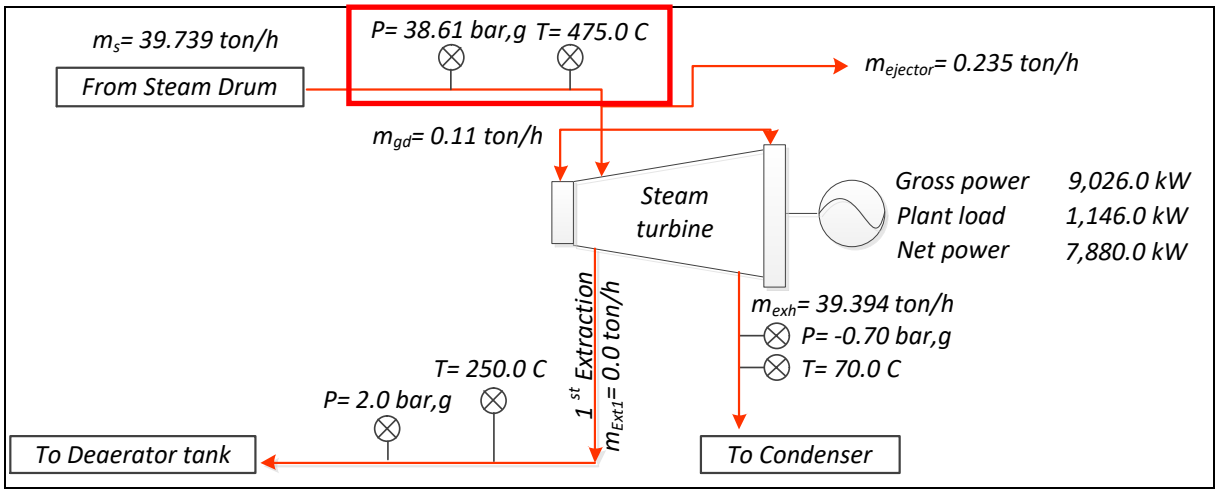
** CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

มาตรการที่ 16: มาตรการเพิ่มอุณหภูมิไอน้ำด้วยการลดปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Desuperheater)

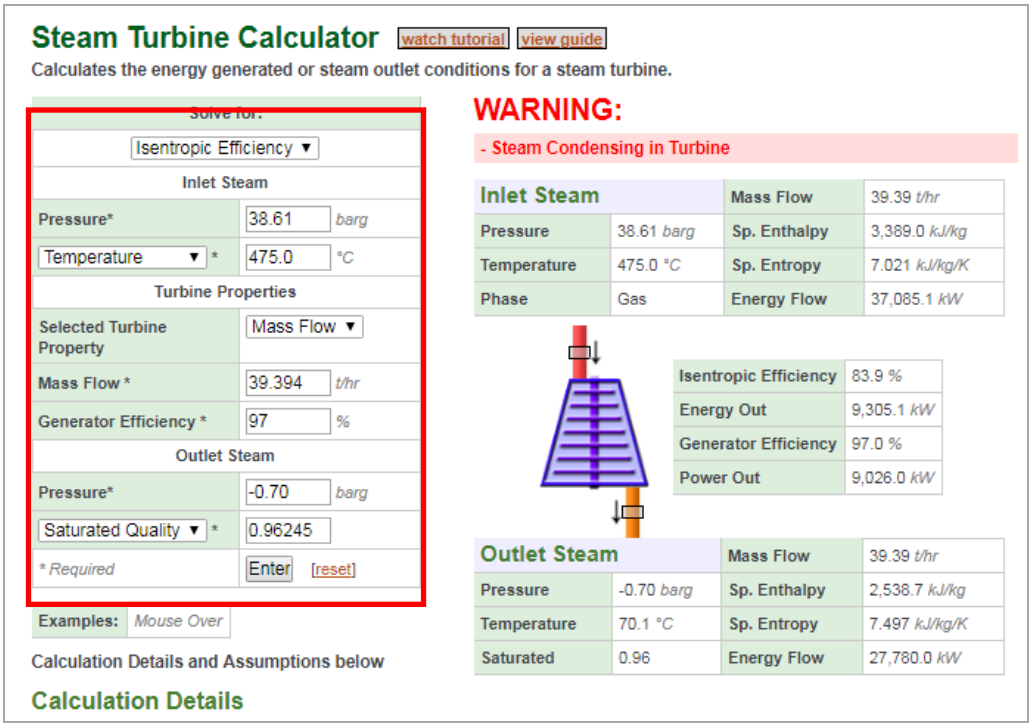
จากการเก็บข้อมูลความดันและอุณหภูมิไอน้ำขาเข้ากังหันไอน้ำพบว่า มีค่าความดันไอน้ำ 38.61 barg และอุณหภูมิไอน้ำ 458.73 °C ตามลำดับ เมื่อเทียบกับข้อมูลการออกแบบ ค่าความดันไอน้ำขาเข้ากังหันไอน้ำเท่ากับ 42 barg และอุณหภูมิไอน้ำ 450 °C ตามลำดับ ดังนั้น สภาวะไอน้ำขาเข้ากังหันไอน้ำที่เดินเครื่องอยู่ในปัจจุบันใกล้เคียงกับค่าออกแบบแล้ว แต่จากการศึกษาจากวัสดุของผู้ออกแบบพบว่าวัสดุของเทอร์ไบน์สามารถทนอุณหภูมิได้ 500 °C จึงสามารถปรับเพิ่มอุณหภูมิของไอน้ำได้เพิ่มในส่วนนี้ทางโรงงานสนใจทดลองปรับอุณหภูมิไอน้ำขาเข้าขึ้นเป็น 475.0 °C ซึ่งสามารถลดปริมาณไอน้ำที่ผลิตของหม้อน้ำลงได้ประมาณ 1.812 ton/h โดยที่ได้กำลังไฟฟ้าเท่าเดิม ดังแสดงในตารางที่ 9.45 เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSMT ดังแสดงในรูปที่ 9.64-9.65 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคมาตรการเพิ่มอุณหภูมิไอน้ำด้วยการลดปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ ดังแสดงในตารางที่ 9.46 และพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ดังแสดงในตารางที่ 9.47

ตารางที่ 9.45 การประเมินศักยภาพมาตรการเพิ่มอุณหภูมิไอน้ำด้วยการลดปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์

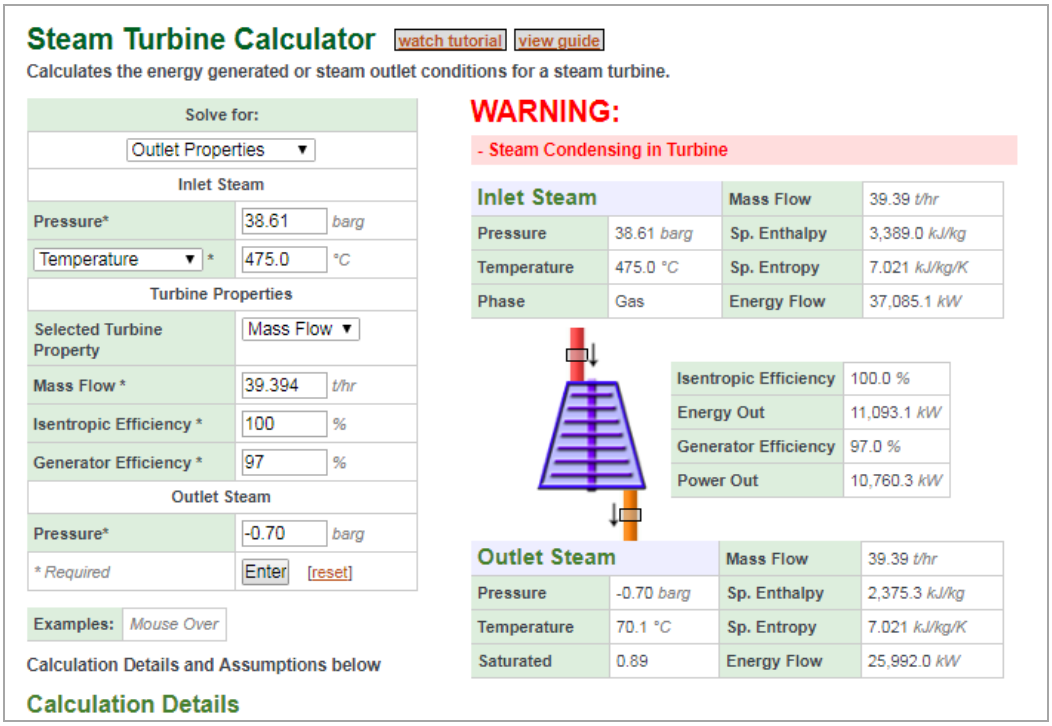
ตัวแปร	หน่วย	ค่าคำนวณ	
		ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
ปริมาณไอน้ำที่ใช้ผลิตไฟฟ้า	ton_s/h	41.551	39.739
Steam total	**ton_s/h**	**41.551**	**39.739**
ปริมาณไอน้ำที่ประหยัดได้	**ton_s/h**	**1.812**	



รูปที่ 9.64 ไดอะแกรมการใช้ไอน้ำมาตรการเพิ่มอุณหภูมิไอน้ำด้วยการลดปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์



Actual turbine work (HP to Condenser)



Ideal turbine work (HP to Condenser)

รูปที่ 9.65 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (มาตรการเพิ่มอุณหภูมิไอน้ำด้วยการลดปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์)

ตารางที่ 9.46 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคมาตรการเพิ่มอุณหภูมิไอน้ำด้วยการลดปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์

ตัวแปร	หน่วย	ก่อนการปรับปรุง	หลังการปรับปรุง
HP Steam			
Steam consumption	ton/h	41.551	39.739
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,351.6	3,351.6
Extraction 1: LP			
Energy out	kW	0.0	0.0
Isentropic Efficiency	%	0.0	0.0
Generator Efficiency	%	0.0	0.0
Power out (Actual)	kW	0.0	0.0
Energy out (Ideal)	kW	0.0	0.0
Exhaust steam: Cond.			
Energy out	kW	9,305.3	9,305.1
Isentropic Efficiency	%	81.8	83.90
Generator Efficiency	%	97.0	97.0
Power out (Actual)	kW	9,026.0	9,026.0
Energy out (Ideal)	kW	11,032.7	10,760.3
Isentropic Efficiency	**%**	**81.8**	**83.90**
Gross power	**kW**	**9,026.0**	**9,026.0**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.604**	**4.403**

ตารางที่ 9.47 ศักยภาพการประเมินศักยภาพมาตรการเพิ่มอุณหภูมิไอน้ำด้วยการลดปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	4,524.96
		THB/yr	5,380,178
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	36,539.69
		toe/yr	872.74
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	7,420.94

** CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

มาตรการที่ 17: มาตรการลดอุณหภูมิไอน้ำด้วยการเพิ่มปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (Desuperheater)

จากการเก็บข้อมูลความดันและอุณหภูมิไอน้ำขาเข้ากังหันไอน้ำเมื่อเทียบกับข้อมูลการออกแบบ พบว่า ปัจจุบันโรงไฟฟ้าเดินเครื่องไม่เป็นไปตามค่าออกแบบ อุณหภูมิซุปเปอร์ฮีตเตอร์สูงเกินค่าที่ผู้ผลิตกำหนดมากถึง 82 °C เพราะ Desuperheater ไม่สามารถควบคุมการทำงานแบบอัตโนมัติได้ ดังนั้นจึงควรปรับลดอุณหภูมิไอน้ำขาเข้ากังหันไอน้ำ ด้วยการเพิ่มการสเปรย์อย่างเหมาะสมและควบคุมการ Desuperheat แบบอัตโนมัติ ทั้งนี้ในการลดอุณหภูมิไอน้ำด้วยการเพิ่มปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ จะทำให้สามารถผลิตไอน้ำเพิ่มขึ้นได้อีกประมาณ 237 kg/h ดังแสดงในตารางที่ 9.48 และจะกระทบต่อความดันไอน้ำขาออกจากกังหันไอน้ำที่จะสามารถทำสภาวะสุญญากาศได้ตามที่ผู้ผลิตกำหนด

จากการประเมินศักยภาพในดำเนินมาตรการลดอุณหภูมิไอน้ำด้วยการเพิ่มปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ สามารถประเมินปริมาณเชื้อเพลิงและพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ดังแสดงในตารางที่ 9.49

ตารางที่ 9.48 ผลกระทบของการลดอุณหภูมิไอน้ำด้วยการเพิ่มปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์

รายการตรวจวัด	สัญลักษณ์	หน่วย	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
ความดันสัมบูรณ์ใช้งานบริเวณที่มีรอยรั่ว	P_{steam}	barg	30.5	30.5
อุณหภูมิไอน้ำ	T_s	°C	450	435
เอนทาลปีของไอน้ำที่ความดันใช้งาน	$h_{g,steam}$	kJ/kg	3,342.00	3,308.68
ผลต่างเอนทาลปี	$\Delta h_{g,steam}$	kJ/kg	33.32	
อัตราการผลิตไอน้ำ	m_{steam}	kg/hr	20,200	20,437
อัตราการผลิตไอน้ำที่เพิ่มขึ้น	Δm_{steam}	kg/hr	**237**	
อุณหภูมิน้ำป้อน	T_{fw}	°C	112	112
เอนทาลปีของน้ำป้อน	h_{fw}	kJ/kg	468.2	468.2
ประสิทธิภาพหม้อน้ำ	eff	%	51.25	51.25
ค่าความร้อนทางสูงของเชื้อเพลิง	HHV	kJ/kg_{fuel}	9,588	9,588
ต้นทุนเชื้อเพลิง	fc	THB/kg	0.5	0.5
ต้นทุนน้ำป้อน	wc	THB/m^3	30	30.0
ชั่วโมงการทำงานเฉลี่ยต่อวัน	hd	hrs/day	16.0	16.0
วันทำงานต่อปี	dy	days/year	200	200
เทียบเท่าเชื้อเพลิงสูญเสีย	$Fuel_{loss}$	kg_{fuel}/hr	159.54	
คิดเป็นผลประหยัดจากเชื้อเพลิง	Dmf	THB/yr	254,620	

ตารางที่ 9.48 ผลกระทบของการลดอุณหภูมิไอน้ำด้วยการเพิ่มปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์ (ต่อ)

รายการตรวจวัด	สัญลักษณ์	หน่วย	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
เทียบเท่าการเติมน้ำป้อนทดแทน	$Water_{loss}$	m^3/hr	0.249	
คิดเป็นผลประหยัดจากต้นทุนน้ำป้อน	Dmw	THB/yr	23,885	
คิดเป็นผลประหยัด	**MS**	**THB/year**	**278,505**	

ตารางที่ 9.49 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการลดอุณหภูมิไอน้ำด้วยการเพิ่มปริมาณการสเปรย์น้ำที่ดีซุปเปอร์ฮีตเตอร์

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	509
		THB/yr	278,505
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	4,389
		toe/yr	105
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 *	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	835
เงินลงทุน	IV	THB	400,000
ระยะเวลาคืนทุน	PB	yr	1.44

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

มาตรการที่ 18: มาตรการเพิ่มปริมาณไอน้ำเข้ากังหันไอน้ำ

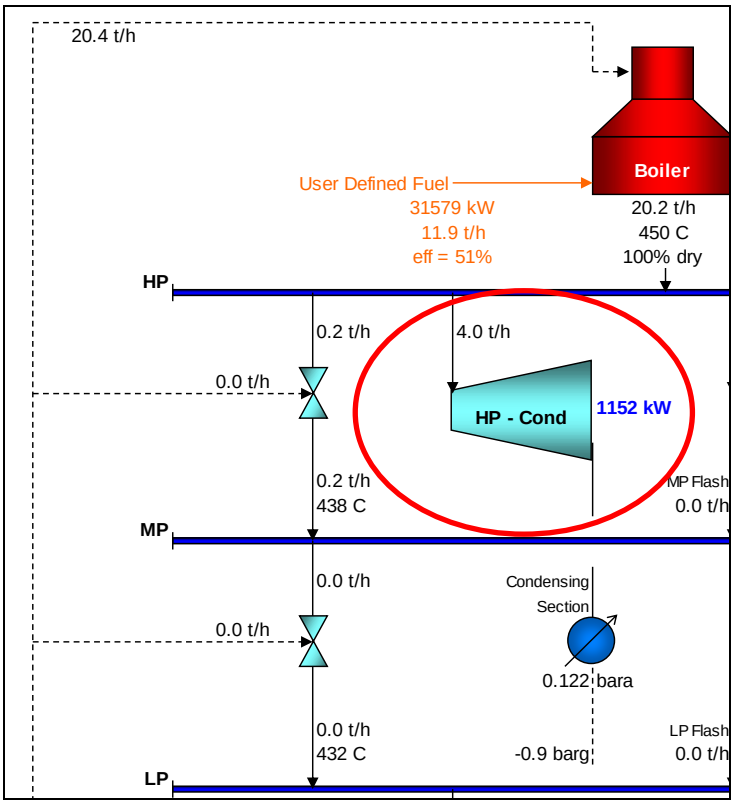
จากการตรวจวัดพบว่าโรงไฟฟ้ามีการผลิตไฟฟ้าที่ไม่เต็มกำลังการผลิตติดตั้ง อันเป็นผลมาจาก

1. หม้อน้ำมีสภาพไม่พร้อมใช้งาน ไม่สามารถควบคุมการเผาไหม้ได้ เนื่องจากตะกรับรูลมตัน คานตะกรับเสียรูปทำให้ตะกรับเคลื่อนตัวไม่ได้ ไม่สามารถควบคุมลมที่ใช้ในการเผาไหม้ระหว่าง FDPA และ FDSA
2. หอผึ่งเย็นไม่สามารถระบายความร้อนออกได้ เกิดจากการตั้งมุมใบพัดไม่เหมาะสม การกระจายน้ำไม่ดี แผงแลกเปลี่ยนความร้อนอุดตัน
3. ชุดคอนเดนเซอร์มีความสกปรก

จากประวัติการเดินเครื่องปีพ.ศ. 2560 และปีพ.ศ. 2561 ดังแสดงในตารางที่ 9.51 ทั้งนี้หากทำการปรับปรุงหม้อน้ำ และหม้อผึ่งเย็นให้กลับมาสามารถทำงานได้อย่างสมบูรณ์ คาดการณ์ว่าจะสามารถเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้าให้เท่ากับปีพ.ศ. 2560 ได้ดังเดิม เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSAT ดังแสดงในรูปที่ 9.66-9.67 สามารถประเมินศักยภาพการประหยัดได้ดังตารางที่ 9.52 และสามารถประเมินปริมาณเชื้อเพลิงและพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ได้ดังแสดงในตารางที่ 9.53

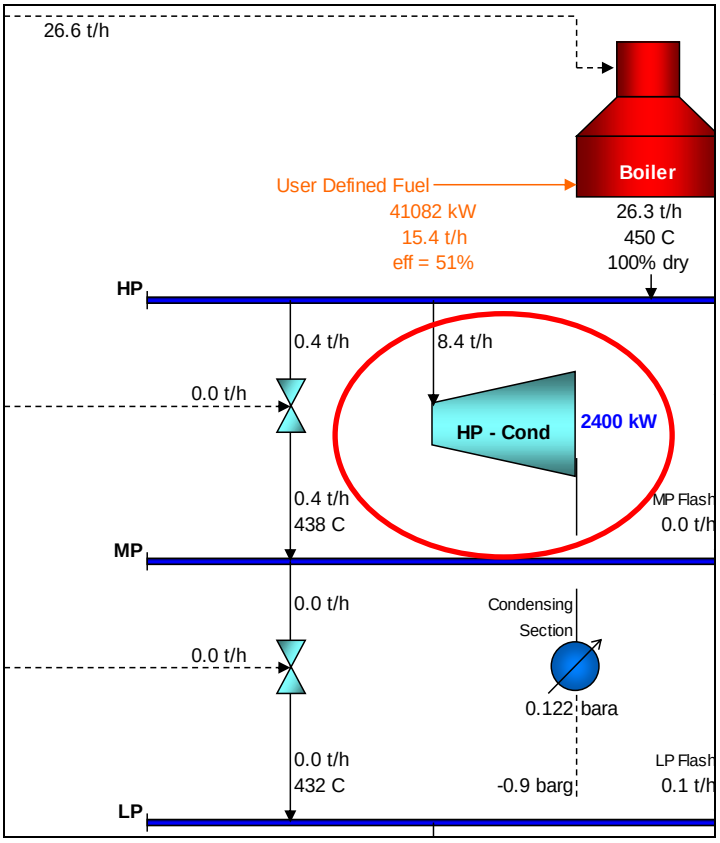
ตารางที่ 9.50 ค่าเฉลี่ยประวัติการเดินเครื่องโรงไฟฟ้า

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่าเฉลี่ย พ.ศ. 2560	ค่าเฉลี่ย ม.ค. – มิ.ย. พ.ศ. 2561
Pressure SH	P_{SH}	barg	32	30
Temperature SH	T_{SH}	°C	424	439
Pressure Extraction	$P_{Extract}$	barg	2.23	2.98
Pressure Exhaust	$P_{Exhaust}$	barg	-0.875	-0.86
Gross generator power	**P_{GGp}**	**kW**	**4,205**	**2,907**
ST speed	ST_{speed}	rmp	6,000	6,000



ก่อนปรับปรุง

รูปที่ 9.66 แบบจำลองจากมาตรการเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า



ศักยภาพด้านพลังงาน

รูปที่ 9.67 แบบจำลองจากมาตรการเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า (ต่อ)

Economic Summary based on 3192 hrs/yr		$ '000s/yr
Power Balance		
Generation	2957 kW	
Demand	2957 kW	
Import	0 kW	
Unit Cost	$0.0000/kWh	0
Fuel Balance		
Boiler	33533.5 kW	
Unit Cost	$52.1485189820609/GJ	20,095
Make-Up Water		
Flow	15 m3/h	
Unit Cost	$30.00/m3	1,450
Total Operating Cost		**21,545**

ก่อนปรับปรุง

Economic Summary based on 3192 hrs/yr		$ '000s/yr
Power Balance		
Generation	4257 kW	
Demand	4257 kW	
Import	0 kW	
Unit Cost	$0.0000/kWh	0
Fuel Balance		
Boiler	41082.3 kW	
Unit Cost	$52.1485189820609/GJ	24,619
Make-Up Water		
Flow	15 m3/h	
Unit Cost	$30.00/m3	1,454
Total Operating Cost		**26,073**

ศักยภาพด้านพลังงาน

รูปที่ 9.68 แบบจำลองจากมาตรการเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้าด้วยโปรแกรม SSAT

ตารางที่ 9.51 การประเมินศักยภาพการประหยัดจากมาตรการเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
อัตราการใช้เชื้อเพลิงเดิม	$m_{f,before}$	Ton/hr	12.6
อัตราการใช้เชื้อเพลิงเมื่อเพิ่มการผลิตไฟฟ้า	$m_{f,after}$	Ton/hr	15.4
อัตราการใช้ไอน้ำเดิม	$m_{steam,before}$	Ton/hr	21.5
อัตราการใช้ไอน้ำเมื่อเพิ่มการผลิตไฟฟ้า	$m_{steam,after}$	Ton/hr	26.6
Gross gen. เดิม	Gross $gen._{before}$	kW	2,957.0
Gross gen. เมื่อเพิ่มการผลิตไฟฟ้า	Gross $gen._{after}$	kW	4,205.0

ตารางที่ 9.52 การประเมินศักยภาพการประหยัดจากมาตรการเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า (ต่อ)

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
Gross gen. ผลิตไฟฟ้าได้เพิ่มขึ้น	ΔGross gen.	kW	1,248.0
ชั่วโมงการทำงานเฉลี่ยต่อวัน	hd	hrs/day	16.0
วันทำงานต่อปี	dy	days/year	200
ปริมาณไฟฟ้าที่สามารถจำหนายได้มากขึ้น	**Ex. Gen.**	**kWh**	**3,983,616**
ราคาไฟฟ้าต่อหน่วย	Dme	THB/kWh	3.5
รายได้ที่เพิ่มขึ้น	**MS**	**THB/year**	**13,942,656**

ตารางที่ 9.53 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้า

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	-8,938
		THB/yr	13,942,656
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	-77,039
		toe/yr	-1,840
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 *	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	-14,658
เงินลงทุน	IV	THB	4,100,000
ระยะเวลาคืนทุน	PB	yr	0.29

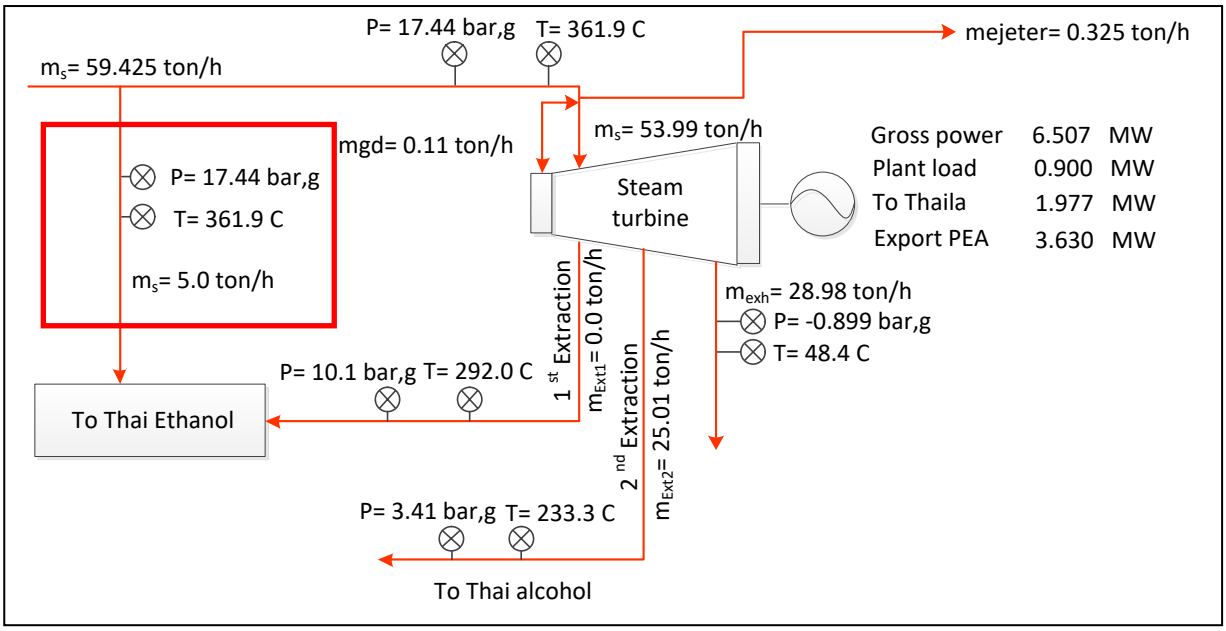
* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

มาตรการที่ 19: มาตรการนำไอน้ำขาออกจาก extraction turbine ไปใช้ในกระบวนการผลิต

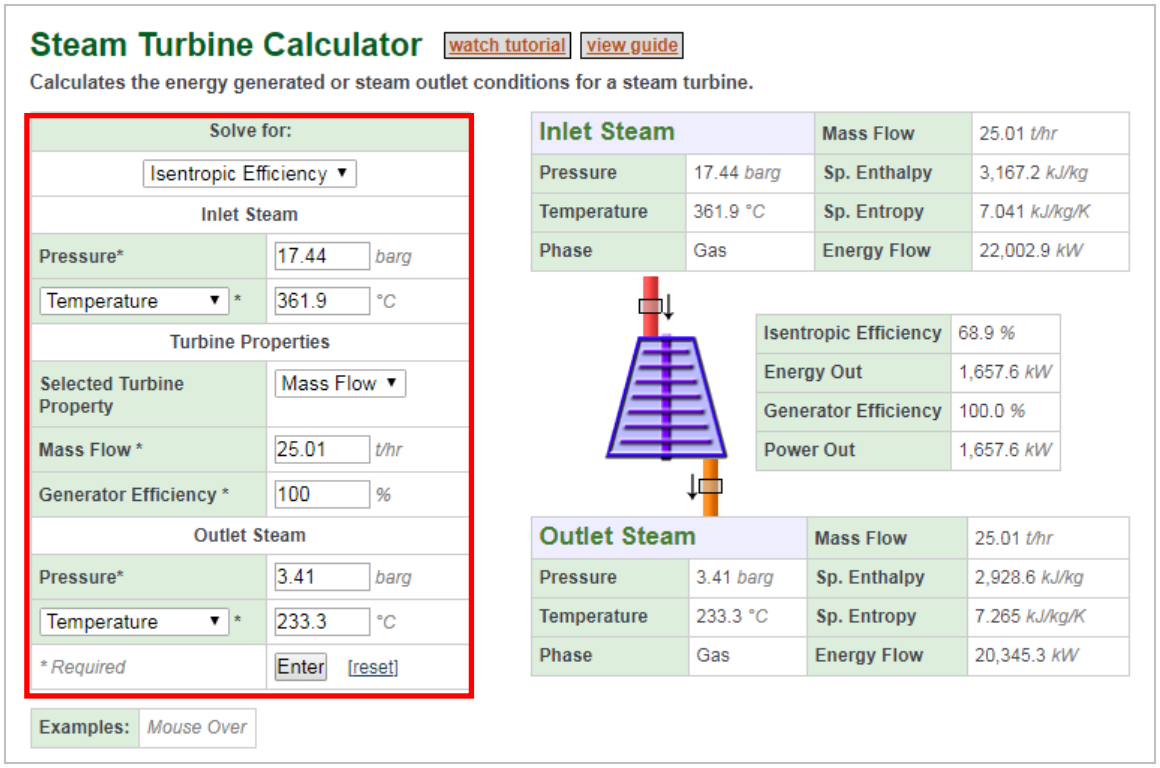
จากการสำรวจพบว่ามีท่อไอน้ำออกจากกังหันไอน้ำปิดการใช้งาน ซึ่งเป็นท่อไอน้ำจากกังหันที่ส่งไอน้ำให้เอทานอลใช้งานที่ 8 barg ปัจจุบันไอน้ำที่ส่งให้เอทานอลจ่ายผ่านระบบ PRV valve ซึ่งเกิดการสูญเสียพลังงานโดยเปล่าประโยชน์ ที่ปรึกษาได้แนะนำให้นำไอน้ำดังกล่าวมาผ่านกังหันไอน้ำ เพื่อใช้ในการผลิตไฟฟ้าและได้ไอน้ำตามความดันที่ต้องการไปใช้งาน ถ้าความดันขาออกต่ำกว่าค่ากำหนด ให้ทำการติดตั้งชุด Steam thermo compressure ช่วยเพิ่มความดันไอน้ำให้ได้ตามต้องการ จากการประเมินศักยภาพในการดำเนินมาตรการนำไอน้ำส่งให้เอทานอลที่ 8 barg มาผ่านกังหันไอน้ำ โดยถ้าทำการเปิดใช้งานไอน้ำส่งให้เอทานอลที่ 8 barg ส่งผลให้สามารถลดปริมาณไอน้ำได้ประมาณ 1.08 ton/h โดยที่ได้กำลังไฟฟ้าเท่าเดิม ดังแสดงในตารางที่ 9.54 เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSAT ก่อนปรับปรุงดังแสดงในรูปที่ 9.68-9.70 หลังการปรับปรุง ดังแสดงในรูปที่ 9.71-9.74 และพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ได้ดังแสดงในตารางที่ 9.57

ตารางที่ 9.54 การประเมินศักยภาพการใช้ไอน้ำและเชื้อเพลิงจากมาตรการนำไอน้ำส่งให้เอทานอลที่ 8 barg มาผ่านกังหันไอน้ำ

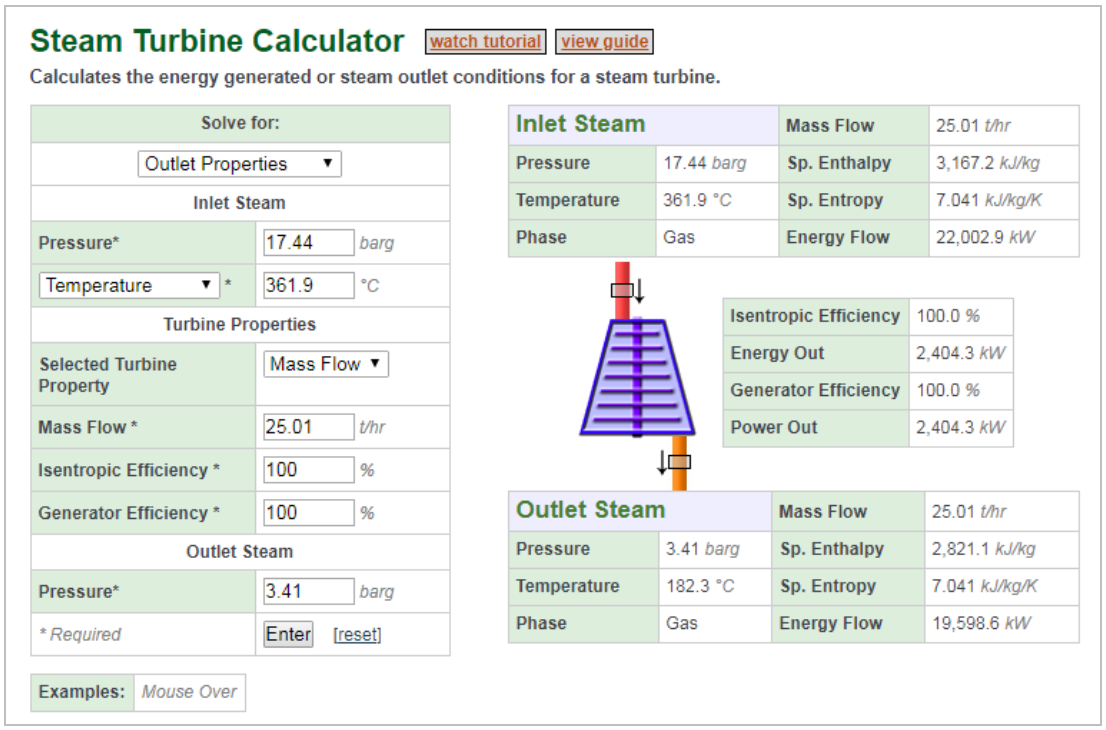
ตัวแปร	หน่วย	ค่าคำนวณ	
		ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
ปริมาณไอน้ำที่จ่ายออก 8 bar.g	ton_s/h	5.00	5.00
ปริมาณไอน้ำที่จ่ายออก 3.5 bar.g	ton_s/h	25.01	25.01
ปริมาณไอน้ำที่เข้าคอนเดนเซอร์	ton_s/h	28.98	27.90
ปริมาณไอน้ำที่ Ejeter	ton_s/h	0.325	0.325
ปริมาณไอน้ำที่ Grand sill	ton_s/h	0.11	0.11
Steam total	**ton_s/h**	**59.425**	**58.345**
ปริมาณไอน้ำที่ประหยัดได้	**ton_s/h**	**1.08**	



รูปที่ 9.69 ไดอะแกรมการใช้ไอน้ำ ณ วันที่เข้าตรวจวัดกังหันไอน้ำ (ก่อนปรับปรุง)

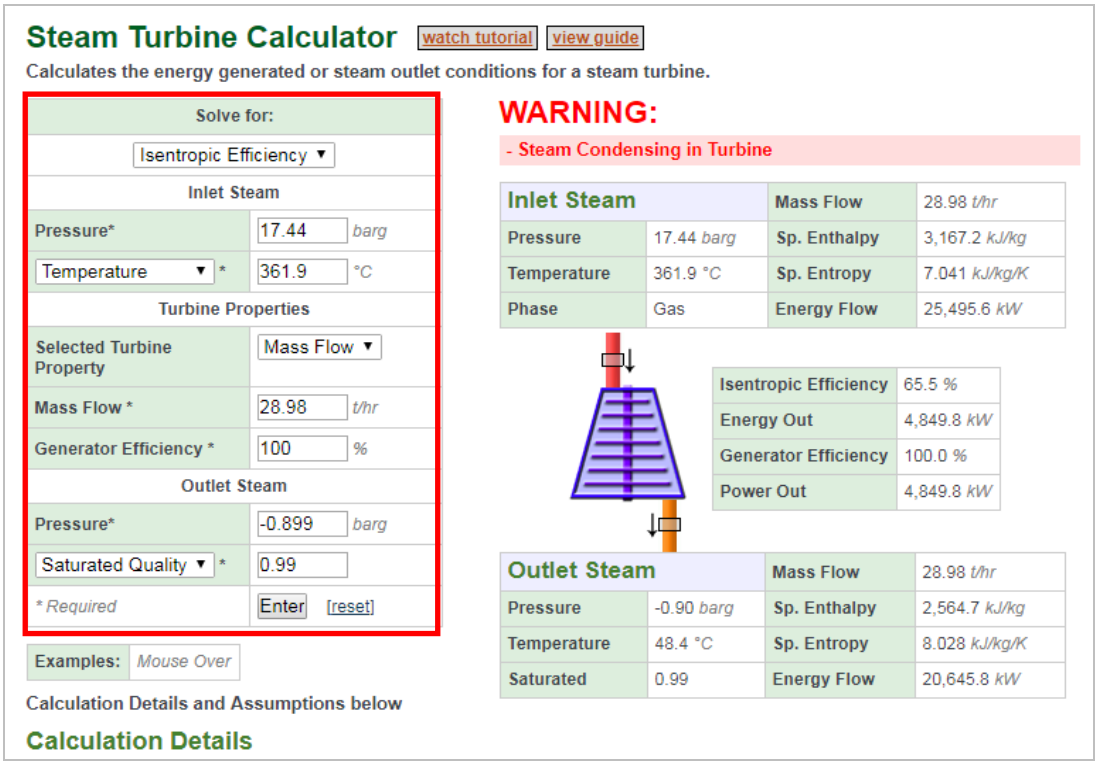


Actual turbine work (HP to LP)

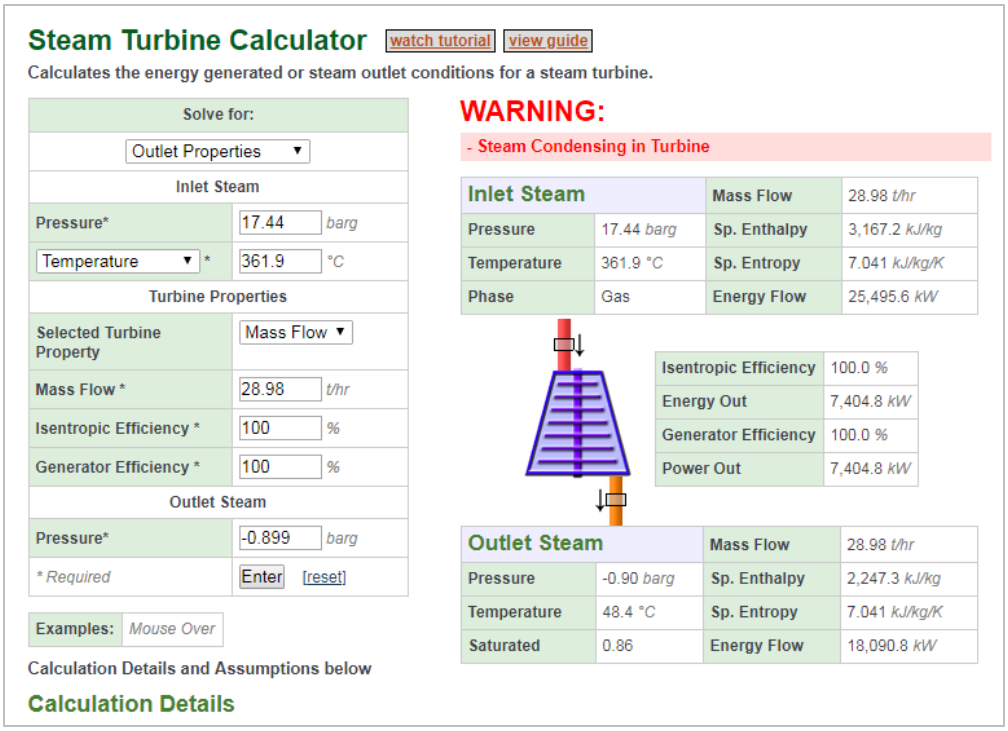


Ideal turbine work (HP to LP)

รูปที่ 9.70 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอน้ำขาออกขั้นที่ 2 (ณ วันที่เข้าตรวจวัดกังหันไอน้ำ)



Actual turbine work (HP to Condenser)

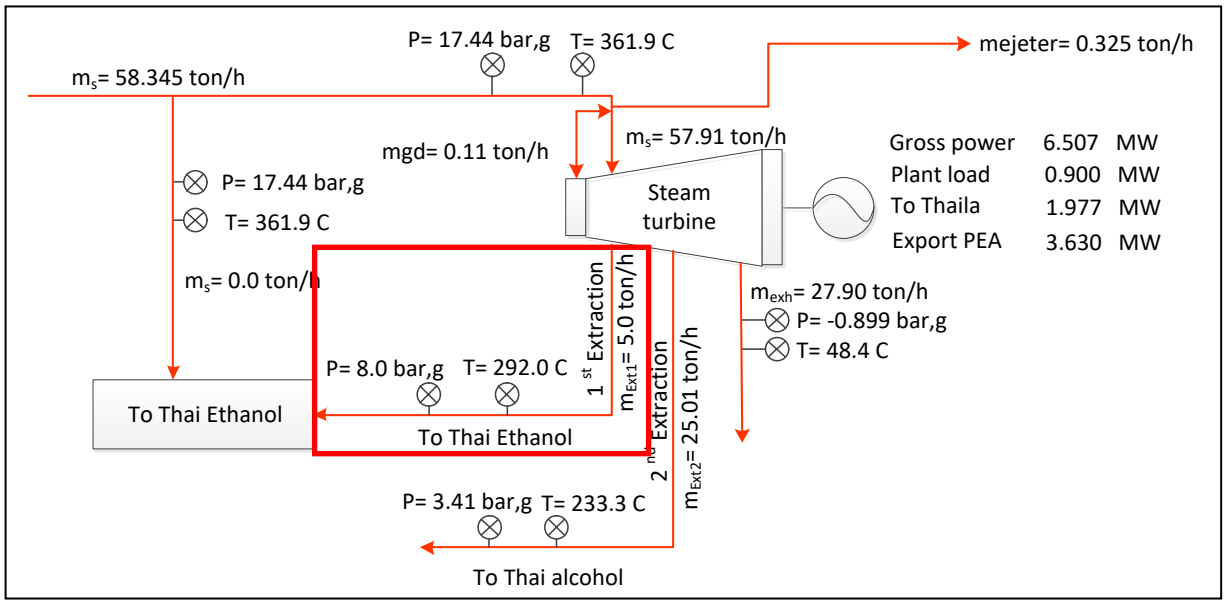


Ideal turbine work (HP to Condenser)

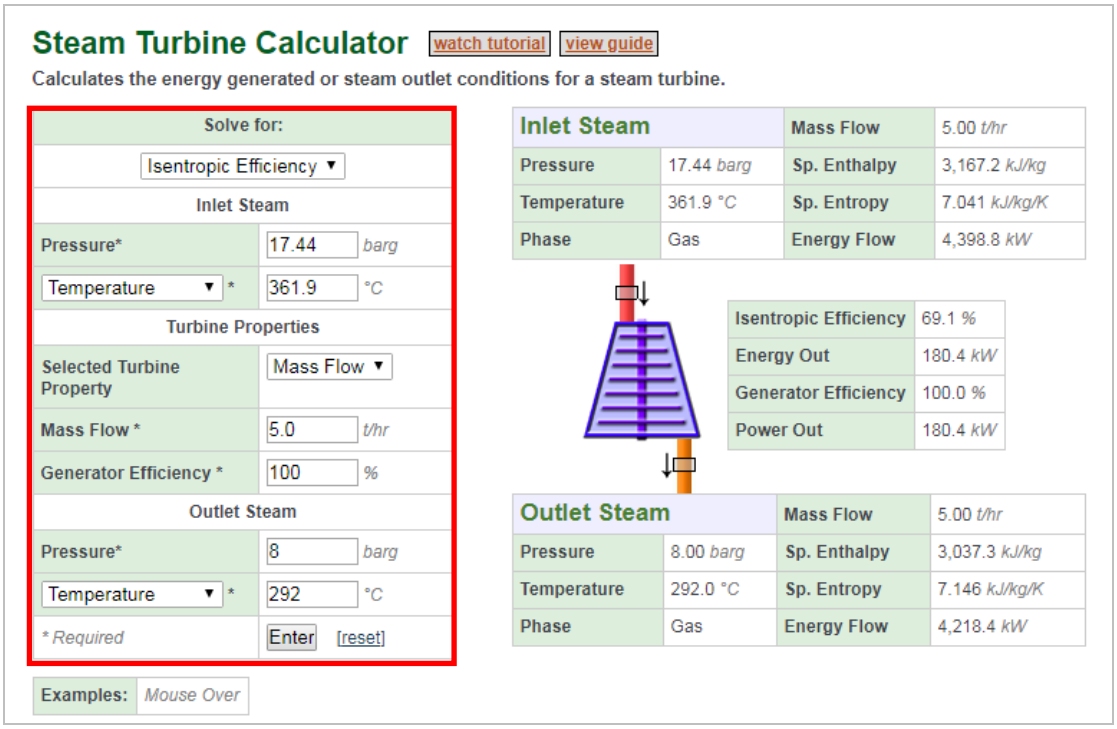
รูปที่ 9.71 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (ณ วันที่เข้าตรวจวัดกังหันไอน้ำ)

ตารางที่ 9.55 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค (ณ วันที่เข้าตรวจวัดกังหันไอน้ำ)

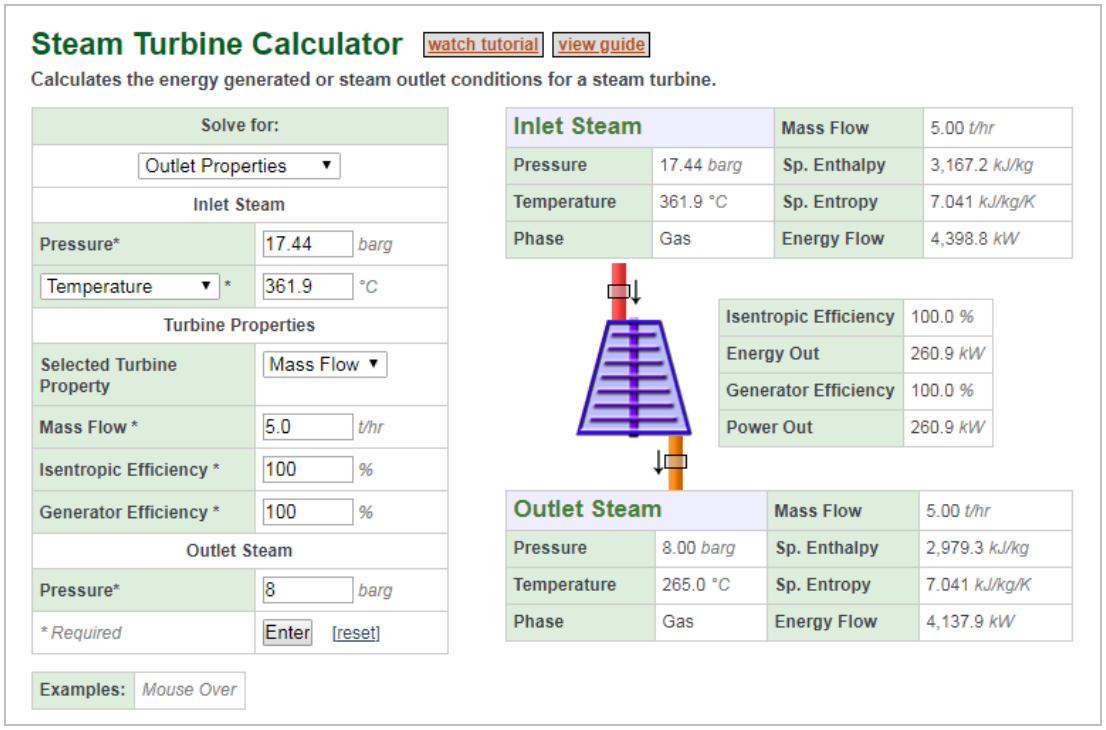
ตัวแปร	หน่วย	ข้อมูล
HP Steam		
Steam consumption	ton/h	54.425
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,167.2
Extraction 1: MP		
Energy out	kW	0.00
Isentropic Efficiency	%	0.00
Generator Efficiency	%	0.00
Power out (Actual)	kW	0.00
Energy out (Ideal)	kW	0.00
Extraction 2: LP		
Energy out	kW	1,657.6
Isentropic Efficiency	%	68.9
Generator Efficiency	%	100.0
Power out (Actual)	kW	1,657.6
Energy out (Ideal)	kW	2,404.3
Exhaust steam: Cond.		
Energy out	kW	4,849.8
Isentropic Efficiency	%	65.50
Generator Efficiency	%	100.0
Power out (Actual)	kW	4,849.8
Energy out (Ideal)	kW	7,404.8
Isentropic Efficiency	**%**	**66.34**
Gross power	**kW**	**6,507.0**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**8.364**



รูปที่ 9.72 ไดอะแกรมการใช้ไอน้ำหลังปรับปรุงมาตรการนำไอน้ำส่งให้เอทานอลที่ 8 barg มาผ่านกังหันไอน้ำ

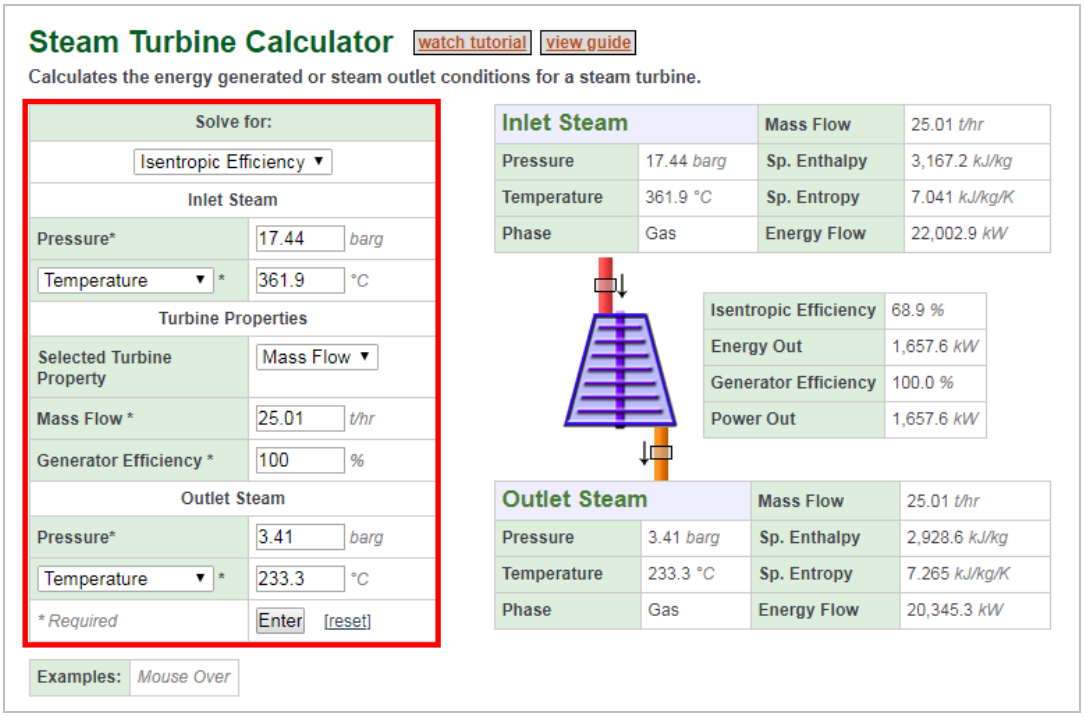


Actual turbine work (HP to MP)



Ideal turbine work (HP to MP)

รูปที่ 9.73 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอน้ำขาออกขั้นที่ 1 (หลังปรับปรุงมาตรการนำไอน้ำส่งให้เอทานอลที่ 8 barg มาผ่านกังหันไอน้ำ)



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:			
Isentropic Efficiency			
Inlet Steam			
Pressure*	17.44 barg		
Temperature *	361.9 °C		
Turbine Properties			
Selected Turbine Property	Mass Flow		
Mass Flow *	25.01 t/hr		
Generator Efficiency *	100 %		
Outlet Steam			
Pressure*	3.41 barg		
Temperature *	233.3 °C		
* Required	Enter [reset]		

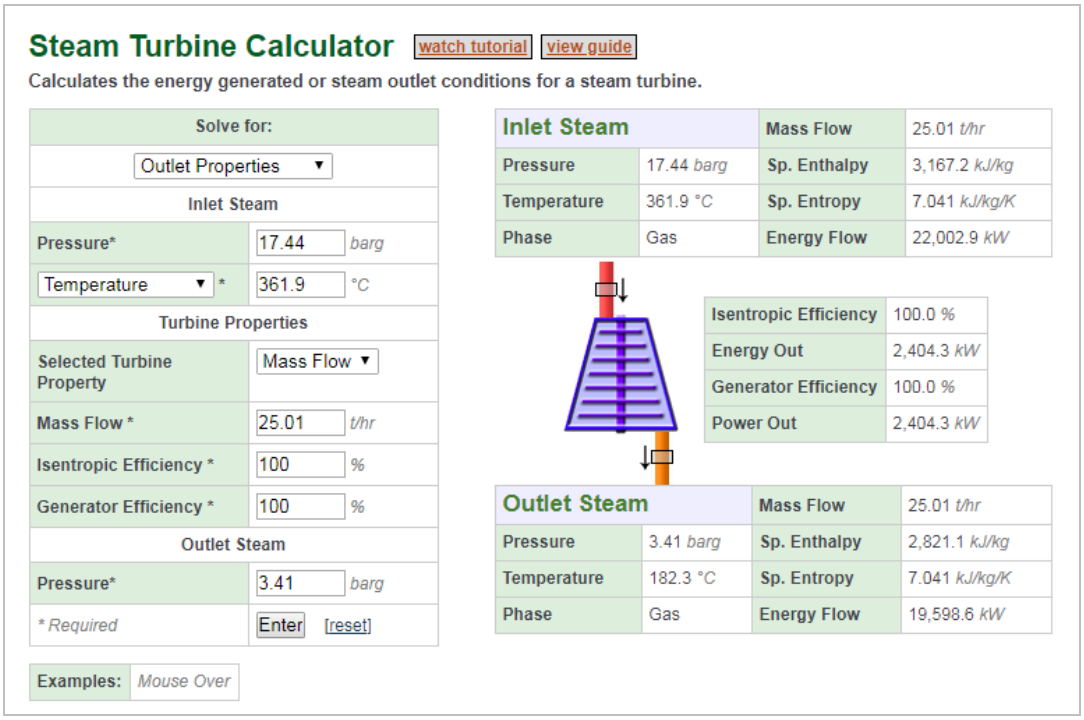
Inlet Steam		Mass Flow	25.01 t/hr
Pressure	17.44 barg	Sp. Enthalpy	3,167.2 kJ/kg
Temperature	361.9 °C	Sp. Entropy	7.041 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	22,002.9 kW

Isentropic Efficiency	68.9 %
Energy Out	1,657.6 kW
Generator Efficiency	100.0 %
Power Out	1,657.6 kW

Outlet Steam		Mass Flow	25.01 t/hr
Pressure	3.41 barg	Sp. Enthalpy	2,928.6 kJ/kg
Temperature	233.3 °C	Sp. Entropy	7.265 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	20,345.3 kW

Examples: Mouse Over

Actual turbine work (HP to LP)



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:			
Outlet Properties			
Inlet Steam			
Pressure*	17.44 barg		
Temperature *	361.9 °C		
Turbine Properties			
Selected Turbine Property	Mass Flow		
Mass Flow *	25.01 t/hr		
Isentropic Efficiency *	100 %		
Generator Efficiency *	100 %		
Outlet Steam			
Pressure*	3.41 barg		
* Required	Enter [reset]		

Inlet Steam		Mass Flow	25.01 t/hr
Pressure	17.44 barg	Sp. Enthalpy	3,167.2 kJ/kg
Temperature	361.9 °C	Sp. Entropy	7.041 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	22,002.9 kW

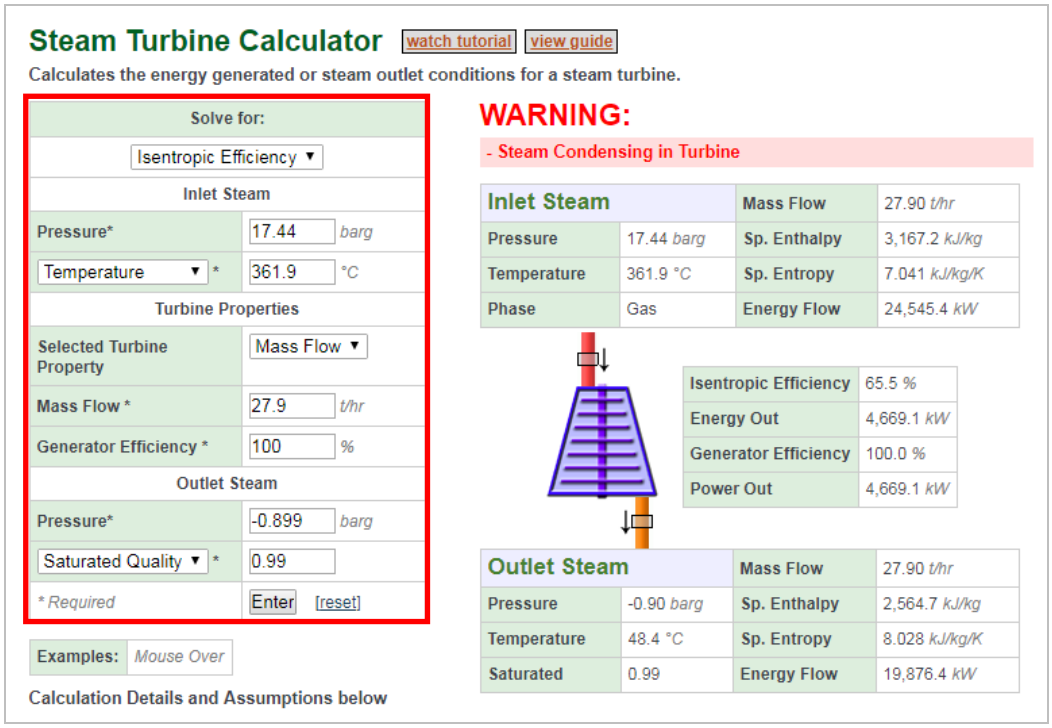
Isentropic Efficiency	100.0 %
Energy Out	2,404.3 kW
Generator Efficiency	100.0 %
Power Out	2,404.3 kW

Outlet Steam		Mass Flow	25.01 t/hr
Pressure	3.41 barg	Sp. Enthalpy	2,821.1 kJ/kg
Temperature	182.3 °C	Sp. Entropy	7.041 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	19,598.6 kW

Examples: Mouse Over

Ideal turbine work (HP to LP)

รูปที่ 9.74 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอน้ำขาออกขั้นที่ 2 (หลังปรับปรุงมาตรการนำไอน้ำส่งให้เอทานอลที่ 8 barg มาผ่านกังหันไอน้ำ)



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:		
Isentropic Efficiency ▼		
Inlet Steam		
Pressure*	17.44	barg
Temperature ▼ *	361.9	°C
Turbine Properties		
Selected Turbine Property	Mass Flow ▼	
Mass Flow *	27.9	t/hr
Generator Efficiency *	100	%
Outlet Steam		
Pressure*	-0.899	barg
Saturated Quality ▼ *	0.99	
* Required	Enter [reset]	

Examples: Mouse Over

Calculation Details and Assumptions below

WARNING:

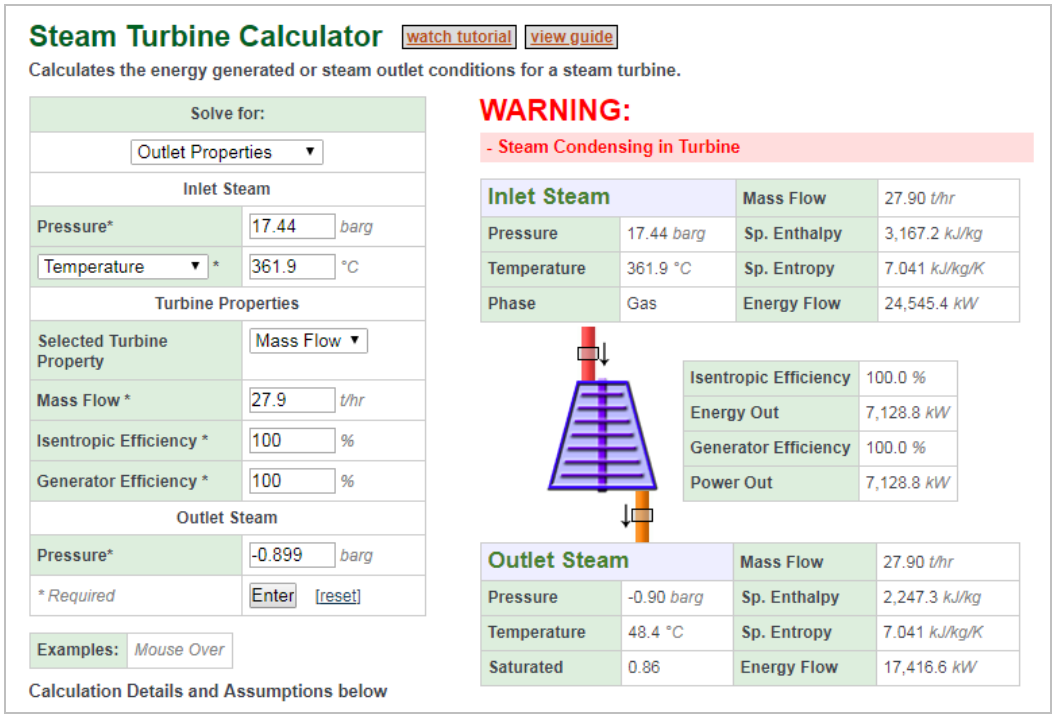
- Steam Condensing in Turbine

Inlet Steam		Mass Flow	27.90 t/hr
Pressure	17.44 barg	Sp. Enthalpy	3,167.2 kJ/kg
Temperature	361.9 °C	Sp. Entropy	7.041 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	24,545.4 kW

Isentropic Efficiency	65.5 %
Energy Out	4,669.1 kW
Generator Efficiency	100.0 %
Power Out	4,669.1 kW

Outlet Steam		Mass Flow	27.90 t/hr
Pressure	-0.90 barg	Sp. Enthalpy	2,564.7 kJ/kg
Temperature	48.4 °C	Sp. Entropy	8.028 kJ/kg/K
Saturated	0.99	Energy Flow	19,876.4 kW

Actual turbine work (HP to Condenser)



Steam Turbine Calculator watch tutorial view guide

Calculates the energy generated or steam outlet conditions for a steam turbine.

Solve for:		
Outlet Properties ▼		
Inlet Steam		
Pressure*	17.44	barg
Temperature ▼ *	361.9	°C
Turbine Properties		
Selected Turbine Property	Mass Flow ▼	
Mass Flow *	27.9	t/hr
Isentropic Efficiency *	100	%
Generator Efficiency *	100	%
Outlet Steam		
Pressure*	-0.899	barg
* Required	Enter [reset]	

Examples: Mouse Over

Calculation Details and Assumptions below

WARNING:

- Steam Condensing in Turbine

Inlet Steam		Mass Flow	27.90 t/hr
Pressure	17.44 barg	Sp. Enthalpy	3,167.2 kJ/kg
Temperature	361.9 °C	Sp. Entropy	7.041 kJ/kg/K
Phase	Gas	Energy Flow	24,545.4 kW

Isentropic Efficiency	100.0 %
Energy Out	7,128.8 kW
Generator Efficiency	100.0 %
Power Out	7,128.8 kW

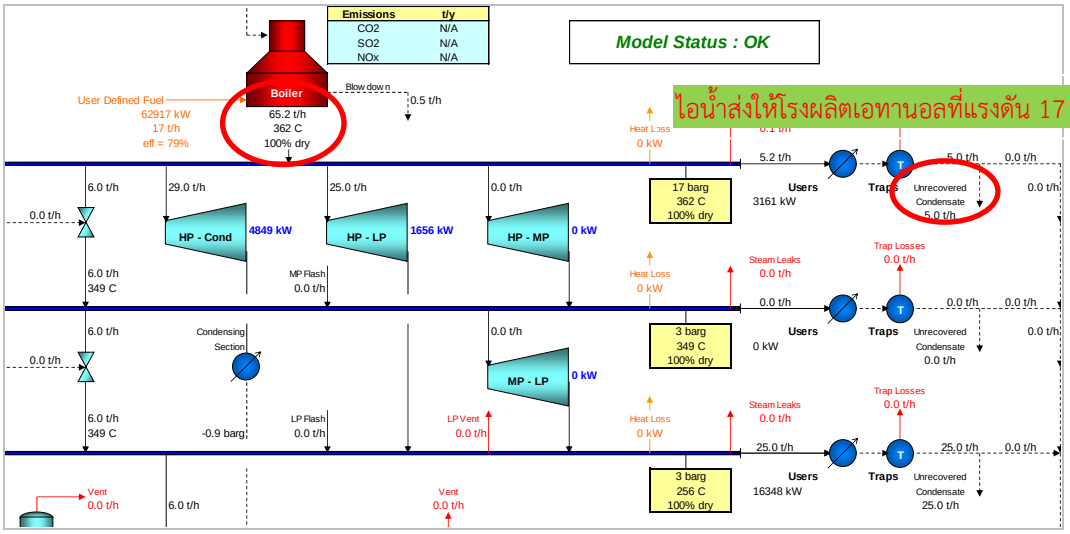
Outlet Steam		Mass Flow	27.90 t/hr
Pressure	-0.90 barg	Sp. Enthalpy	2,247.3 kJ/kg
Temperature	48.4 °C	Sp. Entropy	7.041 kJ/kg/K
Saturated	0.86	Energy Flow	17,416.6 kW

Ideal turbine work (HP to Condenser)

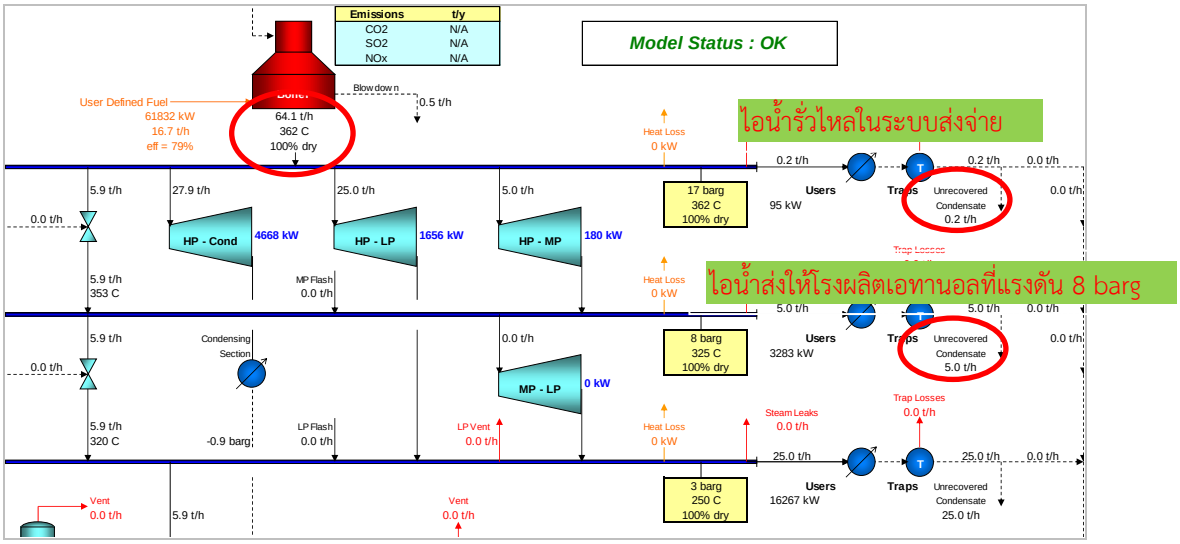
รูปที่ 9.75 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (หลังปรับปรุงมาตรการนำไอน้ำส่งให้เอทานอลที่ 8 barg มาผ่านกังหันไอน้ำ)

ตารางที่ 9.56 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค (หลังปรับปรุงมาตรการนำไอน้ำส่งให้เอทานอลที่ 8 barg มาผ่านกังหันไอน้ำ)

ตัวแปร	หน่วย	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
HP Steam			
Steam consumption	ton/h	54.425	58.345
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,167.2	3,167.2
Extraction 1: MP			
Energy out	kW	0.00	180.4
Isentropic Efficiency	%	0.00	69.10
Generator Efficiency	%	0.00	100.0
Power out (Actual)	kW	0.00	180.4
Energy out (Ideal)	kW	0.00	260.9
Extraction 2: LP			
Energy out	kW	1,657.6	1,657.6
Isentropic Efficiency	%	68.9	68.9
Generator Efficiency	%	100.0	100.0
Power out (Actual)	kW	1,657.6	1,657.6
Energy out (Ideal)	kW	2,404.3	2,404.3
Exhaust steam: Cond.			
Energy out	kW	4,849.8	4,669.1
Isentropic Efficiency	%	65.50	65.50
Generator Efficiency	%	100.0	100.0
Power out (Actual)	kW	4,849.8	4,669.1
Energy out (Ideal)	kW	7,404.8	7,128.8
Isentropic Efficiency	**%**	**66.34**	**68.26**
Gross power	**kW**	**6,507.0**	**6,507.0**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**8.364**	**8.966**



ก่อนการปรับปรุง



ศักยภาพด้านพลังงาน

รูปที่ 9.76 แบบจำลองจากการนำไอน้ำส่งให้เอทานอลที่ 8 bar.g มาผ่านกังหันไอน้ำด้วยโปรแกรม SSAT

ตารางที่ 9.57 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการนำไอน้ำส่งให้เอทานอลที่ 8 barg มาผ่านกังหันไอน้ำ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	2,240.45
		THB/yr	3,808,761
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	25.55
		toe/yr	610.27
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	3,674.33

** CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

9.4.4 ส่วนการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่

มาตรการที่ 20: มาตรการบำรุงรักษาและคงสภาพความสะอาดของท่อในชุดเครื่องควบแน่น และมาตรการบำรุงรักษาและคงสภาพความสะอาดชุดแลกเปลี่ยนความร้อนของปั๊มสุญญากาศของเครื่องควบแน่น

จากการประเมินสมรรถนะเครื่องควบแน่นด้วยวิธีหาค่า Cleanliness factor พบว่า มีค่าเท่ากับ 0.57 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้า-ออก เท่ากับ 31.8 °C และ 39.9 °C ตามลำดับ อัตราการไหลน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 2,670 m^3/hr เมื่อเทียบกับค่าออกแบบที่มีค่า Cleanliness factor เท่ากับ 0.81 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้า-ออก เท่ากับ 32 °C และ 42 °C ตามลำดับ อัตราการไหลน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 2,500 m^3/hr จะเห็นได้ว่าค่า Cleanliness factor ต่างกัน 0.24 และผลต่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นต่างกัน 1.9 °C ถึงแม้ว่าโรงไฟฟ้าจะเดินเครื่องโดยเพิ่มอัตราการไหลน้ำหล่อเย็นให้สูงขึ้นกว่าค่าออกแบบ เพื่อเพิ่มการดึงความร้อนออกจากเครื่องควบแน่น แต่ผลต่างของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นก็ไม่ได้เพิ่มขึ้น ซึ่งน่าจะเกิดจากความสกปรกภายในท่อน้ำของเครื่องควบแน่นจึงควรมีการล้างทำความสะอาดท่อ ซึ่งจะทำให้สามารถลดกำลังไฟฟ้าของปั๊มน้ำหล่อเย็นลงได้ เนื่องจากอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นลดลง

จากการตรวจสอบชุดแลกเปลี่ยนความร้อนของปั๊มสุญญากาศของเครื่องควบแน่น ซึ่งพบว่า ผลต่างของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นของชุดแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าต่ำกว่าค่าออกแบบทำให้ความสามารถในการทำให้เกิดสุญญากาศของปั๊มต่ำลง อาจจะมาจากความสกปรกที่เกิดขึ้นในชุดแลกเปลี่ยนความร้อน แนวทางการแก้ปัญหาคือ การล้างทำความสะอาดชุดแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งอาจทำให้สภาวะความเป็นสุญญากาศเพิ่มอีก 0.01 bar,g (จาก -0.91 bar,g เป็น -0.92 bar,g) จะสามารถประหยัดไอน้ำและเชื้อเพลิงได้ ดังแสดงในตารางที่ 9.57 เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSAT ดังแสดงในรูปที่ 9.77 และพลังงานที่ประหยัดได้ ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 เงินลงทุน และระยะเวลาคืนทุน ได้ดังแสดงในตารางที่ 9.58

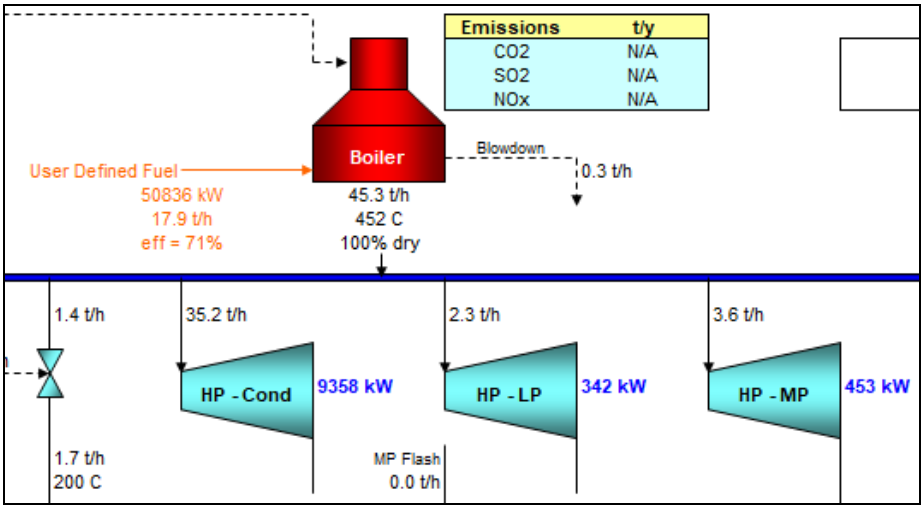


รูปที่ 9.77 ชุดปั๊มสุญญากาศของเครื่องควบแน่น

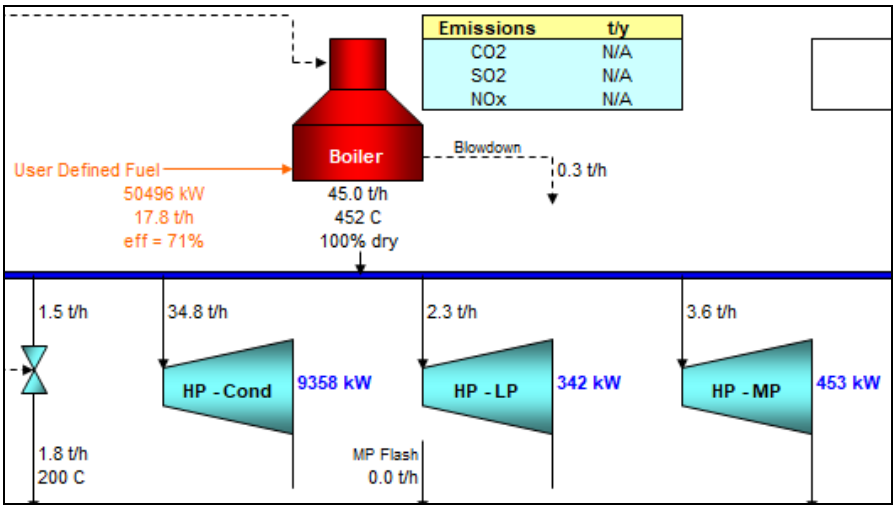
ตารางที่ 9.58 ปริมาณการใช้ไอน้ำและเชื้อเพลิงจากมาตรการบำรุงรักษาและคงสภาพความสะอาดชุดแลกเปลี่ยนความร้อนของปั๊มสุญญากาศของคอนเดนเซอร์

ตัวแปร	หน่วย	ค่าคำนวณ	
		ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
ปริมาณไอน้ำที่ใช้ผลิตไฟฟ้า	ton_s/h	41.1	40.7
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ผลิตไอน้ำ	ton_f/h	17.9	17.8

*กำหนดให้กำลังการผลิตไฟฟ้าเท่ากับ 10,153 kW, ประสิทธิภาพหม้อน้ำและประสิทธิภาพกังหันไอน้ำ คงที่



ก่อนปรับปรุง



ศักยภาพด้านพลังงาน

รูปที่ 9.78 แบบจำลองจากการบำรุงรักษาและคงสภาพความสะอาดชุดแลกเปลี่ยนความร้อนของปั๊มสุญญากาศของคอนเดนเซอร์

ตารางที่ 9.59 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการบำรุงรักษาและคงสภาพความสะอาดชุดแลกเปลี่ยนความร้อนของปั๊มสุญญากาศของคอนเดนเซอร์

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	1,008
		THB/yr	1,210,000
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	10,294
		toe/yr	246
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	755

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

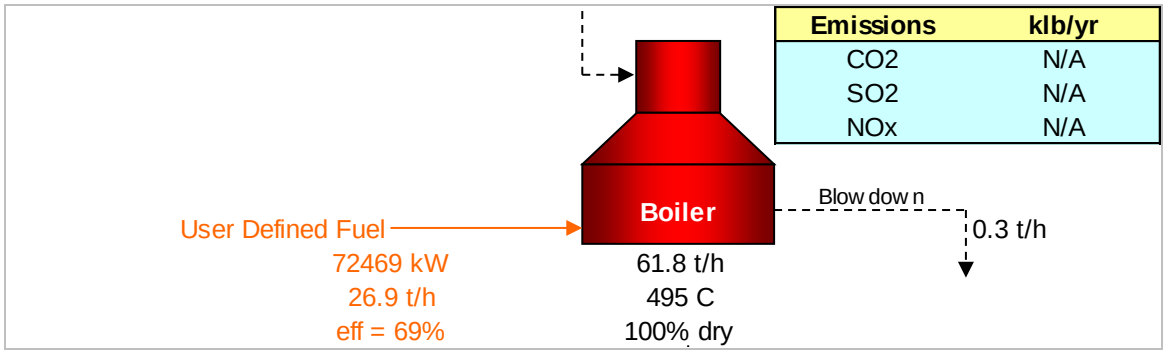
มาตรการที่ 21: มาตรการนำคอนเดนเสทกลับมาใช้ใหม่

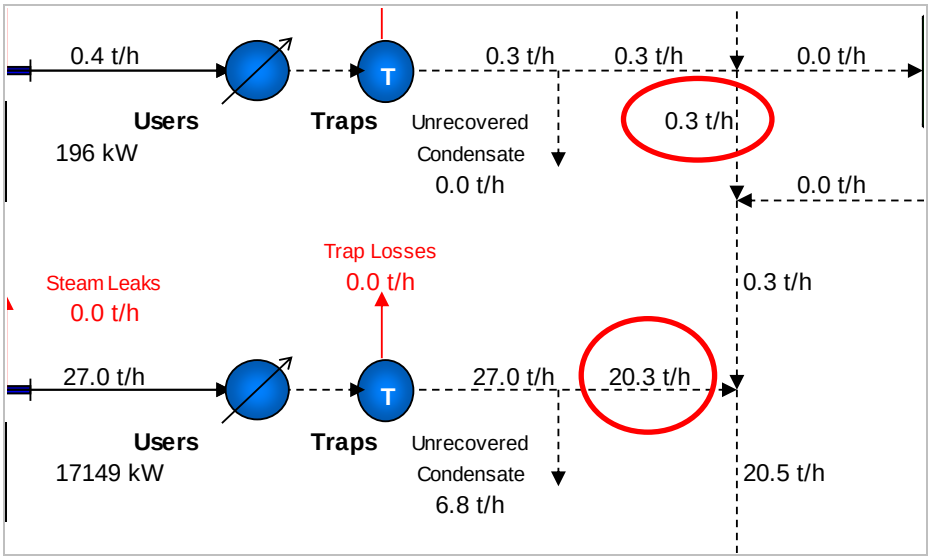
จากการสำรวจระบบไอน้ำของโรงไฟฟ้าซึ่งมีการติดตั้งระบบสเปรย์น้ำเพื่อลดความดันไอน้ำ (PRDS) สำหรับนำไปใช้ในกระบวนการผลิตเอทานอล ซึ่งปกตินำ้ที่สเปรย์เพื่อลดความดันควรต้องระเหยกลายเป็นไอทั้งหมด แต่ในกรณีนี้พบว่ามีน้ำคอนเดนเสทปริมาณมากอุณหภูมิประมาณ 85 °C ถูกปล่อยทิ้ง 3.44 m^3/h ดังแสดงในรูปที่ 9.78 ถือว่าเป็นพลังงานความร้อนที่สูญเสียในระบบไอน้ำ แนวทางในการประหยัดพลังงานทำได้โดยการยกชุด PRDS ให้สูงขึ้น เพื่อให้สามารถติดตั้งท่อน้ำคอนเดนเสทเข้าถังพักน้ำคอนเดนเสทแล้วจึงใช้ปั๊มคอนเดนเสทสูบน้ำกลับไปยังดีแอเรเตอร์



รูปที่ 9.79 น้ำคอนเดนเสทถูกปล่อยทิ้งจากชุด PRDS 60 ตัน

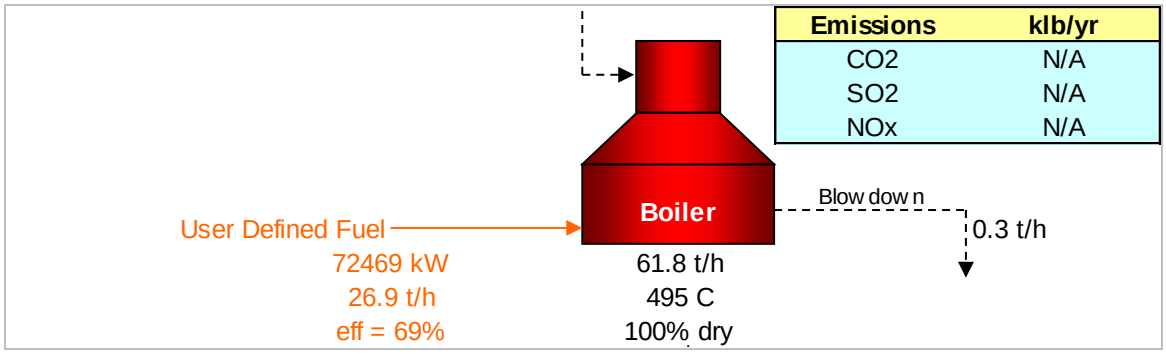
หากพิจารณาในการนำคอนเดนเสทกลับเพิ่มขึ้น 10.0% (จาก 20.50 ton/h เพิ่มขึ้นเป็น 23.94 ton/h) เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSAT ดังแสดงในรูปที่ 9.79 และสามารถประเมินศักยภาพการประหยัดเชื้อเพลิง ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ได้ ดังแสดงในตารางที่ 9.59

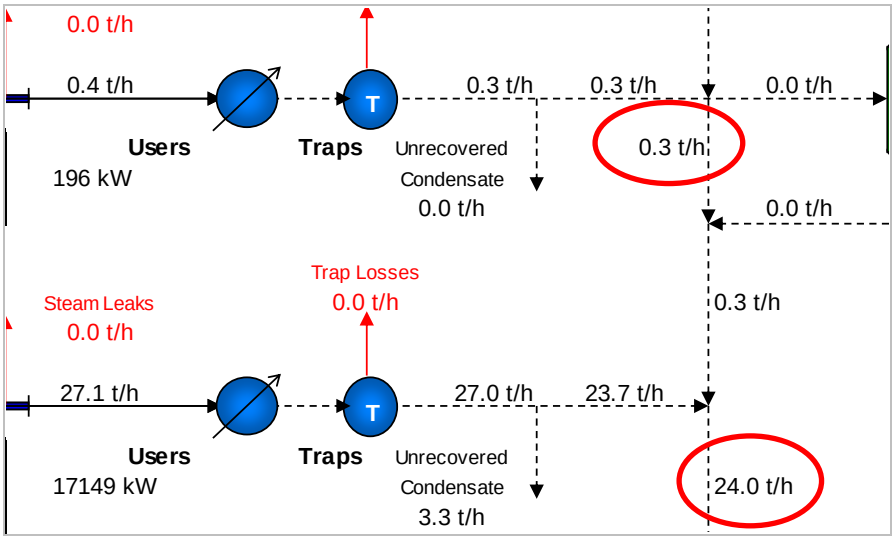




ก่อนปรับปรุง

รูปที่ 9.80 แบบจำลองจากการเพิ่มการนำคอนเดนเสทกลับมาใช้ใหม่ด้วยโปรแกรม SSAT

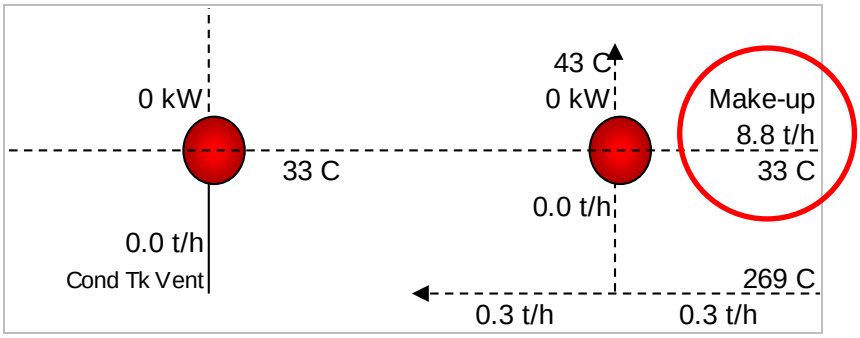




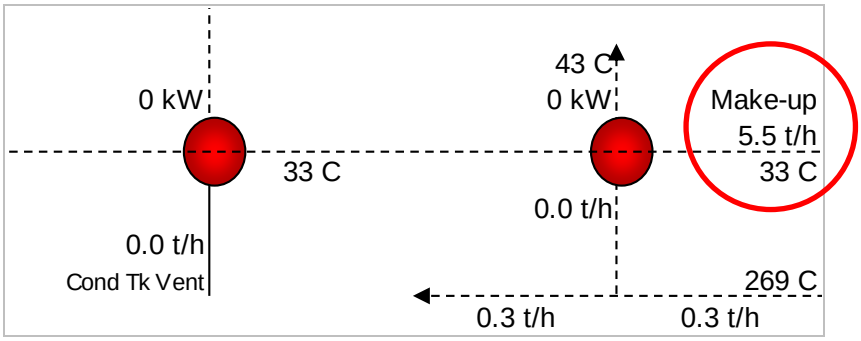
ศักยภาพด้านพลังงาน

รูปที่ 9.81 แบบจำลองจากการเพิ่มการนำคอนเดนเสทกลับมาใช้ใหม่ด้วยโปรแกรม SSAT (ต่อ)

มาตรการนำคอนเดนเสทกลับมาใช้ใหม่นอกจากประหยัดเชื้อเพลิงแล้ว ยังช่วยประหยัดปริมาณน้ำเติม (Make up water) ในระบบไอน้ำอีกด้วย เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSAT ดังแสดงในรูปที่ 9.80 สามารถประเมินศักยภาพการประหยัดน้ำได้ 483,000 บาท/ปี ดังแสดงในรูปที่ 9.81



ก่อนปรับปรุง



ศักยภาพด้านพลังงาน

รูปที่ 9.82 แบบจำลองการลดปริมาณน้ำเติมระบบไอน้ำด้วยโปรแกรม SSAT

Steam System Assessment Tool

3 Header Model

Results Summary

SSAT Default 3 Header Metric Model

Model Status : OK

Cost Summary ($ '000s/yr)	Current Operation	After Projects	Reduction	
Power Cost	0	0	0	N/A
Fuel Cost	81,343	81,192	151	0.2%
Make-Up Water Cost	894	562	333	37.2%
Total Cost (in $ '000s/yr)	**82,238**	**81,754**	**483**	**0.6%**

รูปที่ 9.83 ผลประหยัดจากมาตรการนำคอนเดนเสทกลับมาใช้ใหม่ด้วยโปรแกรม SSAT

ตารางที่ 9.60 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการนำคอนเดนเสทกลับมาใช้ใหม่

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	360.14
		THB/yr	483,000
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	3,110.25
		toe/yr	74.29
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 *	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	590.63

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

9.4.5 ส่วนอื่นๆที่เกี่ยวข้องกับโรงไฟฟ้า

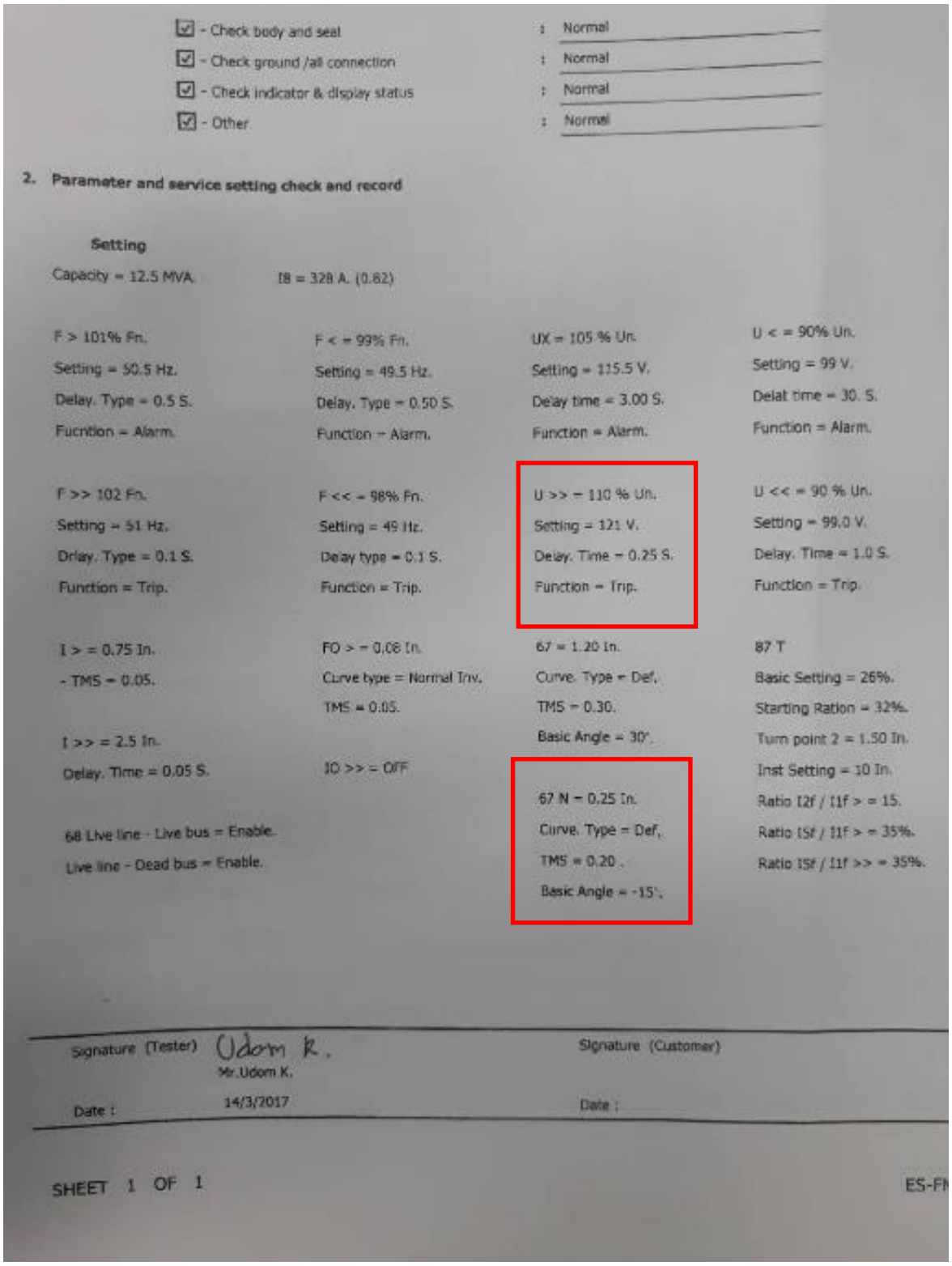
มาตรการที่ 22: มาตรการปรับตั้งค่าเซตรีเลย์ขายไฟ เพื่อลดจำนวนครั้งหลุดขนานขายไฟกับ PEA

จากการสำรวจระบบตั้งค่ารีเลย์ขายไฟของโรงไฟฟ้าพบว่าระบบขายไฟหลุดขนานจากการไฟฟ้าส่วนภูมิภาคค่อนข้างบ่อยครั้ง พบว่าของ Setting relay ระบบขายไฟตั้งค่าไว้ค่อนข้างต่ำเมื่อเกิด Fault from sub-station PEA ระบบขายไฟภายในโรงไฟฟ้าจะเกิด Trip Back out ค่อนข้างง่าย เนื่องจากค่า Setting relay ถูกกำหนดไว้ต่ำ อีกทั้งช่วงการหน่วงเวลา Trip Back out ค่อนข้างหลุดขนานเร็วดังแสดงในรูปที่ 9.84 และจำนวนครั้งหลุดขนานขายไฟจากการไฟฟ้าส่วนภูมิภาคดังแสดงในรูปที่ 9.85-9.87

ตารางกำหนดค่า Setting Relay

Parameter	Service setting		Time	
	ค่าเดิม	ค่าใหม่	ค่าเดิม	ค่าใหม่
NEF 1 Low	0.25 In	0.30 In	0.2	0.2
OV3 LOW	107%Un	110%Un	0.25	0.25

รูปที่ 9.84 ค่า Setting relay ระบบขายไฟกับการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค



☑ - Check body and seal : Normal
☑ - Check ground /all connection : Normal
☑ - Check indicator & display status : Normal
☑ - Other : Normal

2. **Parameter and service setting check and record**

Setting

Capacity = 12.5 MVA. IB = 328 A. (0.82)

F > 101% Fn. Setting = 50.5 Hz. Delay. Type = 0.5 S. Fucntion = Alarm.	F < = 99% Fn. Setting = 49.5 Hz. Delay. Type = 0.50 S. Function = Alarm.	UX = 105 % Un. Setting = 115.5 V. Delay time = 3.00 S. Function = Alarm.	U < = 90% Un. Setting = 99 V. Delat time = 30. S. Function = Alarm.
F >> 102 Fn. Setting = 51 Hz. Drlay. Type = 0.1 S. Function = Trip.	F << = 98% Fn. Setting = 49 Hz. Delay type = 0.1 S. Function = Trip.	U >> = 110 % Un. Setting = 121 V. Delay. Time = 0.25 S. Function = Trip.	U << = 90 % Un. Setting = 99.0 V. Delay. Time = 1.0 S. Function = Trip.
I > = 0.75 In. - TMS = 0.05. I >> = 2.5 In. Delay. Time = 0.05 S. 68 Live line - Live bus = Enable. Live line - Dead bus = Enable.	IO > = 0.06 In. Curve type = Normal Inv. TMS = 0.05. IO >> = OFF	67 = 1.20 In. Curve. Type = Def. TMS = 0.30. Basic Angle = 30°. 67 N = 0.25 In. Curve. Type = Def. TMS = 0.20 . Basic Angle = -15°.	87 T Basic Setting = 26%. Starting Ration = 32%. Turn point 2 = 1.50 In. Inst Setting = 10 In. Ratio I2f / I1f > = 15. Ratio I5f / I1f > = 35%. Ratio I5f / I1f >> = 35%.

Signature (Tester) Udom K. Signature (Customer)
Mr.Udom K.
Date : 14/3/2017 Date :

SHEET 1 OF 1 ES-FM

รูปที่ 9.85 แสดงค่า Setting relay ระบบขายไฟกับการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค

ARE1 Incident August 2018

ครั้งที่	วันเดือนปี	Off Syn	Re-On Syn	ปัญหา	Loss Time(min)	Loss unit		Loss Bath
						Peak	Off peak	
1	1-ส.ค.-18	14:35 น.	14:50 น.	Trip back out / Trip NEF 1 low	15	2,000.00	-	9,100.80
2	1-ส.ค.-18	15:56 น.	15:04 น.	Trip back out / Trip NEF 1 low	8	1,066.67	-	4,853.76
3	3-ส.ค.-18	12:40 น.	12:52 น.	Trip back out / Trip OV3 1 low	12	1,600.00	-	7,280.64
4	3-ส.ค.-18	13:33 น.	13:45 น.	Trip back out / Trip NEF 1 low	12	1,600.00	-	7,280.64
5	4-ส.ค.-18	7:30 น.	7:45 น.	Trip back out / Trip NEF 1 low	15	-	2,000.00	9,100.80
6	5-ส.ค.-18	12:36 น.	12:50 น.	Trip back out / Trip Reclose Feeder 1	14	1,866.67	-	8,494.08
7	6-ส.ค.-18	1:15 น.	1:34 น.	Trip back out / Trip NEF 1 low	19	-	2,533.33	11,527.68
8	6-ส.ค.-18	2:09 น.	2:13 น.	Trip back out / Trip NEF 1 low	4	-	533.33	2,426.88
9	7-ส.ค.-18	0:35 น.	1:43 น.	Plant trip / Main Cooling pump #1 trip	68	-	9,066.67	41,256.96
10	8-ส.ค.-18	6:23 น.	6:35 น.	Trip back out / Trip DOC 6 low	12	-	1,600.00	7,280.64
11	9-ส.ค.-18	14:30 น.	14:57 น.	Trip back out / Trip OV3 1 low	27	3,600.00	-	16,381.44
12	9-ส.ค.-18	22:42 น.	-	แก้ไขระบบ bagfilter ,Main grate ASH	5,909	416,000.00	371,866.67	3,585,108.48
	14-ส.ค.-18	-	1:11 น.					
13	15-ส.ค.-18	17:48 น.	18:03 น.	Trip back out / Trip Reclose Feeder 2	15	2,000.00	-	9,100.80
14	16-ส.ค.-18	0:51 น.	1:06 น.	Trip back out / Trip Reclose Feeder 1	15	-	2,000.00	9,100.80
15	16-ส.ค.-18	6:58 น.	7:12 น.	Trip back out / Trip Reclose Feeder 1	14	-	1,866.67	8,494.08
16	17-ส.ค.-18	16:39 น.	16:52 น.	Trip back out / Trip Reclose Feeder 1	13	1,733.33	-	7,887.36
17	18-ส.ค.-18	3:20 น.	3:29 น.	Trip back out / Trip NEF 1 low	9	-	1,200.00	5,460.48
18	18-ส.ค.-18	7:11 น.	7:21 น.	Trip back out / Trip NEF 1 low	10	-	1,333.33	6,067.20
19	18-ส.ค.-18	14:22 น.	14:34 น.	Plant trip / Temp. beed steam high trip	12	1,600.00	-	7,280.64
20	19-ส.ค.-18	10:33 น.	10:44 น.	Trip back out / Trip Reclose Feeder 6	11	1,466.67	-	6,673.92
21	19-ส.ค.-18	23:48 น.	0:01 น.	Trip back out / Trip Reclose Feeder 1	13	-	1,733.33	7,887.36
22	20-ส.ค.-18	16:46 น.	16:59 น.	Plant trip / Main Cooling pump #2 trip	13	1,733.33	-	7,887.36
23	21-ส.ค.-18	7:20 น.	7:32 น.	Trip back out / Trip Reclose Feeder 1	12	-	1,600.00	7,280.64
24	22-ส.ค.-18	7:06 น.	7:13 น.	Plant trip / Main Cooling pump #2 trip	7	-	933.33	4,247.04
25	22-ส.ค.-18	10:08 น.	10:18 น.	Plant trip / Main Cooling pump #2 trip	10	1,333.33	-	6,067.20
26	23-ส.ค.-18	0:12 น.	0:23 น.	Trip back out / Trip Reclose Feeder 1/NEF1 low	12	-	1,600.00	7,280.64
27	24-ส.ค.-18	5:26 น.	5:41 น.	Trip back out / Trip Reclose Feeder 1/OV3 low	15	-	2,000.00	9,100.80
28	26-ส.ค.-18	13:01 น.	13:17 น.	Trip back out / Trip NEF 1 low	16	2,133.33	-	9,707.52
29	26-ส.ค.-18	14:02 น.	14:16 น.	Trip back out / Trip NEF 1 low	14	1,866.67	-	8,494.08
30	26-ส.ค.-18	16:54 น.	17:07 น.	Trip back out / Trip NEF 1 low	13	1,733.33	-	7,887.36
31	28-ส.ค.-18	16:41 น.	16:50 น.	Trip back out / Trip Reclose Feeder 6	9	1,200.00	-	5,460.48
32	29-ส.ค.-18	14:49 น.	15:00 น.	Trip back out / Trip Reclose Feeder 6	11	1,466.67	-	6,673.92
33	29-ส.ค.-18	16:47 น.	17:22 น.	trip turbine / ปรับตั้ง Governor vavle	35	4,666.67	-	21,235.20
34	29-ส.ค.-18	18:05 น.	21:12 น.	trip turbine / ปรับตั้ง Governor vavle	187	24,933.33	-	113,456.64
35	30-ส.ค.-18	13:56 น.	14:05 น.	trip turbine / condenser level high	9	1,200.00	-	5,460.48
36	31-ส.ค.-18	5:57 น.	8:08 น.	Trip back out / Trip Reclose Feeder 6	131	-	17,466.67	79,480.32
37	31-ส.ค.-18	8:53 น.	9:04 น.	Plant trip / Main Cooling pump #2 trip	11	533.33	933.33	6,673.92
38	31-ส.ค.-18	23:00 น.	24:00	shut down ประจำไตรมาส	60	-	-	-
			SUM		6,792.00	477,333.33	420,266.67	4,084,439.04
				Time loss for PEA (min)	459	25,333.33	35,866.67	278,484.48

Time Loss for PEA Total	7 hr	39 min

รูปที่ 9.86 รายงานการหลุดขนานขายไฟกับการไฟฟ้าส่วนภูมิภาคของเดือนสิงหาคม

ARE1 Incident September 2018

ครั้งที่	วันเดือนปี	Off Syn	Re-On Syn	ปัญหา	Loss Time(min)	Loss unit		Loss Bath
						Peak	Off peak	
1	1-ส.ค.-18	0:00 น.	-	shut down ประจำไตรมาส	5566	-	-	-
	4-ก.ย.-18	-	20:46 น.					
2	4-ก.ย.-18	21:33 น.	22:12 น.	Turbine trip / pressure inlet low trip	39	3,600.00	1,600.00	23,662.08
3	5-ก.ย.-18	12:38 น.	14:49 น.	Turbine trip / pressure inlet low trip	131	17,466.67	-	79,480.32
4	5-ก.ย.-18	18:22 น.	22:28 น.	Turbine trip / pressure inlet low trip	246	29,066.67	3,733.33	149,253.12
5	6-ก.ย.-18	20:39 น.	20:46 น.	plant trip / 52s open revers power	7	933.33	-	4,247.04
6	7-ก.ย.-18	13:42 น.	13:53 น.	Plant trip / trip Back out	11	1,466.67	-	6,673.92
7	7-ก.ย.-18	17:03 น.	19:56 น.	ปลดขนาน แก้ไข Incline belt	173	23,066.67	-	104,962.56
8	10-ก.ย.-18	6:59 น.	7:04 น.	Trip back out / OV3 low trip	5	-	666.67	3,033.60
9	10-ก.ย.-18	7:49 น.	7:52 น.	Trip back out / PEA reclose feeder 2	3	-	400.00	1,820.16
10	10-ก.ย.-18	12:00 น.	12:04 น.	Trip back out / PEA reclose feeder 7	4	533.33	-	2,426.88
11	10-ก.ย.-18	23:11 น.	23:42 น.	Turbine trip / pressure inlet low trip	31	-	4,133.33	18,808.32
12	12-ก.ย.-18	10:34 น.	10:46 น.	Turbine trip / Main cooling pump trip	12	1,600.00	-	7,280.64
13	13-ก.ย.-18	6:33 น.	6:39 น.	Trip back out	6	-	800.00	3,640.32
14	15-ก.ย.-18	16:38 น.	16:48 น.	Trip back out / OV3 low trip	10	1,333.33	-	6,067.20
15	17-ก.ย.-18	17:42 น.	17:57 น.	Trip back out /NEF1 low trip	15	2,000.00	-	9,100.80
16	18-ก.ย.-18	15:03 น.	15:17 น.	Trip back out /NEF1 low trip	14	1,866.67	-	8,494.08
17	19-ก.ย.-18	15:07 น.	15:15 น.	Trip back out / PEA reclose feeder 7	8	1,066.67	-	4,853.76
18	19-ก.ย.-18	15:20 น.	15:26 น.	Trip back out / PEA reclose feeder 7	6	800.00	-	3,640.32
19	19-ก.ย.-18	21:33 น.	21:45 น.	Trip back out / PEA reclose feeder 6	12	1,600.00	-	7,280.64
20	20-ก.ย.-18	5:54 น.	5:58 น.	Trip back out	4	-	533.33	2,426.88
21	22-ก.ย.-18	6:32 น.	6:48 น.	Trip back out / PEA reclose feeder 1	16	-	2,133.33	9,707.52
22	23-ก.ย.-18	13:47 น.	13:57 น.	Trip back out / PEA reclose feeder 1,6,8	10	1,333.33	-	6,067.20
23	23-ก.ย.-18	16:29 น.	16:44 น.	Trip back out / PEA reclose feeder	15	2,000.00	-	9,100.80
24	24-ก.ย.-18	9:47 น.	9:59 น.	Trip back out / PEA reclose feeder 2	12	1,600.00	-	7,280.64
25	26-ก.ย.-18	0:06 น.	0:11 น.	Trip back out /NEF1 low trip	5	-	666.67	3,033.60
26	26-ก.ย.-18	10:27 น.	10:51 น.	Trip back out / PEA reclose feeder 2	14	1,866.67	-	8,494.08
27	27-ก.ย.-18	6:00 น.	6:51 น.	Trip back out / PEA reclose feeder 6	51	-	6,800.00	30,942.72
			SUM		6,426.00	93,200.00	21,466.67	521,779.20
				Time loss for PEA (min)	200.00	16,000.00	10,666.67	121,344.00

Time Loss for PEA Total	3 hr	20 min

รูปที่ 9.87 รายงานการหลุดขนานขายไฟกับการไฟฟ้าส่วนภูมิภาคของเดือนกันยายน

สรุปรายงานการหลุดขนานขายไฟกับการไฟฟ้าส่วนภูมิภาคในเดือนสิงหาคม และเดือนกันยายน พบว่าเกิด Plant trip back out from PEA รวมทั้งหมด 42 ครั้งเป็นเวลารวม 659 นาที ทำให้โรงไฟฟ้าเสียโอกาสขายไฟรวม 2,398,970 บาทต่อปี และประเมินการเสียโอกาสของโรงไฟฟ้าดังแสดงในตารางที่ 9.61 และศักยภาพการประเมินศักยภาพมาตรการปรับตั้งค่าเซตรีเลย์ขายไฟ เพื่อลดจำนวนที่หลุดขนานจากการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค ดังแสดงในตารางที่ 9.62

ตารางที่ 9.61 สรุปหน่วยการขายไฟ จากค่ารีเลย์ไฟฟ้าปรับตั้งไว้ต่ำทำให้หลุดขนานขายไฟกับ PEA

สรุปปัญหาหลุดขนานขายไฟจาก PEA ในเดือนสิงหาคม และเดือนกันยายน		
รายการ	Unit	value
เวลาแก้ไขหลุดขนานรวมทั้งหมดในเดือนสิงหาคม	min	459.00
เวลาแก้ไขหลุดขนานรวมทั้งหมดในเดือนกันยายน	min	200.00
รวมเวลาหลุดขนานทั้ง 2 เดือน	min	659.00
คิดเป็นหน่วยไฟที่เสียโอกาสในเดือนสิงหาคม		
- Loss ช่วง Peak	kW	25,333.33
- Loss ช่วง Off Peak	kW	35,866.67
Total loss kW	kW	61,200.00
คิดเป็นหน่วยไฟที่เสียโอกาสในเดือนกันยายน		
- Loss ช่วง Peak	kW	16,000.00
- Loss ช่วง Off Peak	kW	10,666.67
Total loss kW	kW	26,666.67
ราคาไฟฟ้าที่ขาย PEA ตามสัญญา	Baht/kW	4.5504
ผลประหยัดที่เกิดขึ้น 2 เดือน	Baht/ 2month	399,828.48
	Baht/year	2,398,970.88

ตารางที่ 9.62 ศักยภาพการประเมินศักยภาพมาตรการปรับตั้งค่าเซตรีเลย์ขายไฟ เพื่อลดจำนวนที่หลุดขนานจากการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	THB/yr	2,398,970
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	36.57
		toe/yr	873.49
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	7,427.38

** CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel*

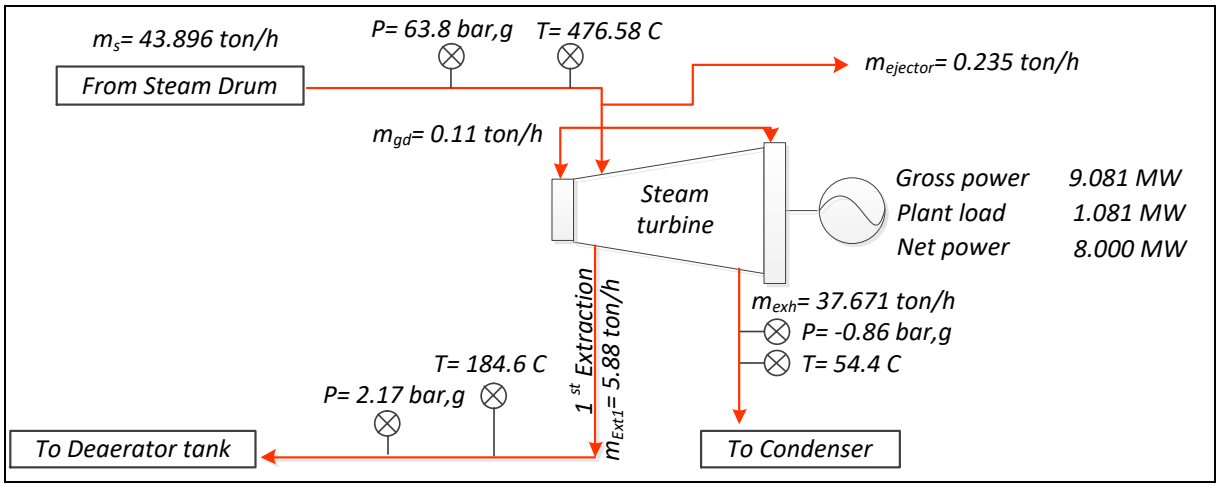
มาตรการที่ 23: มาตรการปรับลดขายไฟ PEA เหลือ 8 MW ตามสัญญา

จากการเก็บข้อมูลพบว่ามีการขายไฟให้การไฟฟ้า 8.129 MW ซึ่งเกินกว่าค่าสัญญา 0.129 MW จึงแนะนำให้ปรับลดปริมาณการขายไฟลงเหลือเพียง 8.0 MW หากทำการปรับลดปริมาณการขายไฟลงเหลือเพียง 8.0 MW จะสามารถประหยัดไอน้ำได้ถึง 0.592 Ton/h ดังแสดงในตารางที่ 9.63

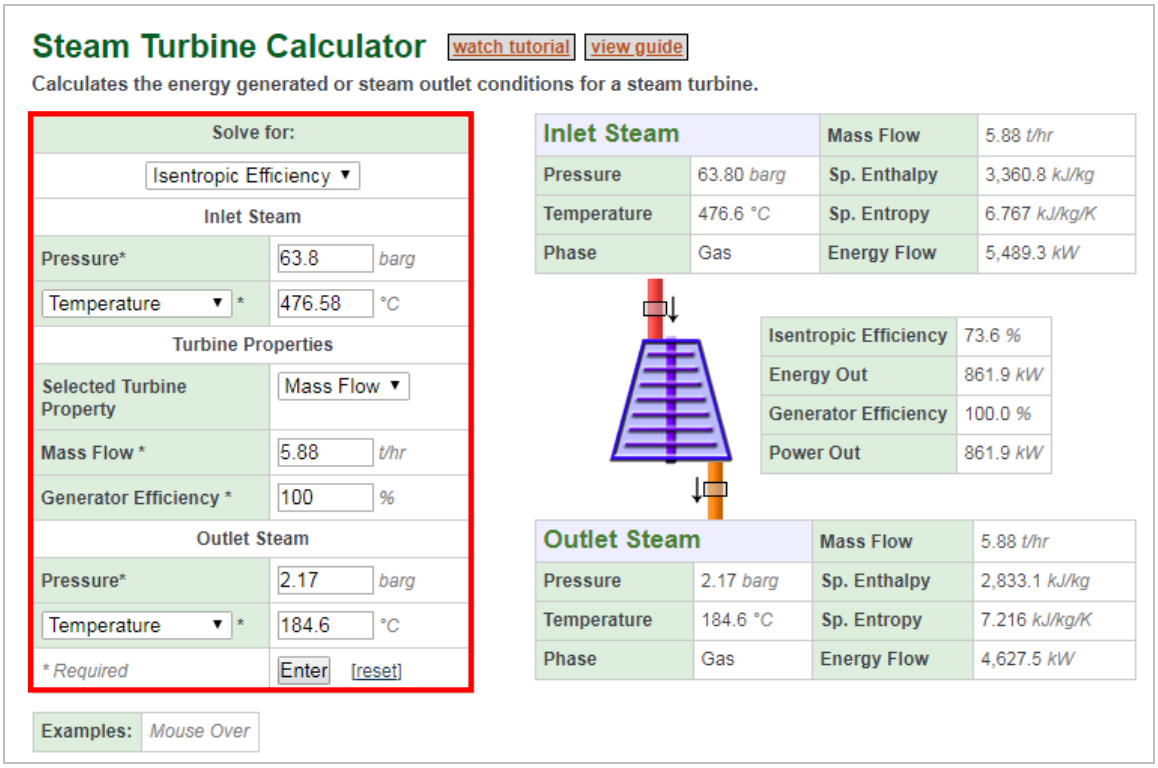
เมื่อวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม SSMT ดังแสดงในรูปที่ 9.87-9.88 สามารถประเมินศักยภาพการประหยัดเชื้อเพลิงได้ 1,109,033 บาท/ปี ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคหลังการปรับลดไอน้ำที่ใช้ในการผลิตไฟฟ้า ดังแสดงในตารางที่ 9.64 และสามารถประเมินพลังงานที่ประหยัด ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 ได้ดังแสดงในตารางที่ 9.65

ตารางที่ 9.63 การประเมินศักยภาพจากมาตรการปรับลดขายไฟ PEA เหลือขาย 8.0 MW ตามสัญญา

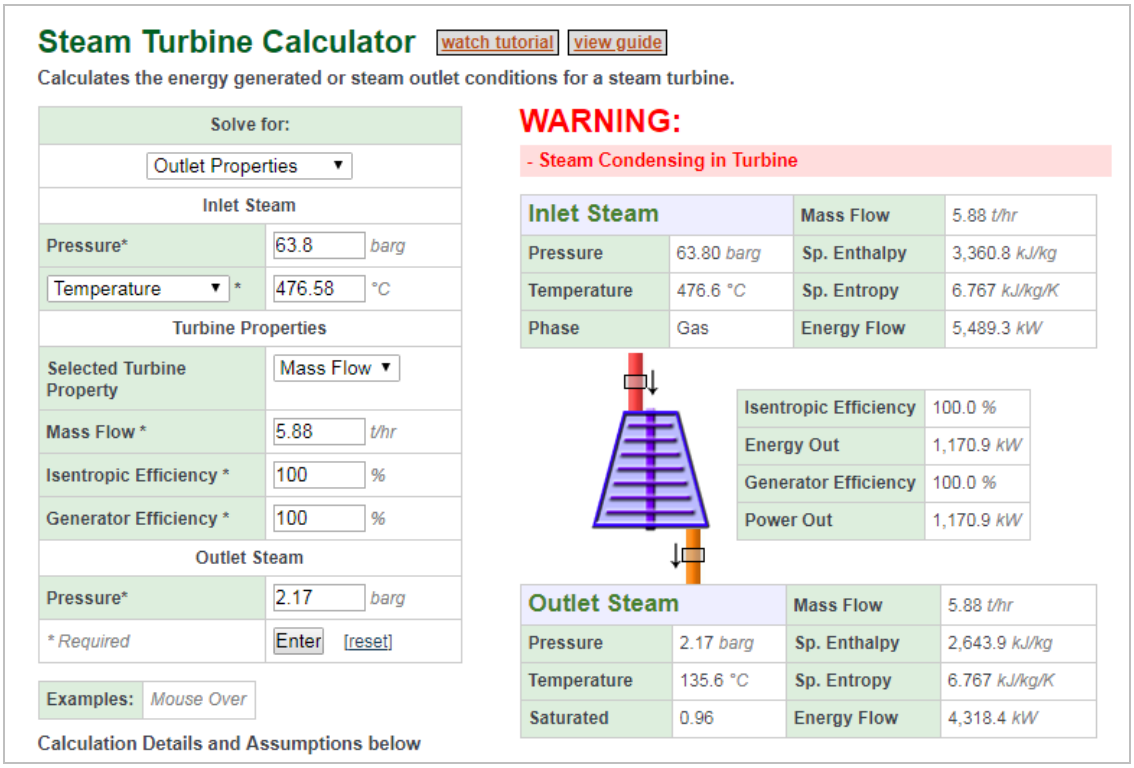
ตัวแปร	หน่วย	ค่าคำนวณ	
		ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
ปริมาณไอน้ำที่ใช้อุ่นน้ำในถังดีแอร์เรเตอร์	ton_s/h	5.880	5.880
ปริมาณไอน้ำที่เข้าคอนเดนเซอร์	ton_s/h	38.263	37.671
ปริมาณไอน้ำที่ Ejector และ Gland seal	ton_s/h	0.345	0.345
Steam total	**ton_s/h**	**44.488**	**43.896**
ปริมาณไอน้ำที่ประหยัดได้	**ton_s/h**	**0.592**	



รูปที่ 9.86 ไดอะแกรมการใช้ไอน้ำจากมาตรการปรับลดขายไฟ PEA เหลือขาย 8.0 MW ตามสัญญา (หลังการปรับลดไอน้ำที่ใช้ในการผลิตไฟฟ้า)

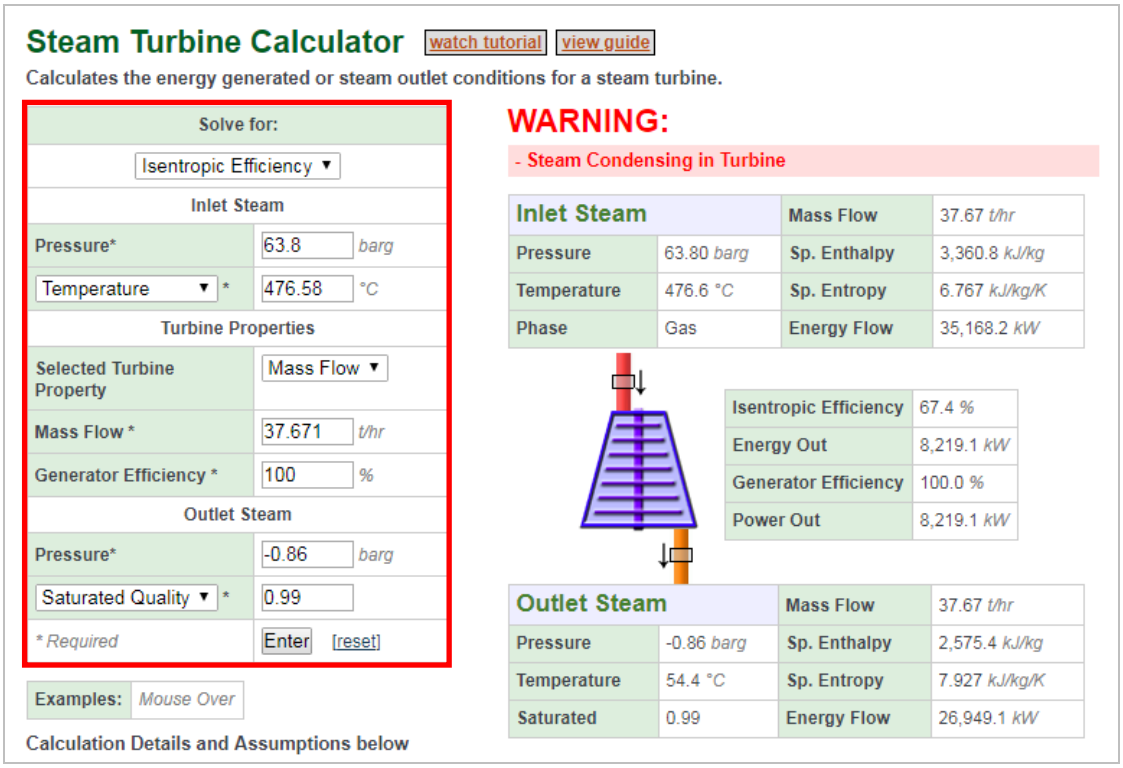


Actual turbine work (HP to LP)

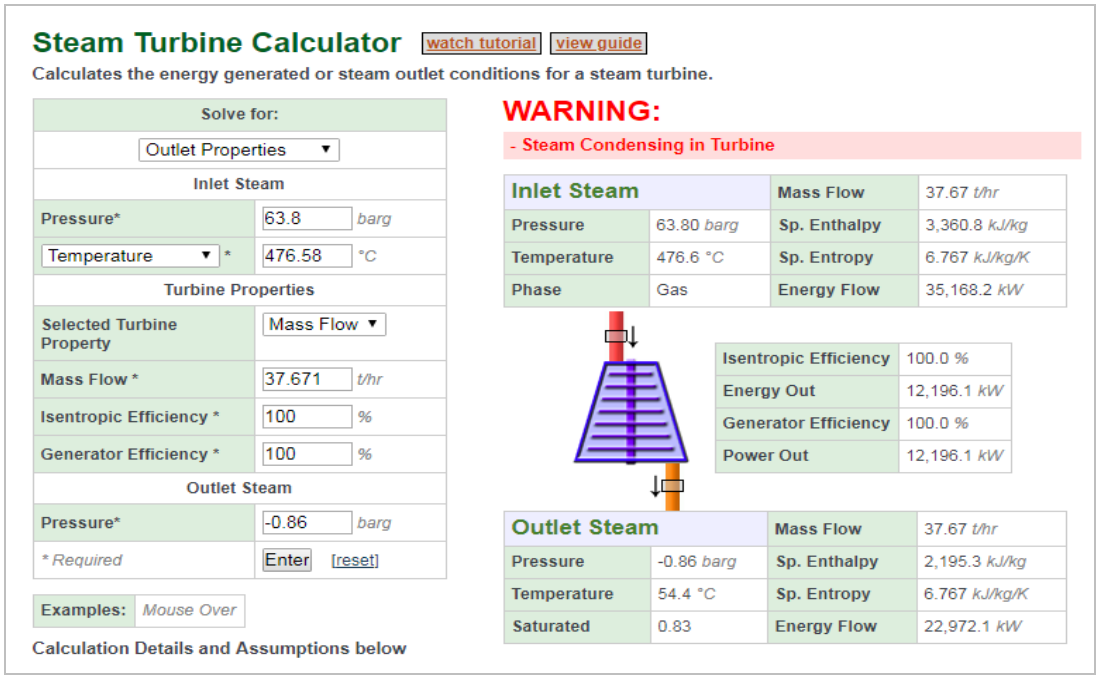


Ideal turbine work (HP to LP)

รูปที่ 9.87 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอน้ำขาออกขั้นที่ 1 (หลังการปรับลดไอน้ำที่ใช้ในการผลิตไฟฟ้า)



Actual turbine work (HP to Condenser)



Ideal turbine work (HP to Condenser)

รูปที่ 9.88 การประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิคที่ความดันไอเสียเข้าคอนเดนเซอร์ (หลังการปรับลดไอน้ำที่ใช้ในการผลิตไฟฟ้า)

ตารางที่ 9.64 ผลการประเมินประสิทธิภาพไอเซนโทรปิค (หลังการปรับลดไอน้ำที่ใช้ในการผลิตไฟฟ้า)

ตัวแปร	หน่วย	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
HP Steam			
Steam consumption	ton/h	44.488	43.896
Enthalpy of steam	kJ/kg	3,360.8	3,360.8
Extraction 1: LP			
Energy out	kW	861.9	861.9
Isentropic Efficiency	%	73.6	73.6
Generator Efficiency	%	100.0	100.0
Power out (Actual)	kW	861.9	861.9
Energy out (Ideal)	kW	1,170.9	1170.9
Exhaust steam: Cond.			
Energy out	kW	8,348.2	8,219.1
Isentropic Efficiency	%	67.40	67.40
Generator Efficiency	%	100.0	100.0
Power out (Actual)	kW	8,348.2	8,219.1
Energy out (Ideal)	kW	12,387.8	12,196.1
Isentropic Efficiency	**%**	**67.93**	**67.94**
Gross power	**kW**	**9,210**	**9,081**
Steam rate	**ton-s/MWh**	**4.830**	**4.834**

ตารางที่ 9.65 ศักยภาพการประหยัดพลังงานจากมาตรการปรับลดปริมาณไอน้ำใช้ไล่ออกซิเจนบนถังดีแอร์เรเตอร์

ตัวแปร	สัญลักษณ์	หน่วย	ข้อมูล
ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้	FS	ton/yr	2,218.07
		THB/yr	1,109,033
พลังงานที่ประหยัดได้	ES	GJ/yr	16.76
		toe/yr	400.34
ปริมาณการลดก๊าซ CO_2 *	R_{CO_2}	ton CO_2/yr	3,637.63

* CO_2 Emission Ref. EPA : Emission Factors for Equation 1 Wood and wood Residuals = 1,640 kg-CO_2/Ton fuel

บทที่ 10

การตรวจสอบความปลอดภัยของหม้อน้ำ

การตรวจสอบสภาพและการบำรุงรักษาหม้อน้ำมีความสำคัญมากเพื่อความปลอดภัยและการป้องกันอันตรายที่อาจจะเกิดขึ้นในการใช้งานหม้อน้ำ รวมไปถึงการยืดอายุการใช้งานและคงสภาพและประสิทธิภาพพลังงาน หลักเกณฑ์และวิธีการตรวจทดสอบหม้อน้ำ พร้อมกรณีศึกษาจะกล่าวโดยละเอียดในบทนี้

10.1 การเตรียมหม้อน้ำก่อนการตรวจสอบ

การเตรียมหม้อน้ำก่อนการตรวจทดสอบ ประกอบด้วย 4 ด้านดังนี้

1.1 ความปลอดภัยทั่วไปและส่วนบุคคล (General and Personal Safety)

1.2 ด้านสัมผัสน้ำ (Water Side)

1.3 ด้านสัมผัสไฟ (Fire Side)

1.4 ผิวภายนอกและส่วนที่เกี่ยวข้อง (External Surfaces and Parts)

10.1.1 ความปลอดภัยทั่วไปและส่วนบุคคล (General and Personal Safety)

ผู้ประกอบกิจการโรงงานต้องจัดเตรียมหม้อน้ำและบุคลากร ก่อนการตรวจทดสอบหม้อน้ำ ดังนี้

- หยุดการใช้หม้อน้ำล่วงหน้าก่อนการตรวจทดสอบ โดยการหยุดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง และตัดระบบจ่ายเชื้อเพลิงออกทั้งหมด

- หม้อน้ำและห้องเผาไหม้ (Furnace) ต้องทำให้อุณหภูมิลดลง เพื่อการระบายไอน้ำ และ น้ำร้อน โดยให้เพียงพอที่จะระบายไอน้ำออกจากหม้อน้ำให้หมดและทำให้ผิวภายในหม้อน้ำแห้งได้

- เปิดประตูเตาหรือฝาด้านหน้า-หลัง หรือช่องเปิดต่างๆ ของหม้อน้ำ เพื่อให้เห็นผิวด้าน สัมผัสไฟและทำความสะอาดผิวด้านสัมผัสไฟทั้งหมด ให้ปราศจากเขม่าขี้เถ้า

- กรณีที่มีการใช้หม้อน้ำตั้งแต่ 2 เครื่องขึ้นไป โดยมีระบบท่อร่วมกันและกำลังใช้งาน ให้ตัด แยกระบบทั้งส่วนท่อน้ำและท่อไอน้ำของหม้อน้ำที่จะตรวจทดสอบออก และให้มีระบบป้องกันที่ชัดเจน

- จัดเตรียมปะเก็นของส่วนต่าง ๆ เช่น ช่องคนลอด ช่องมือลอด ฝาหน้า-หลัง และหน้าแปลน ต่างๆ เพื่อใช้สำหรับเปลี่ยนใหม่ภายหลังจากการเปิดตรวจทดสอบหรือทำความสะอาด

- ถอดชิ้นส่วนอื่นๆ ที่จำเป็นต่อการตรวจทดสอบตามคำร้องขอของผู้ตรวจทดสอบ

- จัดให้ผู้ควบคุมประจำหม้อน้ำ และผู้ที่เกี่ยวข้องอยู่อำนวยความสะดวกหรือให้ข้อมูลแก่ วิศวกรตรวจทดสอบ และรับทราบคำแนะนำจากวิศวกรตรวจทดสอบในวันตรวจทดสอบ

- จัดเตรียมข้อมูลที่เกี่ยวข้อง เช่น บันทึกประจำวันการใช้งานหม้อน้ำ ประวัติการซ่อมแซม หรือบำรุงรักษา รายงานผลการวิเคราะห์คุณภาพน้ำเข้าหม้อน้ำ หรือเอกสารที่จำเป็นเพื่อประกอบการตรวจทดสอบ

- ต้องจัดเตรียมอุปกรณ์ป้องกันอันตรายส่วนบุคคลให้เพียงพอต่อการใช้งาน และต้องระมัดระวังอันตรายต่างๆ ในบริเวณทำงาน และอันตรายที่อาจเกิดจากการตรวจทดสอบ

- ต้องจัดให้มีการป้องกันการเริ่มทำงานของหม้อน้ำโดยไม่ตั้งใจโดยการตัดแยกระบบพลังงาน เพื่อป้องกันอันตรายจากการจ่ายพลังงานความร้อน พลังงานไฟฟ้า หรือ พลังงานอื่นๆ ที่อาจเป็นอันตรายต่อผู้ตรวจทดสอบในระหว่างการตรวจทดสอบ

- ต้องจัดให้มีการระบายอากาศภายในห้องเผาไหม้หรือ บริเวณที่อับอากาศ (Confined Space) อย่างเพียงพอที่จะไม่ก่อให้เกิดอันตรายต่อผู้ตรวจทดสอบ

- หม้อน้ำที่ได้ติดตั้งอุปกรณ์พ่นทำความสะอาด (Soot Blower) เพื่อการตรวจสภาพให้เดิน เครื่องทำความสะอาดผิวภายนอกก่อนการลดอัตราการผลิตของหม้อน้ำไปที่ 50% ของอัตราการผลิตปกติ

- ควรใช้ระบบแสงสว่างที่มีแรงดันไฟฟ้าขนาด 12-24 โวลต์หรือต่ำกว่า กรณีจำเป็นต้องใช้ ระบบไฟฟ้าที่มีแรงดันสูงกว่า 12-24 โวลต์ ควรเชื่อมต่อระบบกราวด์ที่เหมาะสม สามารถป้องกันการจุดระเบิด และสามารถป้องกันอันตรายจากไฟฟ้าดูดได้

- การใช้อุปกรณ์ป้องกันส่วนบุคคล จะต้องจัดหาให้พร้อม และครบถ้วน รวมถึงจัดอบรมให้เข้าใจวิธีการใช้

- ต้องศึกษาและปฏิบัติตามกฎหมาย กฎความปลอดภัยเฉพาะพื้นที่ และกฎความปลอดภัยเฉพาะงาน

- ผู้ตรวจทดสอบต้องไม่อนุญาตให้บุคคลที่ไม่เกี่ยวข้องเข้าไปบริเวณที่มีสารพิษ มีเปลวไฟ หรือก๊าซเฉื่อย ไอน้ำ หรือฝุ่น หากไม่มีอุปกรณ์ป้องกันส่วนบุคคล อากาศที่ใช้หายใจได้ต้องมีค่าออกซิเจน อยู่ระหว่าง 19.5% และ 23.5%

- ถ้าหม้อน้ำไม่ได้เตรียมความพร้อมอย่างเหมาะสม ผู้ตรวจทดสอบต้องปฏิเสธการเข้าตรวจสภาพ

10.1.2 ด้านสัมผัสน้ำ (Water Side)

- ควรให้ผู้ตรวจทดสอบสอบให้เห็นสภาพผิวสัมผัสน้ำของถังพักไอทั้งก่อน และหลังทำความ สะอาดถัง

10.1.3 ด้านสัมผัสไฟ (Fire Side)

- ผนัง (Wallis) แผ่นกั้น (Baffles) ท่อ แผ่นรองรับท่อ (Tube sheets) เปลือก (Shells) และ ถังพักไอ ควรทำความสะอาดขี้เถ้า และเขม่าก่อน เพื่อให้ผู้ตรวจทดสอบได้เห็นสภาพความเสียหายทุกส่วน

- ส่วนที่ก่อด้วยอิฐ (Brickwork) ให้พิจารณาตามสภาพและรื้อออกตามความจำเป็น เพื่อให้ ผู้ตรวจทดสอบได้ตรวจสภาพห้องเผาไหม้ โครงสร้าง (Supports) และชิ้นส่วนอื่นๆ ทั้งนี้ไม่จำเป็นต้องรื้อฉนวน (Insulation) หรือชิ้นส่วนที่ติดตั้งไว้ตายตัว (Fixed Parts) จนกว่าจะมีข้อสงสัยว่าเกิดข้อบกพร่อง (Defects) หรือเกิดการเสื่อมสภาพ (Deterioration)

- บริเวณที่มีความชื้น หรือไอน้ำผ่านอุปกรณ์ที่มีการปกปิด ควรรื้อเพื่อตรวจสภาพอย่างละเอียด

10.1.4 ผิวภายนอกและส่วนที่เกี่ยวข้อง (External Surfaces and Parts)

- การตรวจสภาพภายนอก ให้อำนวยความสะดวกแก่ผู้ตรวจทดสอบ ได้สามารถเข้าถึงพื้นที่ต้องการตรวจสภาพหม้อน้ำได้อย่างทั่วถึง

- ตรวจสอบข้อมูล ปัญหา การเดินเครื่อง และการบำรุงรักษาของอุปกรณ์ต่างๆ รวมถึงให้มีการตรวจติดตามสภาวะอุปกรณ์ต่างๆ ขณะเดินเครื่อง (Plant Condition Monitoring) ได้แก่

1) สภาวะและสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำป้อน

2) การรั่วของลิ้นนิรภัย

3) การรั่ว และการทำงานของอุปกรณ์แสดงระดับน้ำ

4) การรั่วของลิ้นระบาย (Drain Valve) และลิ้นไล่อากาศ (Vent Valve)

5) อุณหภูมิที่ผิวสัมผัสสูงเกินเกณฑ์ยอมรับ เช่น อาจใช้เครื่อง Infrared Thermography

6) การกัดกร่อนของบันได หรือทางเดิน

7) ตรวจการเคลื่อนที่ของอุปกรณ์รับน้ำหนัก (Support /Hanger) ในสภาวะร้อน (Hot Condition) ที่กำลังการผลิตเต็มที่ (Full Load) ให้อยู่ในเกณฑ์ที่ออกแบบ

8) พิจารณาความสอดคล้องของการเอียงของท่อไอน้ำ (Steam Pipe) และท่อระบาย (Drain Pipe) ขณะเดินเครื่องเต็มกำลังการผลิต

9) สำรวจตำแหน่งของการต่อท่อชั่วคราว (Temporary Pipe) เพื่อจัดเตรียมการสำหรับงานทดสอบโดยการอัดน้ำ (ถ้าจำเป็น)

10) สำรวจตำแหน่ง และเครื่องมือพิเศษ (Gag of Hanger) ในการหยุดการเคลื่อนที่ของอุปกรณ์รองรับภาระท่อแบบสปริง และเครื่องมืออุดหน้าสัมผัสของลิ้นนิรภัย (Test Plug or Test Gag)

11) สำรวจตำแหน่งการติดตั้งนั่งร้านสำหรับการตรวจสภาพการติดตั้งเครื่องมือ การทดสอบอุปกรณ์ต่างๆ

12) สำรวจสภาพความผิดปกติ ที่อาจตรวจพบได้โดยทั่วไปโดยพิจารณาจากรูปทรง เสียง แสง ความร้อน

10.2 ขั้นตอนและวิธีการตรวจสอบหม้อน้ำ

ขั้นตอนและวิธีการตรวจสอบหม้อน้ำ ประกอบด้วยการตรวจสอบต่อไปนี้

(1) การตรวจสภาพภายนอก (External Inspection)

(2) การตรวจสภาพภายใน (Internal Surfaces and Parts)

- หม้อน้ำทุกชนิด (All Boilers)
- หม้อน้ำชนิดท่อน้ำ (Water Tube Boilers)
- หม้อน้ำชนิดท่อไฟ (Fire Tube Boilers)

(3) การตรวจสอบโดยการอัดน้ำ (Hydrostatic Test)

(4) การตรวจสอบและปรับตั้งลิ้นนิรภัย (Function Test for Safety Valve)

(5) การตรวจสอบระบบการควบคุมความปลอดภัย (Function Test for Boiler Protection)

10.2.1 การตรวจสภาพภายนอก (External Inspection)

ตรวจทั่วไป (General) เป็นการมุ่งเน้นการตรวจดูสภาพหม้อน้ำ ระบบท่อ อุปกรณ์ที่เกี่ยวข้อง และอุปกรณ์ความปลอดภัย ทั้งจำนวน ขนาด การติดตั้ง การใช้งานและการบำรุงรักษา ให้ถูกต้องตามหลักวิศวกรรม ตามที่กฎหมายกำหนด อาทิ

- ตรวจสอบสภาพภายนอก หากพบสิ่งผิดปกติ ให้พิจารณาถอดฉนวนออกเพื่อตรวจสภาพ เปลือกหม้อน้ำ โครงสร้างภายใน อายุการใช้งาน และสภาพของฉนวน

- ตรวจความผิดปกติของรูปทรงการเคลื่อนที่ที่ผิดปกติ (Abnormal Movement) ของอุปกรณ์รองรับ (Support) ท่อพักไอน้ำ (Main Steam leader) ท่อที่ต่อกับหม้อน้ำ ท่อระบายทิ้ง และสภาพความเหมาะสมในการรองรับการขยายตัวที่ปราศจากความเค้นที่มากเกินกว่าที่ออกแบบ ทั้งสภาวะเย็น ร้อนและระหว่างการใช้งาน

- ตรวจสภาพของเหล็กรองรับ (Supporting Steel) เหล็กยึดโครงสร้าง (Backstays) และ เหล็กยึด (Tie Rods)

- ตรวจสอบสภาพการรั่วซึม สภาพรอยร้าวของส่วนรอยต่อต่างๆ หลังคา (Roofs) ปล่องไฟ (Stacks) ลิ้น (Valves) หรือท่อ (Pipes) ต่างๆของหม้อน้ำ

- ตรวจสภาพการกัดกร่อนของถังพักไอ และส่วนประกอบต่างๆ ที่สามารถสังเกตได้จากภายนอก บริเวณที่มีความชื้น บริเวณที่ได้รับผลกระทบจากไอเสีย

- ตรวจระดับการวางท่อน้ำ ท่อไอน้ำ และ การระบายออก (Drainage) ไม่ควรมีตำแหน่งที่มีการขังของน้ำ

- ตรวจสอบให้มั่นใจว่าไม่มีส่วนใดที่เกิดการสั่นสะเทือนผิดปกติที่มีสาเหตุจากปรากฏการณ์ค้อนน้ำ (Water Hammer)

- ตรวจอุปกรณ์ความปลอดภัย (Safety Devices) ได้แก่ หน้าปัดแก้วแสดงระดับน้ำ (Gage Glasses) ลิ้นปิดเปิดหน้าปัด (Gage Cocks) หลอดแก้วระดับน้ำ (Water Columns) อุปกรณ์ควบคุมระดับน้ำ (Water Level Controls) สัญญาณเตือนเมื่อระดับน้ำสูงและต่ำผิดปกติหรือถึงจุดวิกฤติ (High and Low Water Alarms or Cutoffs) ลิ้นระบายทิ้ง (Blow-off Valves) ลิ้นป้อน (Feed Valves) ลิ้นปิด (Stop Valves) และลิ้นกันกลับ (Non-Return Valves) ควรตรวจและทดสอบตามระยะเวลาที่กำหนดอย่างสม่ำเสมอ

- มาตรวัดความดันหม้อน้ำ มาตรวัดอุณหภูมิ และมาตรวัดหลัก (Master Gages) ควรตรวจสอบกับมาตรวัดที่เชื่อถือได้ (Reliable Gages) หรือเปรียบเทียบกับมาตรวัดที่ผ่านการสอบเทียบ (Properly Calibrated Test Gage)

10.2.2 การตรวจสภาพภายใน (Internal Inspection)

ตรวจสอบการบิดเบี้ยว การยุบตัวหรือการเสียรูป การแตกร้าว การรั่วซึม การผุกร่อน การกัดกร่อนของผิวด้านสัมผัสน้ำ และด้านสัมผัสไฟ เช่น ผนังเตา ห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber) ท่อไฟใหญ่ ท่อไฟเล็ก (Smoke Tube) ผนังหน้า-หลัง (End Plate) ท่อน้ำ (Water Tube) ท่อของเหลว อุปกรณ์อุ่นน้ำ (Economizer) อุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air Pre-Heater) ของหม้อน้ำ โดยพิจารณาร่วมกับรายงานปัญหาข้อบกพร่อง และรายละเอียดงานซ่อมที่ผ่านมาดังต่อไปนี้

หม้อน้ำทุกชนิด (All Boiler)

- ตรวจสอบความหนาและความแข็งแรงของโครงสร้างรับความดัน และสภาพรอยเชื่อมต่างๆ โดยวิธีการและเครื่องมือตรวจสอบให้อยู่ในดุลยพินิจของผู้ตรวจสอบ เช่น เครื่องวัดความหนา (USTM) เครื่องตรวจสอบข้อบกพร่องภายนอก (MT) และ เครื่องตรวจสอบข้อบกพร่องภายใน (UT)

- ตรวจสภาพตะกอน (Deposits) และตะกรัน (Scale) ที่ผิวสัมผัสของถังพักไอ (Drums) ท่อ (Tubes) และส่วนรับความดันอื่นๆ (Other Pressure Parts) ก่อนให้ทำความสะอาดโดยการล้าง (By Washing) ด้วยเครื่องมือกล (By Mechanical) หรือใช้สารเคมี (By Chemical) ตามความเหมาะสม เพื่อตรวจสภาพผิว

- ตรวจสภาพภายใน และตรวจทางกายภาพของโครงสร้าง ครอบคลุมถึงหม้อน้ำทั้งตัว ซึ่งรวมถึงถังพักไอ (Drum) อุปกรณ์ผนังอุ่นน้ำ (Water walls) อุปกรณ์ไอน้ำยิ่งยวด (Superheater) อุปกรณ์ให้ความร้อนซ้ำ (Reheater) และ อุปกรณ์อุ่นน้ำ (Economizer) กับข้อต่อต่างๆ

- ตรวจผิวภายในของวัสดุเพื่อดูสภาพความเสียหายที่อาจมีสาเหตุมาจากการปรับปรุงคุณภาพน้ำ (Water Treatment) หรือสารอื่นๆ (Other Substances) ที่อาจเข้ามาในหม้อน้ำ เช่น จารบี น้ำมัน แม้จะมีปริมาณน้อยแต่ก็อันตราย หากพบให้หาทางป้องกัน เนื่องจากจะทำให้ท่อ หรือผนังรับความร้อนอื่นๆ เกิดความเสียหายเนื่องจาก ความร้อน (Overheat) มีการโป่งพอง (Bulge) หรือ แตก (Rupture)

- ตรวจสภาพการต่อด้วยหมุดย้ำ ดูสภาวะของการย้ำ (Conditions of Riveting) การบางลงของเนื้อวัสดุ (Thinness of Metal) การกัดกร่อน (Corrosion) การแตกร้าว (Cracks) และข้อบกพร่องหรือตำหนิอื่นๆ (Other Defects or Faults) ร่องบาก (Grooving) หรือรอยแตกร้าว (Cracking) ตามความยาวตะเข็บเป็นสัญญาณที่บ่งบอกถึงการเกิดความเค้นสูงในเนื้อวัสดุ ให้ดำเนินการแก้ไขและติดตามผล

- ตรวจลักษณะความเสียหายส่วนประกอบภายในของถังพักไอ ได้แก่ รอยแตกร้าว รอยหลุม (Pitting) รอยกัดกร่อน รอยสึกกร่อน (Erosion) การเกาะของตะกรัน และการบางของแผ่นวัสดุ (Thin Places)

- ตรวจการเกิดการกัดกร่อนหรือการเกิดรอยร้าวของแผ่นรองรับท่อ ส่วนปลายท่อ (Tube Ends) ห้องเผาไหม้ สัญญาณการรั่วของท่อ การบางมากเกินไปของท่อจากการบานท่อซ้ำ (Repeated Rolling) และ สภาพของปลอก (Ferrules) และข้อต่อกลาง (Nipples) ภายในถังพักไอ

- ตรวจการกัดกร่อนและการแตกร้าว ที่ทำให้เกิดการรั่วที่ช่องคนลอด (Manholes) และช่องมือลอด (Handholes)

- ตรวจการสึกหรอ การกัดกร่อน หรือการแตกร้าวของเหล็กยึดโยง (Stays) และเหล็กค้ำยัน (Braces) โดยเฉพาะบริเวณแนวเชื่อม หรือน็อตยึด อาจทดสอบน็อตยึดเหล็กยึดโยง (Stay bolts) โดยการตีเบาๆ (By Tapping) ที่ตัวเร่งแต่ละตัว (Each Bolt) ด้วยค้อน (Hammer)

- หม้อน้ำบางรุ่นที่มีจุกหลอมละลาย (Fusible Plugs) ถ้าถูกนำมาใช้งานต้องอยู่ในสภาพดีและมีอายุการใช้งานไม่เกิน 1 ปีให้ทำความสะอาดผิวของวัสดุหลอมละลาย ถ้าสภาพไม่ดีให้เปลี่ยนจุกใหม่ ห้ามเติมด้วยวัสดุอื่น

- ตรวจการเกิดความร้อนเฉพาะจุด (Localization of Heat) ที่เกิดจากการปรับหรือการผิดปกติของเครื่องพ่นไฟ (Burner) หรือ จากการติดตั้งหรือการเดินเครื่องเตาไฟที่ไม่ดี (Poor Stoker) หรือ จากความเสียหายของฉนวนกันความร้อน ให้แก้ไขป้องกันความเสียหายในบริเวณที่ได้รับผลกระทบ

- ผิวผนัง หรือผิวท่อที่สัมผัสกับไฟ ควรตรวจสภาพทุกส่วนเพื่อพิจารณาการเสียรูปเป็นลักษณะ โป่ง (Bulging) หรือพอง (Blistering) ถ้ารอยโป่ง หรือรอยพองมีขนาดใหญ่ หรือน้ำรั่วออกมาจากจุดบกพร่อง ให้ได้รับการซ่อมอย่างเหมาะสม

- สภาพปูนทนไฟ อิฐทนไฟ ที่ใช้เป็นฉนวนกันความร้อนของโครงสร้างที่เป็นเหล็กควรตรวจสอบ ให้อยู่ในสภาพที่ดี และมีช่องอากาศ อิฐทนไฟในห้องเผาไหม้ควรตรวจรอยหลุดร่วง (Spalling) รอยแตกร้าว และรอยการเข้าที่ (Settlement) ข้อควรระวังส่วนของปูนทนไฟ อิฐทนไฟ ควรทำให้แห้งก่อนในช่วงการจุดเตา (Firing Up)

หม้อน้ำชนิดท่อน้ำ (Water tube Boilers)

- ตรวจสอบการเกิดตะกรันและตะกอนภายในท่อ ตรวจการสูญเสียของวัสดุ (Wastage of Metal) การเปราะ (Brittleness) บริเวณปลายท่อ

- หม้อน้ำที่ใช้ท่อผนัง (Water walls) ให้สุ่มเปิดท่อพักน้ำของท่อผนังห้องเผาไหม้ (Furnace Wall Headers) เพื่อตรวจการกัดกร่อน หรือการตกตะกอน (Deposits) และให้ทำความสะอาดออกถ้าจำเป็นเพื่อป้องกันความเสียหายของท่อเมื่อมีการเริ่มเดินเครื่อง (Starting up)

- ตรวจสภาพภายในท่อที่อยู่ในถังพักไอ เพื่อดูช่องรูเปิด (Openings) และ รูเจาะ (Perforations) ที่ต้องปราศจากตะกอน (Free from Deposits) ตรวจภายในของข้อต่อ (Fittings) เพื่อดูการหลวมของการต่อ (Loose Connections) และความเสียหาย (Damaged) อื่นๆ

- ท่อพักน้ำของท่อผนังห้องเผาไหม้ บางส่วนที่ได้รับความร้อนโดยตรงจากการแผ่รังสีให้ตรวจอย่างระมัดระวังเพื่อดูการเกิดรอยแตกร้าว

- ถังพักไอ ท่อ และท่อพักไอน้ำ (Headers) ของหม้อน้ำที่ได้รับความร้อนจากถ่านหิน หรือเชื้อเพลิงอื่นที่มีส่วนประกอบหรือมีผลผลิตเป็นของเศษวัสดุแข็งที่สามารถทำให้สึกกร่อน (Abrasive Solid Particles) ให้ตรวจสอบการสึกกร่อน

- ควรตรวจแผ่นกั้น และผนัง โดยเฉพาะช่องที่ไอเสียอาจไหลผ่านทางลัดได้ (Permit Short Circuiting of Gases)

- ตรวจท่อที่ใช้เครื่องพ่นทำความสะอาดเพื่อตรวจการสึกหรอจากการพ่นของหัวฉีด (Nozzles)

- ตรวจดูตำแหน่งของแผ่นต้านทานการไหลของไอเสีย (Flue Gas Battling) ดูการเสื่อมสภาพของแผ่นกั้น ตำแหน่งของส่วนโค้งที่ยื่นออกมาในห้องเผาไหม้ (Combustion Arches) ไปยังผิวท่อตำแหน่งที่เปลวกระทบ (The Flame to Impinge) อาจเกิดความเสียหายเนื่องจากความร้อน

- กระเบื้อง (Tile) หรือ อิฐทนไฟ (Refractory) บริเวณถังพักไอ ควรตรวจสอบให้มั่นใจว่าไม่ได้เสียหายจนทำให้ถังพักไอสัมผัสกับเปลวหรือแก๊สจากห้องเผาไหม้

หม้อน้ำชนิดท่อไฟ (Fire tube Boilers)

- หม้อน้ำชนิดท่อไฟที่ท่ออยู่ในแนวนอนอาจเสื่อมสภาพอย่างรวดเร็วที่บริเวณปลายเปลวไฟให้เคาะเบาๆ อย่างระมัดระวังด้วยค้อนที่มีน้ำหนักเบาบนผิวภายนอกเพื่อตรวจหาบริเวณที่มีการลดลงของความหนาอย่างรุนแรง

- ตรวจผิวของท่ออย่างระมัดระวังเพื่อดูจุดบกพร่องเป็นลักษณะโปง รอยแตกร้าว หรือหลักฐาน ต่างๆ ของแนวเชื่อมที่เสียหาย (Evidence of Defective Welds) บริเวณที่ความเร็วของก๊าซสูง ท่ออาจสึกหรอ จากการกระทบโดยเศษวัสดุของเชื้อเพลิงและขี้เถ้า การรั่วของท่อบ่อยครั้งมีสาเหตุจากการสึกกร่อนที่รุนแรง (Serious Erosion Action)

- ภายนอกของท่อควรตรวจตะกรัน และตะกอน ช่องว่างระหว่างท่อควรมองเห็นแสงลอดผ่านระหว่างท่อโดยการมองจากด้านล่าง เพื่อให้มั่นใจว่าไม่มีสิ่งกีดขวางการหมุนเวียน

- ตรวจเนื้อวัสดุระหว่างรูท่อ (Ligaments between Tube Holes) ถ้ามีการรั่ว หรือ การแตก ที่เนื้อวัสดุควรหาสาเหตุ ดำเนินการแก้ไขและติดตามผล

- ตรวจช่องคนลอด ช่องเปิดอื่นๆ (Other Openings) และแผ่นเสริมความแข็งแรงอื่นๆ (Reinforcing Plates) ต้องอยู่ในสภาพดี และการต่อแบบหน้าแปลนอื่นๆ (Other Flanged) หรือการต่อ แบบขันเกลียว (Screwed) ควรตรวจทั้งภายในและภายนอกเพื่อดูสภาพต้องไม่มีรอยแตกร้าว การเสียรูป การสึกหรอและการกัดกร่อน

- ช่องที่ต่อกับอุปกรณ์ความปลอดภัยทั้งหมด เช่น ต่อเพื่อตรวจวัดระดับน้ำ และต่อกับอุปกรณ์ ลิ้นระบายนิรภัย (Safety Relief Devices) ควรตรวจดูไม่ให้มีการขัดขวางทางไหล

- ให้ตรวจหาจุดบกพร่องของท่อไฟ เช่น มีลักษณะบวมพองบนผิวท่อ หรือ กรณีบิดเบี้ยวมาก (Distortion) ให้พิจารณาเปลี่ยนใหม่

- ตรวจการกระทบของเปลวบนแผ่นที่มีลักษณะแห้ง (Dry Sheets) โดยเฉพาะที่เป็นส่วนโค้งด้านหลัง (Back Arch) ที่มีท่อวกกลับ (Return Tubular Boilers)

10.2.3 การตรวจทดสอบโดยการอัดน้ำ (Hydrostatic Test)

ตรวจทดสอบความแข็งแรงของโครงสร้างรับความดันของหม้อน้ำ ด้วยการอัดน้ำ (Hydrostatic Test) โดยน้ำที่ใช้อัดทดสอบหม้อน้ำต้องมีอุณหภูมิในช่วง 21- 49 °C ในการตรวจทดสอบให้ดำเนินการดังนี้

- กรณีหม้อน้ำ สร้างใหม่ หรือมีการดัดแปลง ซ่อมแซม หรือเปลี่ยนโครงสร้างรับความดัน ให้วิศวกรผู้ตรวจทดสอบทำการอัดน้ำที่ความดันไม่น้อยกว่า 1.5 เท่าของความดันอนุญาตให้ใช้งานสูงสุด (Maximum Allowable Working Pressure หรือ MAWP) และคงความดันไว้ไม่น้อยกว่า 10 นาที จากนั้นให้ลดความดันลงเหลือเท่ากับ 1 เท่า หรือไม่เกิน 1.25 เท่าของความดันอนุญาตให้ใช้งานสูงสุด (MAWP) แล้วตรวจสอบการรั่วซึมในส่วนต่างๆ

- กรณีการตรวจทดสอบความดันด้วยการอัดน้ำประจำปี (Annual Hydrostatic Test) ให้วิศวกร ผู้ตรวจทดสอบทำการอัดน้ำที่ความดันไม่ต่ำกว่า 1 เท่า หรือไม่เกิน 1.25 เท่าของความดันอนุญาตให้ใช้งานสูงสุด (MAWP) และต้องมีการตรวจสอบการรั่วซึม โดยในการนี้ให้คงความดันไว้จนกว่าการตรวจสอบ การรั่วซึมจะแล้วเสร็จ

- ในการดำเนินการตามข้อ 1) หรือข้อ 2) หากไม่ทราบข้อมูลความดันอนุญาตให้ใช้งานสูงสุด (MAWP) ให้วิศวกรอัดน้ำทดสอบที่ความดันไม่น้อยกว่า 1.5 เท่าของความดันใช้งานสูงสุด (Maximum Working Pressure หรือ MWP) และคงความดันไว้ไม่น้อยกว่า 30 นาที เพื่อตรวจสอบการรั่วซึมในส่วนต่าง ๆ

- ในระหว่างการทดสอบ ให้กดหน้าสัมผัส (Gagged) ด้วยเครื่องมือพิเศษ หรือถอดลิ้นนิรภัย (Safety Valves) ออกจากหม้อน้ำ รวมถึงระบบควบคุมทุกชนิด (All Controls) และส่วนประกอบ (Appurtenances) ที่ไม่สามารถต้านทานความดันทดสอบเพื่อไม่ให้เกิดความเสียหาย (Without Damage)

หมายเหตุ เพื่อความปลอดภัยในการเข้าตรวจสอบระหว่างการทำ Hydrostatic Test จึงไม่ควรเข้าตรวจสอบ ขณะที่กำลังเพิ่มความดัน หรือ ขณะที่ความดันสูงสุด ควรให้ความดันลดลงเหลือประมาณความดันใช้งานจึงเข้าตรวจสอบ

10.2.4 การตรวจสอบและปรับตั้งลิ้นนิรภัย (Function Test For Safety Valve)

ปรับตั้งการทำงานลิ้นนิรภัย (Safety Valve) ของหม้อน้ำให้ระบายไอน้ำที่ความดันไม่เกิน 1.03 เท่าของความดันอนุญาตให้ใช้งานสูงสุด (MAWP) การทดสอบลิ้นนิรภัยควรทดสอบคุณลักษณะ ดังต่อไปนี้

- ความดันเปิด (Opening Pressure)

การตั้งค่าความดันเปิดแบบทันทีทันใด (Set Popping Pressure) อนุญาตให้เป็นตามข้อกำหนด ASME Section 1 ต้องแน่ใจว่ามาตรวัดความดันในระบบ (System Pressure Gage) ต้องมีความแม่นยำ ดังแสดงในตารางที่ 10.1

ตารางที่ 10.1 ตารางแสดงความดันที่กำหนด และค่าการเปลี่ยนแปลงที่อนุญาต

ความดันที่กำหนด (kPa)	ค่าการเปลี่ยนแปลงที่อนุญาต
100 ถึง 500	±15 kPa
เกิน 500 ถึง 2000	±3%
เกิน 2000 ถึง 7000	±70 kPa
เกิน 7000	±1%

- ความดันปิด (Closing Pressure)

การให้ลิ้นนิรภัยปิดที่ตำแหน่งตามที่กำหนด (Specific Closing Points) ขึ้นอยู่กับการออกแบบหม้อน้ำ ลิ้นนิรภัยอาจทำงานติดขัด มีอาการกระทบกันของหน้าสัมผัส (Chatter) หรือเกิดความเสียหายในตัวเอง (Damage Itself) ถ้าความดันปิดใกล้กับความดันเปิดทันทีทันใด

- ความสามารถระบายไอน้ำ (Capacity)

การวัดระยะยก (Lift) หรือระยะเคลื่อนที่ของแกน (Spindle Travel) ใช้ค่าความสามารถระบายไอน้ำ (Rated Capacity) ตามที่ระบุที่ป้ายชื่อ (Nameplate) ก่อนที่ปฏิบัติการทดสอบหม้อน้ำโดยการอัดน้ำ ให้ศึกษาคู่มือจากผู้ผลิต เพื่อให้ทราบขั้นตอนปฏิบัติที่ถูกต้อง อย่างใดอย่างหนึ่ง ดังนี้

1) ถอดลิ้นนิรภัยออกและปิดช่องเปิดไว้

2) ใช้อุปกรณ์กดหน้าสัมผัสให้แน่น (Gag) ให้ระวังไม่ให้ขันเกลียวแน่นจนเกินไป เพื่อหลีกเลี่ยง ความเสียหายที่จะเกิดกับแกน และหรือหน้าสัมผัสด้านนั่ง (Seat)

3) ใช้อุปกรณ์อุดสำหรับการอัดน้ำ (Hydrostatic Plugs)

- เมื่อต้องการทดสอบลิ้นนิรภัยหลังจากเริ่มเดินเครื่องจากสภาวะเย็น ควรให้อุณหภูมิของ ลิ้นนิรภัยคงที่ก่อนทำการทดสอบ ไม่ให้ติดตั้งอุปกรณ์กดหน้าสัมผัส (No Gag) จนกว่าความดันหม้อน้ำ ถึง 80% ของความดันใช้งานปกติ เป็นเวลา 2 ชั่วโมง เพื่อป้องกันความเสียหายที่เกิดกับแกนของลิ้นนิรภัย เนื่องจากการขยายตัวทางความร้อน (Thermal Expansion)

- เมื่อมีความจำเป็นต้องปรับลิ้นนิรภัยในขณะที่ได้ติดตั้งบนหม้อน้ำ ความดันเดินเครื่องใช้งานควรต่ำกว่าค่าความดันกำหนดของลิ้นนิรภัยอย่างน้อย 10% ก่อนที่จะพยายามปรับตั้งอีกครั้งควรติดตั้งอุปกรณ์กดหน้าสัมผัสที่ตัวอื่น ยกเว้นตัวที่พยายามจะปรับ การปรับให้ค่อยๆ ปรับทีละน้อยและปรับโดยผู้ชำนาญเฉพาะทางที่ได้ผ่านการฝึกมาเป็นอย่างดี

- ลิ้นนิรภัยบางตัวที่ถูกออกแบบไว้ สามารถทดสอบความดันเปิดในระหว่างที่ใช้งานหม้อน้ำ โดยติดตั้งเครื่องมือพิเศษของผู้ผลิตลิ้นนิรภัย (Manufacturer's Lift Assist Device) เครื่องมือพิเศษดังกล่าวไม่ได้ให้ลิ้นนิรภัยทำงานแบบยกเต็มที่ (Full Lift) และไม่ได้บ่งบอกค่าความแตกต่างของความดันเปิด-ปิด (Blowdown) จึงไม่สามารถใช้พิสูจน์คุณสมบัติหรือสมรรถนะ (Performance) ของลิ้นนิรภัยได้ใช้ได้เฉพาะเพื่อตรวจสอบหรือปรับแต่งความดันเปิด เบื้องต้น (Preliminary Setting) ของลิ้นนิรภัย

- ลิ้นนิรภัยแต่ละตัวควรมีการแยกท่อระบายออก (Separate Discharge Pipe) ซึ่งควรมีระยะ สั้นเท่าที่เป็นไปได้เพื่อหลีกเลี่ยงความเค้นเกินในตัวลิ้นนิรภัย

10.2.5 การตรวจสอบระบบการควบคุมความปลอดภัย (Function Test for Boiler Protection)

ผู้ตรวจทดสอบจะต้องตรวจสอบสภาพ ความเหมาะสม ความครบถ้วน ความถูกต้องในการทำงานของอุปกรณ์ส่วนควบ อุปกรณ์ระบบความปลอดภัยตามที่กำหนดในประกาศกระทรวงอุตสาหกรรม เรื่อง อุปกรณ์ความปลอดภัยสำหรับหม้อน้ำ และถูกต้องตามหลักวิศวกรรม

เครื่องแสดงผล (Indicating Devices) เครื่องบันทึกข้อมูล (Recording Devices) และ เครื่องมือวัดที่เกี่ยวข้อง ถูกใช้เป็นเครื่องมือพื้นฐาน สำหรับใช้ในการตรวจติดตามข้อมูลและควบคุมการทำงานหม้อน้ำ รวมถึงเครื่องมือวัดปริมาณไอน้ำ ปริมาณอากาศ ปริมาณน้ำป้อน มาตรวัดแรงดัน อุณหภูมิและเครื่องมือวัดออกซิเจน เหล่านี้ถูกติดตั้ง และมีความสำคัญในการตรวจติดตามสภาวะการทำงานของหม้อน้ำ อุปกรณ์ความปลอดภัย และการแปรผันพลังงานในระบบหม้อน้ำ

หม้อน้ำที่ติดตั้งระบบป้องกัน (Interlock System) ได้ถูกสร้างขึ้นเพื่อการเดินเครื่องและการหยุดเดินเครื่องด้วยลำดับขั้นตอนที่ปลอดภัย โดยขั้นตอนดังกล่าวไม่สามารถละเลยหรือข้ามขั้นตอนได้

หม้อน้ำที่ไม่ได้ติดตั้งระบบป้องกัน ทำให้ผู้ควบคุมหม้อน้ำต้องปฏิบัติตามคู่มือการเดินเครื่องของผู้ผลิตอย่างระมัดระวังในการนำหม้อน้ำเข้าใช้งานและการหยุดใช้งานในระหว่างการนำหม้อน้ำเข้าใช้งาน และหยุดใช้งาน ระบบป้องกันทั้งหมด ซึ่งรวมถึงระบบการตัดเชื้อเพลิงในกรณีระดับน้ำของหม้อน้ำต่ำเกินไป และอุปกรณ์การตรวจจับเปลวการเผาไหม้ควรได้รับการตรวจสอบหน้าที่การทำงานที่ถูกต้อง สำหรับหม้อน้ำ ที่มีการทำงานแบบอัตโนมัติควรมีระบบการตัดเชื้อเพลิงในกรณีระดับน้ำของหม้อน้ำต่ำเกินไปสองระบบ ที่อิสระต่อกัน และทุกๆงานบำรุงรักษาประจำปีระบบดังกล่าวควรถอดมาทำการตรวจสอบ ทำความสะอาด สอบเทียบและตรวจสอบประสิทธิภาพการทำงาน

10.3 เครื่องแสดงผล และเครื่องบันทึกผล (Indicators and Recorders)

การทำงานของหม้อน้ำต้องการการควบคุมที่เหมาะสมของปริมาณน้ำป้อนที่เข้าหม้อน้ำ ปริมาณอากาศ ปริมาณเชื้อเพลิง ดังนั้นระบบการวัดจึงควรติดตั้งเพื่อให้ผู้ควบคุมหม้อน้ำได้ตรวจติดตามและระมัดระวังสภาวะการเดินเครื่องที่จะส่งผลกระทบต่อการทำงานของหม้อน้ำ และเพื่อความมั่นใจในการเดินเครื่องที่ปลอดภัย มีประสิทธิภาพและเชื่อถือได้ ให้ติดตั้งอุปกรณ์การวัดพื้นฐานตามรายการ ดังนี้

10.3.1 เครื่องแสดงผล มีรายการดังต่อไปนี้

1) อุปกรณ์แสดงระดับน้ำ (Water Level Indicator)

2) มาตรวัดความดันที่ถังพักไอ (Steam Drum Pressure Gage)

3) มาตรวัดความดันที่ทางออกไอน้ำยิ่งยวด (Superheater Outlet Pressure Gage)

4) ความดันน้ำป้อน (Feedwater Pressure)

5) ความดันห้องเผาไหม้ (Furnace Draft or Pressure)

6) ความดันทางออกหม้อน้ำ (Boiler Outlet Draft or Pressure)

7) ความดันทางออกของพัดลมอัดอากาศ และ ความดันทางเข้าของพัดลมดูดอากาศ (Forced Draft Fan Discharge and Induced Draft Fan Inlet Pressure)

8) ความดันในกล่องลม หรือความดันแตกต่างในห้องเผาไหม้ที่กล่องลมสำหรับระบบการเพิ่มความดัน (Wind Box Pressure or Wind Box Furnace Differential for Pressurized Systems)

9) ความดันทางเข้าและทางออกของอุปกรณ์อุ่นน้ำ (Economizer Inlet And Outlet Draft Or Pressure)

10) ความดันทางเข้าและทางออกของเครื่องอุ่นอากาศทั้งทางด้านไอเสียและด้านอากาศ (Air Heater Inlet and Outlet Draft or Pressure, Both Flue Gas and Air Side)

11) ความดันทางจ่ายและหัวเผาสำหรับการเผาไหม้เชื้อเพลิงน้ำมันและเชื้อเพลิงก๊าซ (Fuel Supply and Burner Pressure For Oil or Gas Firing)

12) ความดันการผสมน้ำมันและความแตกต่าง และอุณหภูมิน้ำมัน สำหรับระบบน้ำมันเตา (Atomizing Supply and Differential Pressure And Oil Temperature for Heavy Oil Systems)

10.3.2 เครื่องบันทึกผล มีรายการดังต่อไปนี้

1) การไหลของไอน้ำ (Steam Flow)

2) การไหลของอากาศ (Air Flow)

3) การไหลของน้ำป้อน (Feedwater Flow)

4) ระดับน้ำในถังพักไอ (Drum Level)

5) อุณหภูมิทางออกจากไอน้ำยิ่งยวด และเครื่องลดอุณหภูมิไอน้ำ (Steam Temperatures Leaving Superheater and Attemperator)

6) อุณหภูมิอากาศ และไอเสีย (Air and Flue Gas Temperatures)

7) เครื่องแสดงควันหรือความทึบ ของไอเสียหม้อน้ำที่ใช้เชื้อเพลิงถ่านหินหรือน้ำมัน (Smoke or Opacity Indicator for Coal or Oil Fired Units)

8) เครื่องวิเคราะห์ไอเสีย เช่น มาตรวัดออกซิเจน คาร์บอนมอนอกไซด์ หรือ คาร์บอนไดออกไซด์ (Flue Gas Analyzer เช่น O_2, CO, or CO_2 Meter)

10.3.3 ระบบควบคุมความปลอดภัย (Interlocks)

ระบบควบคุมลำดับการทำงาน (Interlocks) หรือบางครั้งเรียกว่าระบบควบคุมความปลอดภัย (Safety Controls) มีหน้าที่ในการตัดเชื้อเพลิงที่เข้าสู่ระบบหม้อน้ำ (Interrupt Fuel Flow) และสั่งหยุด การทำงานของอุปกรณ์ (Shut Down Equipment) ในสภาวะที่มีความไม่ปลอดภัยเพิ่มขึ้น ซึ่งสภาวะที่ไม่ปลอดภัย มีดังนี้

1) การสูญเสียของพัดลมแรงอัดอากาศ (Loss of FD Fan)

2) การสูญเสียของพัดลมดูดอากาศ (Loss of ID Fan)

3) ความดันห้องเผาไหม้ (Furnace Pressure)

4) ระดับน้ำของหม้อน้ำต่ำ (Low Water Level)

5) สูญเสียเปลวการเผาไหม้ (Loss of Flame)

6) แหล่งจ่ายเชื้อเพลิงมีค่าออกนอกการทำงานปกติ (Fuel Supply Out of Normal Range)

7) ความดันที่ทำให้เชื้อเพลิงมีอนุภาคเล็กลง (Atomizing Fluid Pressure) หรืออุณหภูมิมีค่าออกนอกช่วงการทำงานปกติ (Temperature Out of Normal Range)

8) อุณหภูมิของไอน้ำออกนอกช่วงการทำงานปกติ (Steam Temperature Out of Normal Range)

10.3.4 การตรวจสอบและการทดสอบ

การตรวจสอบสภาวะและสภาพการทำงานที่สมบูรณ์ของเครื่องมือวัดและสัญญาณป้องกันทั้งหมดของหม้อน้ำ ควรได้รับการตรวจสอบโดยผู้เชี่ยวชาญอย่างน้อยปีละ 1 ครั้ง และควรบันทึกข้อมูลการตรวจสอบและวันที่ทำการตรวจสอบในสมุดบันทึกการเดินเครื่อง (Operating Log)

ระบบควบคุม (Controls) และระบบควบคุมความปลอดภัย (Interlocks) ควรได้รับการตรวจสอบอย่างระมัดระวังว่าสามารถทำงานร่วมกับอุปกรณ์ที่ถูกควบคุมได้แก่ เครื่องปรับการไหลของอากาศ (Dampers) และลิ้น ในแต่ละสภาวะว่าทำงานได้ถูกต้อง หากมีปัญหาต้องได้รับการแก้ไขก่อนที่จะนำหม้อน้ำเข้าใช้งาน

10.4 กรณีศึกษาด้านความปลอดภัยของหม้อน้ำ

10.4.1 ข้อมูลด้านเทคนิคของหม้อน้ำ

โรงไฟฟ้าชีวมวลมีหม้อน้ำใช้งานจำนวน 1 เครื่องขนาดพิกัดผลิตไอน้ำ 60 ตัน/ชั่วโมง ติดตั้งเมื่อปี 2557 (January 2014) ตะกรับแบบ Traveling Grate Stoker ใช้ Bagasse เป็นเชื้อเพลิง โครงสร้างการติดตั้งหม้อน้ำเป็นแบบแขวนกับฐาน Beam รายละเอียดด้านเทคนิคเพิ่มเติม ดังแสดงในตารางที่ 10.2 และดังแสดงในรูปที่ 10.1

ตารางที่ 10.2 ข้อมูลด้านเทคนิคของหม้อน้ำ

ประเภทหม้อน้ำ	Water Tube Boiler
มาตรฐานการผลิต	ASME
พิกัดกำลังผลิตไอน้ำ	60,000 kg/h
ความดันตามค่าออกแบบ	110 kg/cm^2
ความดันการทำงานสูงสุดที่อนุญาต	105 kg/cm^2
ความดันใช้งาน	105 kg/cm^2
ความดันตรวจสอบที่ใช้แรงดันน้ำ	143 kg/cm^2
อุณหภูมิไอน้ำอิ่มตัว	324 ˚C (at P = 110 Bar)
อุณหภูมิไอน้ำยิ่งยวด	520 ˚C, Operate 427 ˚C
พื้นที่ตะกรับ	23.584 m^2
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	351 m^2
ปริมาณความจุน้ำ	N/A



รูปที่ 10.1 Bagasse Fire Boiler

10.4.2 ประวัติการใช้งานหม้อน้ำ

จากการตรวจสอบและสอบถามประวัติการใช้งานหม้อน้ำกับบุคลากรของโรงไฟฟ้า ดังแสดงในรูปที่ 10.2 สามารถสรุปได้ดังนี้

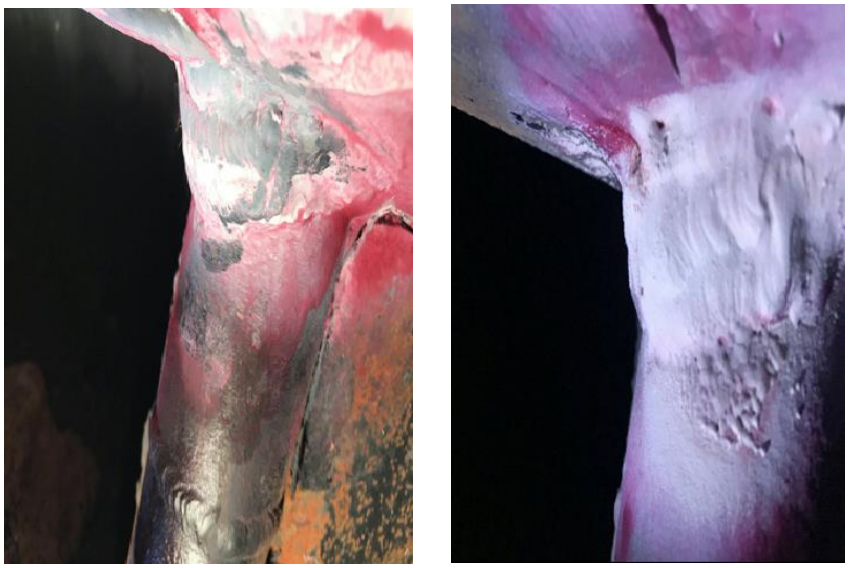


รูปที่ 10.2 การตรวจสอบและสัมภาษณ์ข้อมูลเดินเครื่อง ประวัติบำรุงรักษา

1. ตรวจพบปัญหา Boiler Tube Leak ที่แนวเชื่อมต่อระหว่างท่อ Back Water Wall Tube กับ Upper Header จำนวน 2 จุด ดังแสดงในรูปที่ 10.3 แก้ไขโดยการเจียรจุดที่ Leak แล้วเชื่อมซ่อมใหม่ ตามแสดงในรูปที่ 10.4 ส่วนสาเหตุความเสียหายครั้งนี้ ยังไม่มีข้อมูลจากผู้ดูแลหม้อไอน้ำ แต่จากรูปที่เสียหายเบื้องต้นเกิดจาก Stress Cracking บริเวณ Heat Affect Zone (HAZ.) หรืออาจเกิดจาก Welding Defect



รูปที่ 10.3 Boiler Tube Leak ที่แนวเชื่อมท่อ Back Water Wall Tube กับ Upper Header

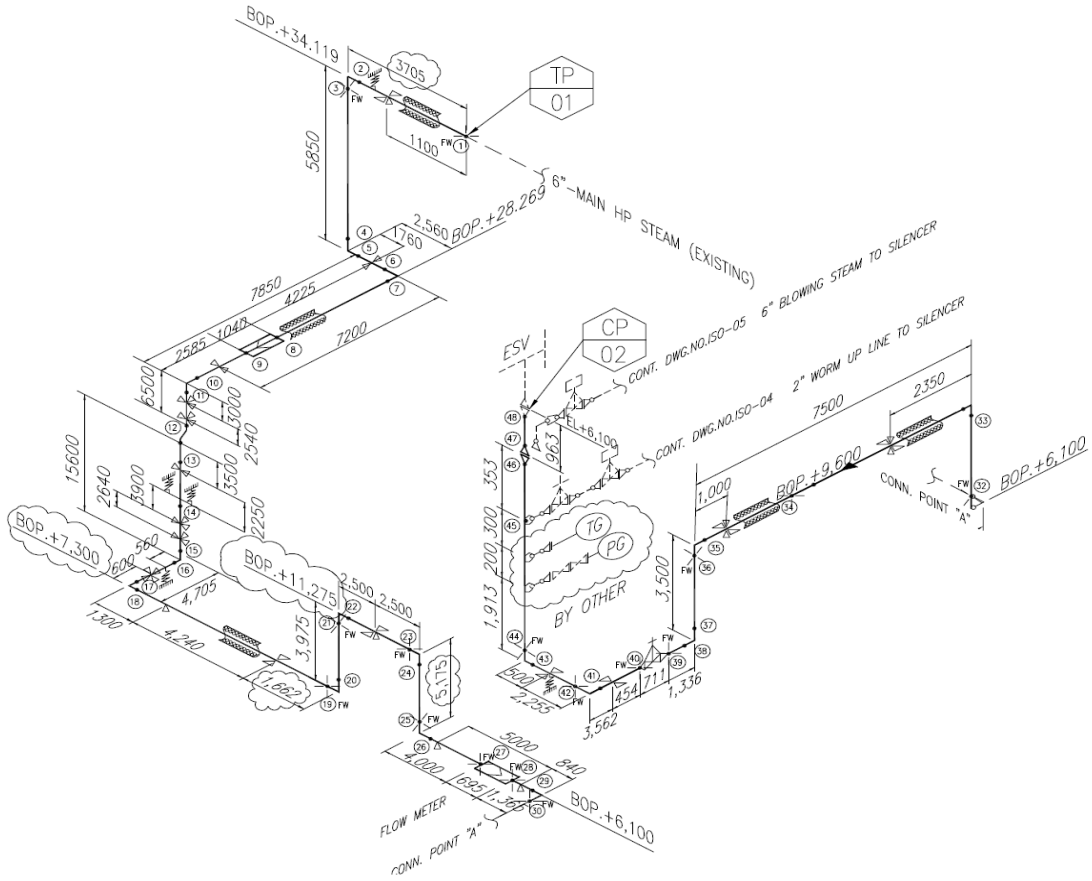


รูปที่ 10.4 การแก้ไข Boiler Tube Leak ที่แนวเชื่อมท่อ Back Water Wall Tube

ข้อเสนอแนะ : การเชื่อมซ่อมท่อ Back Water Tube ตามวิธีการดังกล่าว ในอนาคตยังเป็นจุดเสี่ยงที่จะเกิดการ Crack บริเวณขอบแนวเชื่อม เพื่อแก้ไขปัญหานี้ ควรทำการตัดเปลี่ยนท่อใหม่ ทำการเชื่อมตามขบวนการ Welding Procedure ที่กำหนด กรณีไม่ตัดเปลี่ยนท่อใหม่ ต้องทำการตรวจสอบแนวเชื่อมดังกล่าวทุกงาน Shut Down ที่ตรวจสอบ Boiler

2. ตรวจพบปัญหา Main Steam Piping ตั้งแต่ช่วงติดตั้ง Plant เนื่องจากการออกแบบ Main Steam Piping Line และ Pipe Support ใหม่ที่แตกต่างจาก Original Design ตามแสดงในรูปที่ 10.5 และจากการวิเคราะห์ Stress Analysis ของ Main Steam Piping Line พบว่าเกิดแรง Forced, แรงโมเมนต์บิด และ Pipe Movement สูง ส่งผลให้ท่อ, Elbow หรือ Support เกิดความเสียหายหรือ Deform ได้ง่าย

ข้อเสนอแนะ : ตรวจสอบและติดตาม Actual Pipe Movement และ Pipe Support ทุกปี โดยติดตั้ง Indicator วัด Pipe Movement ช่วง Cold Condition เทียบกับ Hot Condition เพื่อจะได้เปรียบเทียบกับ Design โดย Indicator ดังกล่าวสามารถวัดได้ทั้ง 3 แนว (X, Y, Z) เพื่อติดตามผลการใช้งาน ถ้าพบจุดขัดตัวหรือจุด Pipe Movement ไม่อิสระ ต้องทำการแก้ไขใหม่ หรือทำการปรับปรุงโดยออกแบบ Pipe Support ใหม่ที่ใช้ Spring Hanger แทน Sliding Support ทำให้ Pipe Movement ได้อิสระมากขึ้น ลดความเสียหายที่จะเกิดขึ้นกับท่อ Elbow และอุปกรณ์อื่นๆได้ ตามตัวอย่างแสดงในรูปที่ 10.6



รูปที่ 10.5 Main Steam Piping Line และ Pipe Support



รูปที่ 10.6 Pipe Support แบบ Spring Hanger

10.4.3 การตรวจสอบระบบปรับปรุงคุณภาพน้ำ (Water Treatment)

ระบบ Water Treatment จะปั๊มน้ำดิบจากบ่อ Raw Water Pond เข้าถังตกตะกอน (Clarify Tank) ได้น้ำ Clear Water นำไปผ่านถังกรองทราย (Sand Filter Tank) ได้น้ำไปเก็บไว้ที่ Treated Water Tank นำไปผลิตน้ำ Demin. โดยผ่าน Multimedia Tank และ Carbon Filter Tank เข้าไปในระบบ RO System ส่งน้ำไปเก็บที่ RO Tank และส่งเข้าระบบ EDI ได้น้ำ Demin. นำไปเก็บไว้ที่ Demin Storage Tank เตรียมป้อนเข้าหม้อไอน้ำต่อไป ระบบผลิตน้ำ Water Treatment แสดงดังรูปที่ 10.7 และ 10.8

ระบบน้ำป้อน Demin. มีการเติมสาร Corrosion Inhibitor บริเวณด้าน Suction ของ Boiler Feed Water Pump ประกอบด้วย Boiler Deposit Control และ Oxygen Scavenging



รูปที่ 10.7 ระบบผลิตน้ำ Water Treatment Plant



รูปที่ 10.8 อุปกรณ์ของระบบ Water Treatment

10.4.4 การตรวจสอบสภาพภายนอกหม้อน้ำ (External Inspection)

การตรวจสอบสภาพภายนอกหม้อน้ำ เป็นการตรวจความผิดปกติที่เกิดขึ้นภายนอกห้องเผาไหม้ประกอบด้วย สภาพโครงสร้างหม้อน้ำ, Boiler casing, Boiler Steam Drum, ระบบทำความสะอาดท่อ (Soot blower), Steam Piping System, Feed Water System, ระบบวาล์วนิรภัย, Boiler apparatus, Process equipment รายละเอียดการตรวจสภาพอธิบายได้ ดังต่อไปนี้

10.4.4.1 สภาพโครงสร้างหม้อน้ำ (Boiler Structure)

ผลตรวจสอบ : โครงสร้างหม้อน้ำ (Boiler Structure) ออกแบบให้แขวนใต้ฐาน Support Beam ดังแสดงในรูปที่ 10.9 เมื่อหม้อน้ำถูกใช้งานในสภาวะ Hot Condition จะขยายตัวขึ้นลงด้านลง อุปกรณ์ด้านล่างหม้อน้ำจึงได้รับผลกระทบกับการขยายตัวของท่อหม้อน้ำ โดยเฉพาะ Boiler Expansion Joint ที่ห้องเผาไหม้ จากการตรวจสอบพบโครงสร้างหม้อน้ำปกติ แต่ตรวจพบ Bolt ยึด Buck Stay คลายตัวหลายจุด ดังแสดงในรูปที่ 10.10 อาจจะส่งผลให้ โครงสร้างผนังหม้อน้ำบิดตัวได้



รูปที่ 10.9 โครงสร้างหม้อน้ำ (Boiler Structure)

ข้อเสนอแนะ : ต้องทำการกวดอัด Bolt ยึด Buck Stay ให้แน่น และควรใส่ Lock Nut เพิ่มอีก 1 ตัว เพื่อป้องกัน Nut คลายตัว และกำหนดให้มีการตรวจสอบโครงสร้างหม้อน้ำประจำปี โดยการตรวจฐานยึดหม้อน้ำ ว่ามีการชำรุด บิดตัว หรือไม่ โดยเปรียบเทียบกับช่วงติดตั้งใหม่ ต้องมีสภาพตามที่แสดงในรูป 10.10 นอกจากนั้นต้องทำการตรวจสภาพการ Deform, จุดยึด Buck stays, Hanger Supports, สภาพ Refractory

และ Insulation ถ้าหากพบชำรุดเสียหาย ต้องวางแผนเตรียมทำการแก้ไข และควรติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้วัดการขยายตัวของหม้อน้ำ เพื่อเปรียบเทียบระหว่าง Hot และ Cold Condition



รูปที่ 10.10 Bolt ยึด Buck Stay คลายตัว



รูปที่ 10.11 ฐานยึดโครงสร้างหม้อน้ำ (Support Beam)

10.4.4.2 Boiler Casing

ผลตรวจสอบ : จากการตรวจสอบสภาพภายนอก Boiler Casing พบสภาพปกติ Insulation และ Lagging มีรอยไหม้ ชำรุดเสียหายหลายจุด ดังแสดงในรูปที่ 10.12 เนื่องจากได้รับความร้อนมากช่วงที่ Boiler Expansion Joint เกิดชำรุดเสียหายและ Flue Gas พ่นออกมาภายนอก ทางบริษัทได้ทำการเปลี่ยน Boiler Expansion Joint ใหม่แล้วเสร็จ แต่ยังไม่ได้แก้ไขหรือเปลี่ยน Insulation และ Lagging ใหม่ และตรวจพบ Man Hole ผนังด้านในที่ได้รับ Flue Gas เกิด Deform จนชำรุดเสียหาย จากสภาพการใช้งานที่รับความร้อนสูงตลอดเวลา ตามแสดงในรูปที่ 10.13

ข้อเสนอแนะ : ควรทำการแก้ไขและเปลี่ยน Insulation และ Lagging ที่ชำรุดเสียหาย ให้กลับมาอยู่ในสภาพปกติ และทำการแก้ไขฝา Man Hole ที่ชำรุดให้กลับมาอยู่ในสภาพเดิม หรือปรับปรุงใหม่ให้ผนังด้านในเป็นปูนทนไฟ แทนผนังที่เป็นเหล็ก โดยติดตั้งหนามเตย ช่วยยึดปูนแทน จะทำให้ผนัง Man Hole ด้านในเตามีอายุการใช้งานนานขึ้น สามารถทนความร้อนได้ดี กรณีที่ Gasket ชำรุด ต้องทำการเปลี่ยน Gasket ใหม่แล้วกวดอัดฝา Man Hole ให้แน่น



รูปที่ 10.12 สภาพ Insulation และ Lagging มีรอยไหม้



รูปที่ 10.13 ฝา Man Hole เกิดการ Deform และชำรุดเสียหาย

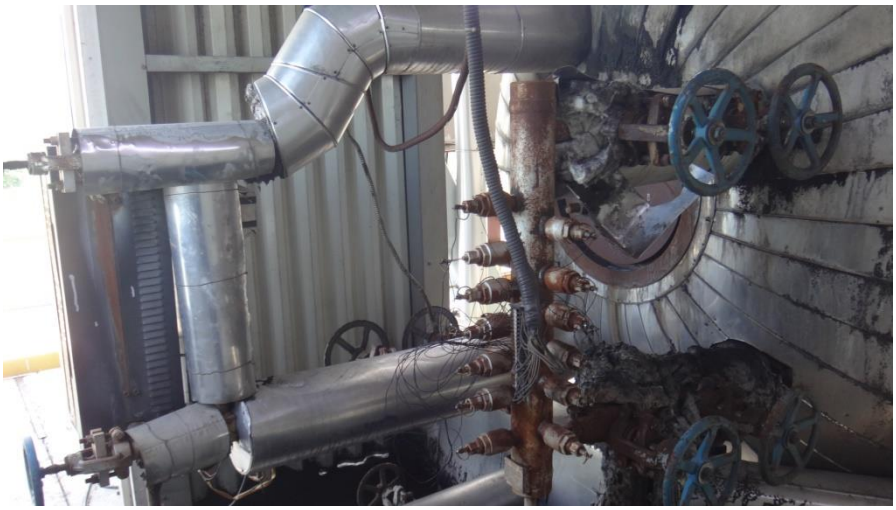
10.4.4.3 Boiler Steam Drum

ผลตรวจสอบ : Steam Drum เป็นอุปกรณ์ที่ทำการแยกไอน้ำออกจากน้ำ เพื่อส่งต่อไปยัง Superheater Coil เพื่อเพิ่มอุณหภูมิได้ Degree Superheat ตามที่ออกแบบก่อนส่งไปขับกังหันไอน้ำ (Steam Turbine) ต่อไป โดยจะมีอุปกรณ์วัดระดับน้ำชนิด Sight Glass 2 ชุด และชนิด Electrode อาจจะออกแบบให้ติดตั้งอยู่ด้านข้าง หรือบริเวณกึ่งกลาง Steam Drum ก็ได้ จากรูปที่ 10.14 และ รูปที่ 10.15

แสดง Steam Drum ที่มีอุปกรณ์วัดระดับน้ำติดตั้งบริเวณด้านข้าง Steam Drum จากการตรวจสอบ Sigh Glass ทั้ง 2 ชุดพบสภาพปกติ แต่ไม่ได้ตรวจสอบระดับน้ำ เนื่องจากอยู่ในช่วง Shut Down Plant ส่วนชุด Electrode พบสายสัญญาณไม่ได้มีการจัดเก็บ มีโอกาสเกิดความเสียหายได้ และพบ Man Hole ของ Steam ไม่ได้ติดตั้ง Insulation Cover ทำให้มีความร้อนสูญเสียออกสู่ภายนอก (Heat Loss)



รูปที่ 10.14 Boiler Steam Drum และ Water Level Indicator ด้าน Left Side



รูปที่ 10.15 Boiler Steam Drum และ Water Level Indicator ด้าน Right Side

ข้อเสนอแนะ : ควรจัดเก็บสายสัญญาณของชุด Electrode เพื่อป้องกันการชำรุดเสียหาย เหมือนช่วงติดตั้งใช้งานใหม่ ดังแสดงในรูปที่ 10.16 และมี PM ทำความสะอาดกระจก Sigh Glass ให้สามารถมองเห็นระดับน้ำได้ตลอดเวลา ในระหว่างการใช้งานหากตรวจพบคราบสกปรก ควรทำการ Back Wash ตามขั้นตอนที่กำหนดในคู่มือการใช้งานของระบบ Sigh Glass สำหรับ Man Hole ของ Steam Drum หลังจากงานตรวจซ่อมแล้ว เมื่อนำ Boiler เข้าใช้งาน จนเข้าสู่สภาวะใช้งานปกติ ถ้าตรวจสอบ Man Hole Steam Drum และไม่พบการรั่วหรือความผิดปกติอื่นๆ ควรมีการติดตั้ง Insulation Cover ทั้ง 2 ด้าน เพื่อป้องกันความร้อนสูญเสียออกภายนอก



รูปที่ 10.16 สภาพชุด Sigh Glass และ Electrode ช่วงติดตั้ง Plant ใหม่

10.4.4.4 ระบบป้อนเชื้อเพลิงและห้องเผาไหม้

ผลตรวจสอบ : ระบบป้อนเชื้อเพลิงเป็นแบบ Chain Conveyor ดังแสดงในรูปที่ 10.17 ทำหน้าที่ป้อนเชื้อเพลิงไปยัง Fuel Hopper และมี Feeder ทำหน้าที่ป้อนเชื้อเพลิงเข้าไปห้องเผาไหม้ ตามปริมาณที่ต้องการ ดังแสดงในรูปที่ 10.18 จากการตรวจสอบพบ Chain Conveyor พบผนังและรางรองรับ Conveyor Chain มีการสึกหรอจากการเสียดสีช่วงใช้งาน ทางบริษัทกำลังทำการตรวจซ่อมแก้ไขอุปกรณ์ภายในของ Chain Conveyor ดังแสดงในรูปที่ 10.19

ข้อเสนอแนะ : ในระหว่างการใช้งานของ Chain Conyeyor ต้องตรวจสอบและปรับความตึงของโซ่ไม่ตึงหรือหย่อนเกินไป และควรปรับลด Speed ให้พอเหมาะกับการลำเลียงเชื้อเพลิง เพื่อยืดอายุการใช้งานของ Conveyor Chain และ Flight Bar



รูปที่ 10.17 ระบบป้อนเชื้อเพลิงเป็นแบบ Chain Conveyor



รูปที่ 10.18 Fuel Hopper และมี Feeder ทำหน้าที่ป้อนเชื้อเพลิงเข้าไปห้องเผาไหม้



รูปที่ 10.19 การตรวจซ่อมและแก้ไข Fule Chain Conveyor

ผลตรวจสอบ : จากการตรวจสอบช่วง Fuel Hopper และมี Feeder ที่ทำหน้าที่ป้อนเชื้อเพลิงเข้าไปห้องเผาไหม้ พบเศษฝุ่นเชื้อเพลิงหล่นลงบริเวณ Feeding Air Piping ดังแสดงในรูปที่ 10.20 เศษฝุ่นหรือขี้เถ้าดังกล่าวถูกพ่นออกมาจากเตาบริเวณรอยแตก หรือจาก Boiler Expansion Joint ชำรุด ทำให้มีการสะสมอยู่บนอาคาร Boiler อาจจะลุกติดไฟ หรือเกิดเพลิงไหม้ได้

ข้อเสนอแนะ : ควรตรวจสอบ Boiler Casing, Boiler Expansion Joint, Feeding Air Piping ถ้าพบรอยแตกหรือเกิดชำรุดเสียหาย ต้องทำการซ่อมแก้ไขให้กลับมาอยู่ในสภาพปกติ และควรปรับแต่ง Furnace Pressure ให้มีค่าตามที่กำหนด ซึ่งจะปรับให้ต่ำกว่าบรรยากาศภายนอก เพื่อป้องกันไม่ให้ Flue Gas พ่นออกสู่ภายนอก โดยปรับที่ FD. Fan และ ID. Fan



รูปที่ 10.20 พบเศษฝุ่นเชื้อเพลิงหล่นลงบริเวณ Feeding Air Piping

ผลตรวจสอบ : ระบบการเผาไหม้ในหม้อน้ำเป็นแบบ Traveling Grate Stoker จากการตรวจสอบภายในห้องเผาไหม้ พบสภาพตะกรับของ Traveling Grate Stoker มีการชำรุดเล็กน้อย ส่วนใหญ่ใช้งานได้ตามปกติ ดังแสดงในรูปที่ 10.21 ตรวจสอบพบช่องป้อนเชื้อเพลิงเกิดการ Deform และมีเถ้าอุดตันช่อง Feeding Air ดังแสดงในรูปที่ 10.22 สภาพปูนทนไฟมีการแตกร้าวรอบผนังห้องเผาไหม้ และแผ่นกั้นเชื้อเพลิงย้อนกลับชำรุด ดังแสดงในรูปที่ 10.23 สภาพปูนทนไฟมีการแตกร้าวและหลุดร่วง บริเวณ Expansion Joint ดังแสดงในรูปที่ 10.24 และพบเถ้ามีการอุดตันบริเวณช่องท่อลม Secondary Air ดังแสดงในรูปที่ 10.25

ข้อเสนอแนะ : เนื่องจากอุปกรณ์ห้องเผาไหม้มีจุดที่เสียหายหลายจุด จึงควรดำเนินการตามหัวข้อดังนี้

- ทำการตรวจสอบและแก้ไขตะกรับของชุด Traveling Grate Stoker ที่หักชำรุด ทำการเปลี่ยนช่องป้อนเชื้อเพลิงที่เกิดการ Deform โดย Upgrade วัสดุที่ทนอุณหภูมิ เช่น SUS 310S, AVESTA 253MA เป็นต้น ปรับปริมาณลม Feeding Air ให้เหมาะสม และมีค่า Air Minimum Flow เพื่อใช้เป็นการ Cooling ช่องป้อนเชื้อเพลิง

- ทำการตรวจซ่อมปูนทนไฟรอบผนังห้องเผาไหม้ และมีหนามเตยช่วยในการยึดเกาะ ในส่วนที่ตรงกับ Boiler Expansion Joint ต้องทำการปรับปรุงการติดตั้งปูนทนไฟ ที่สามารถรองรับการขยายตัวของ Boiler ช่วง Cold – Hot Condition ได้ เพื่อป้องกันปูนทนไฟแตกเสียหายจากการยืดตัวของเตา

- ทำความสะอาดขี้เถ้ามีการอุดตันบริเวณช่องท่อลม Secondary Air อาจจะปรับให้มีลมในการ Purge ตลอดเวลาเพื่อเป่าไม่ให้ขี้เถ้ามาอุดตันได้



รูปที่ 10.21 สภาพแผ่นตะกรับของ Traveling Grate Stoker



รูปที่ 10.22 ช่องป้อนเชื้อเพลิงเกิดการ Deform และมีเถ้าอุดตันช่อง Feeding Air



รูปที่ 10.23 สภาพปูนทนไฟมีการแตกร้าวรอบผนังห้องเผาไหม้ และแผ่นกั้นเชื้อเพลิงย้อนกลับชำรุด



รูปที่ 10.24 สภาพปูนทนไฟมีการแตกร้าวและหลุดร่วง บริเวณ Expansion Joint



รูปที่ 10.25 สภาพเถ้าที่อุดตันบริเวณช่องท่อลม Secondary Air

ผลตรวจสอบ : สภาพภายนอก พบ Expansion Joint พบสภาพ Insulation & Lagging บริเวณ Boiler Expansion Joint เกิดการชำรุดเสียหาย เนื่องจากได้รับความร้อนช่วงที่ Boiler Expansion Joint เกิดชำรุด เนื่องจากการขยายตัวของ Boiler หลังจากทำการเปลี่ยน Expansion Joint ใหม่แล้ว แต่ยังไม่ได้แก้ไข Insulation & Lagging ใหม่ ดังแสดงในรูปที่ 10.26 ทำให้การมองจากภายนอก เห็นเหมือนอุปกรณ์ยังไม่ได้รับการแก้ไข

ข้อเสนอแนะ : ทำการตรวจสอบซ่อมหรือเปลี่ยน Insulation & Lagging บริเวณ Boiler Expansion Joint เกิดการชำรุดเสียหาย ให้กลับมาสู่สภาพปกติ ใกล้เคียงกับช่วงติดตั้ง Plant ใหม่ ทำการ Clean เศษฝุ่นชิ้นส่วนที่เสียหายรอบๆอาคาร Boiler ให้สะอาด จะได้ไม่เกิดเพลิงไหม้หรือเป็นอันตรายกับพนักงาน ช่วงเดินตรวจสอบอุปกรณ์ประจำวัน



รูปที่ 10.26 สภาพ Insulation & Lagging บริเวณ Boiler Expansion Joint เกิดการชำรุดเสียหาย

10.4.4.5 ระบบทำความสะอาดหม้อน้ำ

ผลตรวจสอบ : ระบบทำความสะอาดหม้อน้ำ จะใช้ Steam Soot Blower ทำความสะอาดในแต่ละพื้นที่ ดังนี้ Retracting Soot Blower จำนวน 6 ตัว ใช้ทำความสะอาดท่อบริเวณ Superheater Coil, Convection Bank Tube และ Rotary Soot Blower ใช้ทำความสะอาดท่อ Economizer Tube, Air Preheater Tubeดังแสดงในรูปที่ 10.27-10.28 จากการตรวจสอบอุปกรณ์ Soot Blower ดังกล่าวพบส่วนใหญ่มีสภาพปกติ ใช้งานได้ตามที่กำหนด แต่มี Rotary Soot Blower บางตัว มีการถอดออกมา ยังไม่พร้อมใช้งาน บางตัวขาดการดูแลบำรุงรักษา และการ Lubricant ดังแสดงในรูปที่ 10.29

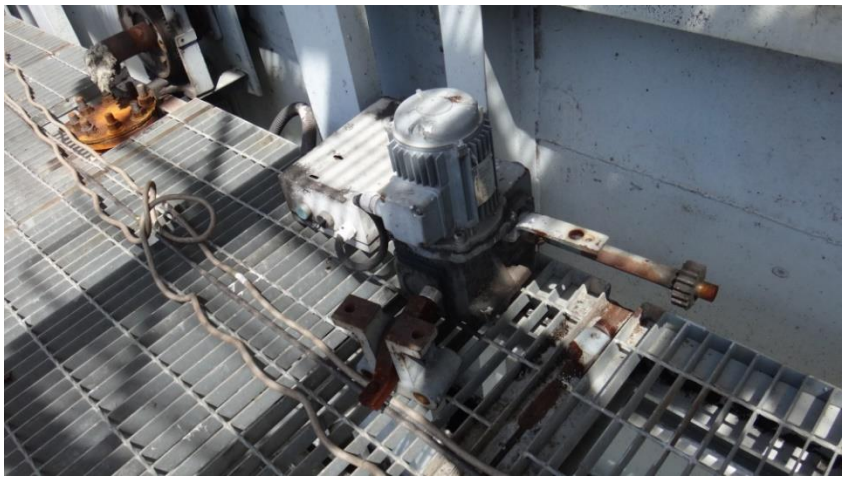
ข้อเสนอแนะ : ต้องทำการตรวจสอบแก้ไขให้ Soot Blower ทุกตัวมีความพร้อมในการใช้งาน และมี PM ตรวจสอบอุปกรณ์ Steam Soot Blower ตรวจสอบระบบหล่อลื่น, ระบบการทำงาน ตรวจสอบสภาพ Blowing Tube, Nozzle และก่อนนำเข้าใช้งาน ต้องทำการ Warm up Steam Supply line เพื่อปรับ Steam Condition ตามที่กำหนด ก่อน in-service Steam Soot Blower เพื่อลดปัญหา Soot Erosion



รูปที่ 10.27 Retracting Soot Blower ใช้ทำความสะอาดท่อบริเวณ Superheater Coil, Convection Bank



รูปที่ 10.28 Rotary Soot Blower ใช้ทำความสะอาดท่อ Economizer Tube และ Air Preheater



รูปที่ 10.29 Rotary Soot Blower ที่ถอดออกมา ยังไม่ได้แก้ไข

10.4.4.6 ระบบลำเลียงเถ้าของหม้อน้ำ

ผลตรวจสอบ : ระบบลำเลียงเถ้าของหม้อน้ำที่ใช้งานประกอบด้วย Wet Ash Chain Coveyor No.1 และ 2 จะลำเลียงเถ้าที่ออกจากห้องเผาไหม้ใต้เตา ดังแสดงในรูปที่ 10.30 ส่งไปยัง Fly Ash Chain Conveyor ที่รับขี้เถ้าจาก Multi Cyclone Dust Collector และเถ้าที่มาจาก Hopper ใต้ Economizer Coil และ Air Preheater ดังแสดงในรูปที่ 10.31 และมี Fly Ash Chain Coveyor ที่รับ Fly Ash ที่มาจาก Electro Static Precipitator (ESP) ดังแสดงในรูปที่ 10.32 ทั้งหมดจะถูกส่งไปรวมกันที่ Common Ash Chain Conveyor ดังแสดงในรูปที่ 10.33 เพื่อส่งต่อไปยัง Ash Station ต่อไป จากการตรวจสอบพบว่า Wet Ash Chain Coveyor และ Fly Ash Screw Conveyor พบ Chain และ Flight Bar สึกจากการใช้งาน Casing มีการสึกจนทะลุ รางรับสายพาน เกิดการชำรุดเสียหายบางจุด ดังแสดงในรูปที่ 10.34-10.35 ทางบริษัทได้ทำการตรวจสอบแก้ไข Conveyor Casing, Chain และรางรับสายพาน ในจุดที่ชำรุดเสียหาย ดังแสดงในรูปที่ 10.36

ข้อเสนอแนะ : ควรตรวจสอบอุปกรณ์ของระบบ Wet Ash Chain Coveyor, Fly Ash Conveyor และ Ash Screw Conveyor เป็นระยะ ถ้าพบหลุด ชำรุด หรือไม่ทำงาน ต้องทำการแก้ไข ตรวจสอบระยะการสึกหรอของ Conveyor Chain และ Flight Bar ถ้าสึกเกินค่าที่กำหนด ต้องทำการเปลี่ยนใหม่ ควรปรับ Speed ของ Chain Conveyor ให้ช้าลงพอเหมาะกับปริมาณเถ้า เพื่อยืดอายุการใช้งาน และทาสีกันสนิมที่ Casing เพื่อป้องกัน Corrosion



รูปที่ 10.30 Wet Ash Chain Coveyor No.1 และ 2



รูปที่ 10.31 Fly Ash Chain Conveyor ลำเลียง Fly Ash Multi-cyclone Dust Collector



รูปที่ 10.32 Fly Ash Chain Conveyor ลำเลียง Fly Ash จาก ESP



รูปที่ 10.33 Common Ash Chain Conveyor ของระบบ Ash Handling System



รูปที่ 10.34 การแก้ไข Chain, Flight Bar ของ Wet Ash Chain Conveyor ที่ชำรุด



รูปที่ 10.35 Common Ash Chain Conveyor ของระบบ Ash Handling System



รูปที่ 10.36 การแก้ไข Conveyor Casing, Chain และ รางรับสายพาน ที่ชำรุดสึกเสียหาย

10.4.4.7 Process piping

ผลตรวจสอบ : จากปัญหาด้านท่อ Main Steam Piping ที่เกิดช่วงติดตั้ง Plant ได้ให้ข้อเสนอแนะแล้วในหัวข้อปัญหาจากการใช้งาน สำหรับการตรวจสอบ Water Supply, Steam Piping ส่วนใหญ่มีสภาพปกติ ดังแสดงในรูปที่ 10.37 แต่จะพบท่อ Steam Piping ที่ออกจาก Boiler บางจุด Insulation และ Lagging ชำรุดเสียหาย และมีรอยไหม้ และเบียดกับ Piping Support ดังแสดงในรูปที่ 10.38

ข้อเสนอแนะ : ควรทำการแก้ไข Insulation & Lagging ในจุดที่ชำรุดเสียหาย และตรวจสอบการขยายตัวของหม้อน้ำช่วง Cold Condition และ Hot Condition และตรวจ Piping Support ทุกจุด ถ้าพบจุด Dead Stop หรือจุดขัดขัว ต้องทำการแก้ไข เพื่อให้ Steam Piping ขยายตัวหรือ Movement ได้อย่างอิสระ ป้องกันไม่ให้ท่อ Steam Piping เกิดความเสียหาย



รูปที่ 10.37 สภาพของ Steam Piping



รูปที่ 10.38 ตำแหน่งที่ Steam Piping ไปเบียดกับฐานยึด (Piping Support)

ผลตรวจสอบ : ทีการตัด Main Steam Valve ออกจาก Steam Piping เพื่อนำไป Overhaul และทดสอบการทำงาน ในช่วงแผนงานตรวจทดสอบประจำปี แต่จากการตรวจสอบพบว่ามีการใช้ลวดเชาะหรือแก๊สตัดท่อ ที่ไม่เหมาะสมและใกล้ๆแนวเชื่อมเดิมของท่อ ทำให้รอยตัดมีขนาดกว้าง ส่งผลกับการเชื่อมต่อ Main Steam Valve ดังแสดงในรูปที่ 10.39 ทำให้เสียเวลาในการติดตั้งใหม่ และอาจจะทำให้ผิวท่อบริเวณรอยตัด ได้รับความร้อนเกินค่าที่กำหนด

ข้อเสนอแนะ : ควรเปลี่ยนวิธีการ Overhaul และทดสอบการทำงานของ Main Steam Valve โดยดำเนินการที่จุดติดตั้งเลย โดยไม่ต้องตัด Valve ออกไป หากจำเป็นต้องตัด ให้ตัดโดยใช้เครื่องตัดพลาสม่า หรือใช้แก๊สที่ปรับแรงดันสูงในการตัด จะทำให้รอยตัดมีขนาดเล็ก และความร้อนจากการตัดไม่กระทบกับคุณสมบัติของท่อ Main Steam

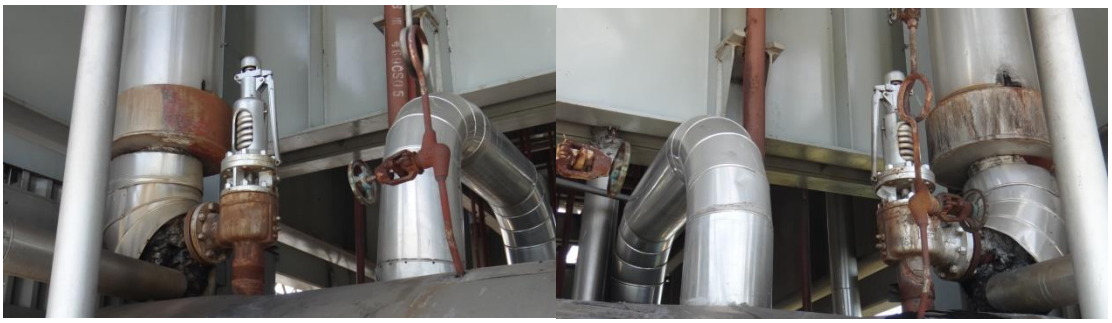


รูปที่ 10.39 สภาพการตัด Main Steam Valve และแนวการตัดท่อ Steam Piping

10.4.4.8 ระบบวาล์วนิรภัย (Safety valve)

ผลการตรวจสอบ : ระบบวาล์วนิรภัย (Safety Valve) ของ Steam Drum จะติดตั้งใช้งาน 2 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 10.40 จากการตรวจสอบภายนอก Safety Valve พบสภาพปกติ พร้อมใช้งาน มีการติดตั้ง Drain Line ที่ Discharge Piping และที่ Dip Plane เพื่อระบาย Condensate ที่สะสมบริเวณดังกล่าว

ข้อเสนอแนะ : ควรตรวจสอบหน้า Disc และ Seat และทดสอบค่า Working Pressure ต้องได้ตามค่าที่กำหนด และควรตรวจสอบ Slope & function Drain ให้ตรวจสอบระบบว่าปกติ เกิดการอุดตันหรือไม่



รูปที่ 10.40 Drum Safety Valve

ผลตรวจสอบ : Superheater Safety Valve ติดตั้งใช้งานที่ Main Steam Outlet Header จำนวน 1 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 6.41 จากการตรวจสอบภายนอก Safety Valve พบสภาพปกติ พร้อมใช้งาน มีการติดตั้ง Drain Line ที่ Discharge Piping และที่ Dip Plane เพื่อระบาย Condensate ที่สะสมบริเวณดังกล่าว

ข้อเสนอแนะ : ควรตรวจสอบหน้า Disc และ Seat และทดสอบค่า Working Pressure ต้องได้ตามค่าที่กำหนด และควรตรวจสอบ Slope & function Drain ให้ตรวจสอบระบบว่าปกติ เกิดการอุดตันหรือไม่



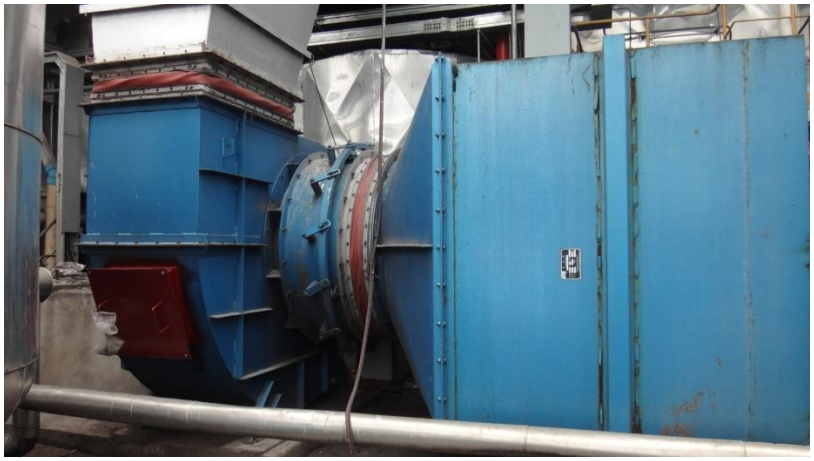
รูปที่ 10.41 Superheater Safety Valve

10.4.4.9 Boiler apparatus

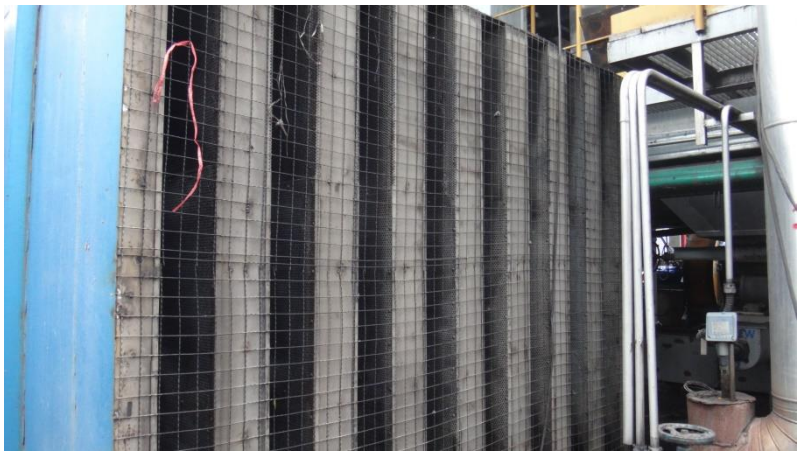
10.4.4.9.1 Forced Draft Fan (FD. Fan)

ผลตรวจสอบ : Forced Draft Fan (FD. Fan) เป็นอุปกรณ์ที่ดูดอากาศจากภายนอก ผ่านไปยัง Air Preheater ชุดที่ 1, 2 และ 3 เพื่ออุ่นให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้น แล้วส่งไปยัง Traveling Grate Stoker เพื่อใช้ในการเผาไหม้และไล่ความชื้นออกจากเชื้อเพลิง จากการตรวจสอบพบใช้งานได้ตามปกติ ดังแสดงในรูปที่ 10.42

ข้อเสนอแนะ : ทำการตรวจสอบการใช้งานของ FD. Fan ตรวจเช็คระบบหล่อลื่น Bearing ตรวจวัดค่า Vibration และ Bearing Temperature ทุกเดือนเพื่อติดตามผลการใช้งาน ตรวจสอบ Suction Strainer ดังแสดงในรูปที่ 10.43 ถ้าพบสกปรกหรืออุดตัน ต้องทำความสะอาด แนะนำให้ปรับปรุงตำแหน่ง Suction Strainer ใหม่ ให้สามารถป้องกันไม่ให้มีการดูดน้ำเข้าไปภายในได้ ระหว่างช่วงฝนตก



รูปที่ 10.42 Forced Draft Fan (FD. Fan)



รูปที่ 10.43 Suction Strainer ของ FD. Fan

10.4.4.9.2 Secondary Air Fan (SA. Fan)

ผลตรวจสอบ : Secondary Air Fan (SA. Fan) เป็นอุปกรณ์ที่ดูดอากาศจาก Hot Air Duct ที่ออกมาจาก Air Preheater เพื่อส่ง Hot Air ไปพ่นเข้าห้องเผาไหม้เหนือ Traveling Grate Stoker เพื่อให้เกิดการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงได้สมบูรณ์ โดยควบคุมที่ Excess O_2 ก่อนที่ Flue Gas จะไปที่ Superheater Coil จากการตรวจสอบพบใช้งานได้ตามปกติ ดังแสดงในรูปที่ 10.44

ข้อเสนอแนะ : ทำการติดตามผลการใช้งาน และตรวจวัดค่า Vibration ทุกอาทิตย์ ถ้าพบค่า Vibration แนวโน้มสูงขึ้น ต้องทำการหยุดอุปกรณ์ เพื่อแก้ไข และตรวจเช็คระบบหล่อลื่น Bearing และ Bearing Temperature เพื่อติดตามผลการใช้งาน



รูปที่ 10.44 Secondary Air Fan (SA. Fan)

10.4.4.9.3 Induced Draft Fan (ID. Fan)

ผลตรวจสอบ : Induced Draft Fan (ID. Fan) เป็นอุปกรณ์ที่ดูดไอเสียเผาไหม้ออกจากหม้อน้ำ ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน อุปกรณ์ดักจับฝุ่น เพื่อปล่อยออกทาง Stack พร้อมทั้งรักษาความดันภายในห้องเผาไหม้ (Furnace Pressure) ให้อยู่ในค่าที่กำหนด ดังแสดงในรูปที่ 10.45 จากการตรวจสอบพบใช้งานได้ตามปกติ ค่าการสั่นสะเทือนปกติ มีการยก ID. Fan Motor ไปตรวจซ่อมตามแผนงานซ่อมประจำปี

ข้อเสนอแนะ : ทำการตรวจสอบการใช้งานของ ID. Fan ตรวจเช็คระบบหล่อลื่น Bearing ตรวจวัดค่า Vibration และ Bearing Temperature ทุกเดือนเพื่อติดตามผลการใช้งาน ตรวจสอบสภาพ Inlet/Outlet Expansion Joint ของ ID. Fan ถ้าพบชำรุดเสียหาย ต้องทำการแก้ไข หรือเปลี่ยน Expansion Joint ใหม่



รูปที่ 10.45 Induced Draft Fan (ID. Fan)



รูปที่ 10.46 Inlet/Outlet Expansion Joint of ID. Fan

10.4.4.9.4 Electro Static Precipitator (ESP)

ผลตรวจสอบ : Electro Static Precipitator (ESP) เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ดักฝุ่นที่มากับ Flue gas โดยการสร้างกระแสไฟฟ้าสถิตย์ที่ชุด Electrode และ Collecting Plate เมื่อมีเถ้าหรือ Fly Ash มาเกาะจำนวนหนึ่ง ก้จะมีอุปกรณ์เคาะให้เถ้าร่วงหล่นลง ESP. Hopper และถูกลำเลียงออกไป จากการออกแบบจะมี 3 Cell เรียงอนุกรมกัน ดังแสดงในรูปที่ 10.47 จากการตรวจสอบพบว่า Collecting Plate และ Discharge Electrode มีการสึก บางทะลุ ไม่สามารถใช้งานได้ ดังแสดงในรูปที่ 10.48 ทางบริษัทได้ทำการเปลี่ยน Collecting Plate ใหม่ ทำการเปลี่ยนและปรับปรุง Discharge Electrode ดังแสดงในรูปที่ 10.49 เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการดักจับฝุ่นและยืดอายุการใช้งานของ ESP.

ข้อเสนอแนะ : ทำการตรวจสอบการทำงานของ ESP. ทุก Cell ตรวจเช็คค่า Voltage, Current การทำงานของชุดค้อนเคาะ (Hammer) และชุดลำเลียง Fly Ash ว่าทำงานเป็นปกติหรือไม่ ตรวจสอบสีของชุดดูดความชื้นที่อุปกรณ์หม้อแปลง ถ้าพบหมดสภาพหรือเปลี่ยนสี ต้องทำการเปลี่ยนสารดูดความชื้นใหม่



รูปที่ 10.47 Electro Static Precipitator (ESP)



รูปที่ 10.48 Collecting Plate และ Discharge Electrode มีการผุกร่อน



รูปที่ 10.49 Discharge Electrode ที่ปรับปรุงใหม่

เพื่อให้หม้อแปลง และอุปกรณ์ที่ติดตั้งบน ESP. มีอายุการใช้งานนาน และสะดวกในการขึ้นไปตรวจสอบ แนะนำให้ติดตั้งหลังคา บนชุดอุปกรณ์ ESP. ดังตัวอย่างที่แสดงในรูปที่ 10.50



รูปที่ 10.50 ตัวอย่างการติดตั้งหลังคาบน ESP

10.4.4.9.5 Boiler Feed Water Pump (BFP)

ผลตรวจสอบ : Boiler Feed Water Pump (BFP) เป็นแบบ Multi Stage Pump ออกแบบให้มี 2 ตัว โดยเดินใช้งาน 1 ตัว และ Stand By 1 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 10.51 จากการตรวจสอบพบสภาพปกติและใช้งานได้ 1 ตัว ส่วนอีก 1 ตัว มีการถอด Motor ไปตรวจซ่อมและรออะไหล่ จึงยังไม่พร้อมใช้งาน มีความเสี่ยงที่จะหยุด Plant กรณีถ้า BFP. ตัวที่ใช้งานอยู่มีปัญหาระหว่างการใช้งาน

ข้อเสนอแนะ : ต้องรีบดำเนินการแก้ไข Motor ของ BFP.No.1 ให้แล้วเสร็จ และนำมาติดตั้งใช้งาน เพื่อป้องกันความเสี่ยงที่จะหยุด Plant กำหนดให้ทำการตรวจสอบการทำงานของ BFP. ตามแผน ตรวจสอบระบบหล่อลื่น การทำงานของ Shaft Seal และควรตรวจวัดค่า Vibration, Bearing temperature ทุกเดือน เพื่อติดตามผลการใช้งาน ระหว่างการใช้งานหากพบ BFP. มีเสียงดังหรือเกิด Cavitation ให้ตรวจสอบระดับน้ำใน Feed Water Tank ที่ระบบ Deaerator System ต้องอยู่ระดับ Normal และตรวจสอบ Suction Strainer ถ้าพบอุดตันต้องทำความสะอาด



รูปที่ 10.51 Boiler Feed Water Pump



รูปที่ 10.52 Boiler Feed Water Pump name Plate

10.4.4.9.6 Water Cooling System

ผลตรวจสอบ : ระบบ Water Cooling System ประกอบด้วย Cooling Tower จำนวน 3 Cell จากการออกแบบจะเดินใช้งาน 2 ตัว และ Stand By 1 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 10.53 จากการตรวจสอบพบว่า Cooling Tower Fan ทำงานได้ตามปกติทั้ง 3 ตัว ช่วง Shut Down มีการถอด Fan Blade ไปตรวจสอบแก้ไข

ข้อเสนอแนะ : ระหว่างการใช้งานต้องทำการตรวจสอบ Cooling Tower Fan ว่าทำงานเป็นปกติหรือไม่ ตรวจสอบระบบหล่อลื่น และตรวจวัดค่า Vibration และ Bearing temperature ทุกเดือนเพื่อติดตามผลการใช้งาน



รูปที่ 10.53 ระบบอุปกรณ์ Cooling Tower Fan



รูปที่ 10.54 ชุด Motor Drive ของ Cooling Tower Fan

ผลตรวจสอบ : อุปกรณ์ Main Water Cooling Pump จะติดตั้งทั้งหมด 4 ตัว โดยออกแบบให้เดินใช้งาน 3 ตัว และ Stand By 1 ตัว จากการตรวจสอบพบว่า Main Water Cooling Pump ทำงานได้ตามปกติทั้ง 4 ตัว จะพบมีน้ำ Leak ผ่านคอเพลา เล็กน้อย

ข้อเสนอแนะ : ระหว่างการใช้งานต้องทำการตรวจสอบ Main Water Cooling Pump ว่าทำงานเป็นปกติหรือไม่ ตรวจสอบระบบหล่อลื่น และตรวจวัดค่า Vibration และ Bearing temperature ทุกเดือน เพื่อติดตามผลการใช้งาน กรณีตรวจพบน้ำ Leak ผ่านคอเพลามาก ต้องทำการกวดอัด Packing ใหม่ ถ้ายังมีการ Leak อยู่ ต้องวางแผนหยุดอุปกรณ์เพื่อเปลี่ยน Packing ใหม่



รูปที่ 10.55 ระบบอุปกรณ์ Main Water Cooling Pump

10.4.4.10 Plant Main Equipment

ผลการตรวจสอบ : Steam Turbine เป็นอุปกรณ์ที่รับพลังงานจาก Main Steam เปลี่ยนเป็นพลังงานกลเพื่อไปหมุน Generator จากการตรวจสอบ Steam Turbine พบใช้งานได้ตามปกติ มีการตรวจสอบ Turbine Bearing, Coupling และระบบ Turbine Oil ในช่วงงานตรวจสอบประจำปี โดยบริษัทผู้ผลิตดังแสดงในรูปที่ 10.56-10.57

ข้อเสนอแนะ : ระหว่างการใช้งานควรตรวจสอบระบบ Steam Turbine Seal โดยค่า Gland Steam Seal Pressure ตรงตามที่กำหนดไว้ในคู่มือ ให้ติดตาม Parameter ของ Steam Turbine และระบบ Turbine Lubrication System ตามช่วงระยะเวลาที่กำหนด



รูปที่ 10.56 Steam Turbine



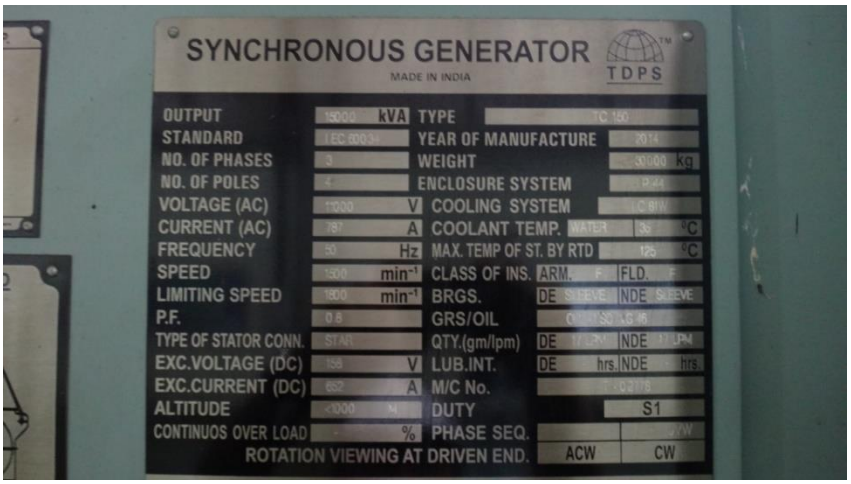
รูปที่ 10.57 Steam Turbine name Plate

ผลการตรวจสอบ : Generator จากการตรวจสภาพการใช้งานของ Generator พบใช้งานปกติ ไม่พบความผิดปกติจะจะต้องปรับปรุงแก้ไข ดังแสดงในรูปที่ 10.58-10.59

ข้อเสนอแนะ : ให้ติดตาม Parameter ของ Generator และระบบ Generator Cooling System ตามช่วงระยะเวลาที่กำหนด



รูปที่ 10.58 สภาพอุปกรณ์ Generator



รูปที่ 10.59 Generator Name Pate

10.4.5 การตรวจสอบสภาพภายในหม้อน้ำ (Internal Inspection)

การตรวจสอบสภาพภายในหม้อน้ำ เป็นการตรวจหาความผิดปกติของด้านสัมผัสไฟ (Fire side) ได้แก่ Boiler Bank Tube, Water Wall Tube, Superheater Tube, Economizer Tube และ Air preheater Tube ส่วนด้านสัมผัสน้ำ (Water side) ได้แก่ Boiler Drum จากการตรวจสอบช่วง Plant Shut Down สรุปรายละเอียดได้ดังต่อไปนี้

10.4.5.1 Water Wall Tube

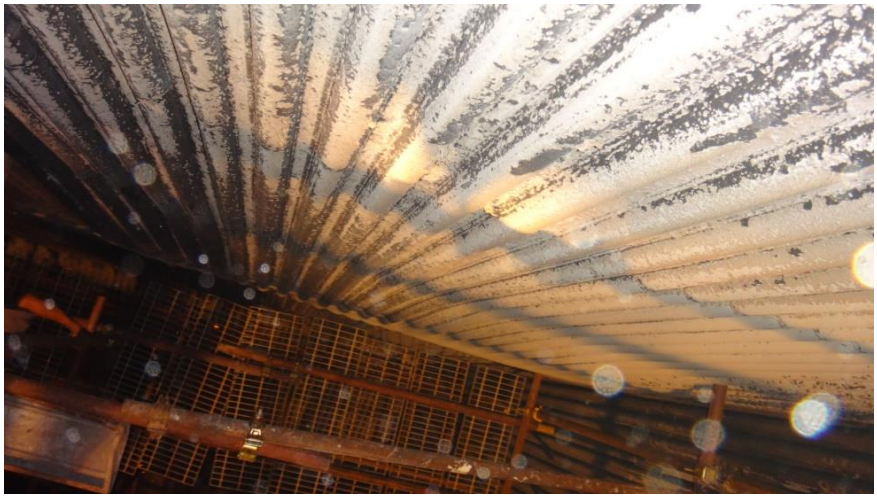
ผลการตรวจสอบ : ท่อ Water Wall Tube บริเวณห้องเผาไหม้ เหนือ Traveling Grate Stoker พบผิวท่อมี Slag เกาะสะสมบนผิวท่อเล็กน้อย ท่อ Water Wall Tube ส่วนใหญ่มีสภาพปกติ ดังแสดงในรูปที่

10.60 แต่ที่ระดับสูงขึ้นไปตรวจพบผนังท่อมีการโก่งตัว แต่ยังใช้งานได้ ดังแสดงในรูปที่ 10.61 ช่วงใน Shut Down ทางบริษัทมีการตรวจซ่อมท่อบริเวณ Water Wall Upper Header ดังแสดงในรูปที่ 10.62

ข้อเสนอแนะ : ทำการตรวจสอบและวัดความหนาของท่อ Water Wall Tube เพื่อติดตาม Wear Rate หรือ Corrosion Rate เปรียบเทียบในแต่ละปี ว่าความหนาท่อลดไปเท่าไหร่ โดยกำหนดเกณฑ์การตัดเปลี่ยนเมื่อความหนาท่อเหลือต่ำกว่า 70% ของความหนาออกแบบ หรือความหนาช่วงเริ่มต้นใช้งาน ให้ทำการตัดเปลี่ยนใหม่ ถ้าเป็นไปได้ควรทำการตัด Sampling ท่อ เพื่อส่งตรวจสอบ Scale ที่เกาะสะสมในท่อ เพื่อเป็นตัวกำหนดว่าจะทำการ Clean ภายในที่เมื่อไหร่ ในส่วนที่ผนังท่อโก่งตัว ให้ตรวจสอบ Buck Stray ที่เป็นโครงสร้างยึดท่อ ต้องกวดอัด Bolt ยึด Buck Stray ให้แน่นเพื่อป้องกันผนังท่อเสียรูป และเสริมสร้างความแข็งแรงให้กับผนังท่อ Boiler และควรตรวจสอบช่วงที่ผนังโก่งตัวมากๆ ว่าไปเบียดหรือเสียดสีกับ ท่อ Superheater Tube หรือท่ออื่นๆหรือไม่ ถ้าพบเบียดหรือเสียดสีกับท่อดังกล่าว ต้องทำการแก้ไข



รูปที่ 10.60 ท่อ Water wall Tube บริเวณเหนือห้องเผาไหม้ (Furnace)



รูปที่ 10.61 สภาพท่อ Water wall Tube ที่เกิดการโก่งตัว



รูปที่ 10.62 การตรวจซ่อมแก้ไขท่อ Water Wall Upper Header

10.4.5.2 Superheater Tube

ผลการตรวจสอบ : ท่อ Platen Superheater Tube ตรวจพบท่อสภาพปกติ มีการ Fly Ash สะสมเล็กน้อย ไม่มีผลกระทบต่อการใช้งาน ดังแสดงในรูปที่ 10.63

ข้อเสนอแนะ : ทำการถ่ายรูปสภาพท่อช่วงมีการ Shut Down ทุกครั้ง และในช่วงตรวจสอบประจำปีต้องทำการ Clean และวัดความหนาของทุกท่อไว้ โดยเฉพาะบริเวณที่ Flue Gas ปะทะ เพื่อใช้ในการคำนวณหาค่า Wear Rate ของท่อบริเวณดังกล่าว



รูปที่ 10.63 สภาพท่อ Platen Superheater Tube

ผลการตรวจสอบ : ท่อ High Temp. Superheater Tube ตรวจพบท่อมี Fly Ash สะสมเล็กน้อย ไม่พบท่อแตกแผง (Miss-alignment) ตรวจสอบ Tube Protection Shield บนผิวท่อแรกของแผง ที่ป้องกัน Soot Erosion พบสภาพปกติ ดังแสดงในรูปที่ 10.64

ข้อเสนอแนะ : ทำการถ่ายรูปสภาพท่อช่วงมีการ Shut Down ทุกครั้ง และในช่วงตรวจสอบประจำปีต้องทำการ Clean และวัดความหนาของทุกท่อไว้ โดยเฉพาะบริเวณที่ตรงกับตำแหน่ง Steam Soot Blower ทำงาน เพื่อใช้ในการคำนวณหาค่า Wear Rate ของท่อบริเวณดังกล่าว กรณีพบว่าท่อบริเวณ Steam Soot Blower มีการสึกมากจนเกินค่าที่กำหนด (ความหนาเหลือต่ำกว่า 70%) ต้องทำการตัดเปลี่ยนท่อใหม่ และตรวจสอบการทำงานพร้อมตรวจวัด Blowing Pressure ของ Soot Blower ให้เหมาะสมกับการทำความสะอาดท่อ



รูปที่ 10.64 สภาพท่อ High Temp. Superheater Tube

ผลการตรวจสอบ : ท่อ Low Temp. Superheater Tube ตรวจพบท่อมี Fly Ash สะสมเล็กน้อย ไม่พบท่อแตกแผง (Miss-alignment) ตรวจสอบ Tube Protection Shield บนผิวท่อแรกของแผง ที่ป้องกัน Soot Erosion พบสภาพปกติ ดังแสดงในรูปที่ 10.65-10.66 ทำการตรวจพบขี้เถ้าสะสมบริเวณผนัง Boiler ใต้แผง Low Temp. Superheater Coil จำนวนมาก จะมีผลต่อ Flue Gas Flower, การแลกเปลี่ยนความร้อน และส่งผลให้ท่อ Low Temp. Superheater Tube เกิด Corrosion ได้

ข้อเสนอแนะ : ทำการถ่ายรูปสภาพท่อช่วงมีการ Shut Down ทุกครั้ง และในช่วงตรวจสอบประจำปีต้องทำการ Clean และวัดความหนาของทุกท่อไว้ โดยเฉพาะบริเวณที่ตรงกับตำแหน่ง Steam Soot Blower ทำงาน เพื่อใช้ในการคำนวณหาค่า Wear Rate ของท่อบริเวณดังกล่าว กรณีพบว่าท่อบริเวณ Steam Soot Blower มีการสึกมากจนเกินค่าที่กำหนด (ความหนาเหลือต่ำกว่า 70%) ต้องทำการตัดเปลี่ยนท่อใหม่ และตรวจสอบการทำงานพร้อมตรวจวัด Blowing Pressure ของ Soot Blower ให้เหมาะสมกับการทำความสะอาดท่อ และต้อง Clear ขี้เถ้าที่สะสมบริเวณผนัง Boiler ใต้แผง Low Temp. Superheater Coil ออกทุกงาน Shut Down เพื่อลดการสะสมของขี้เถ้า และป้องกันท่อเกิด Corrosion



รูปที่ 10.65 สภาพท่อ Low Temp. Superheater Tube



รูปที่ 10.66 สภาพท่อ Low Temp. Superheater Tube

10.4.5.3 Convection Bank Tube

ผลการตรวจสอบ : ท่อ Convection Bank Tube ตรวจพบท่อมี Fly Ash สะสมเล็กน้อย ไม่พบท่อแตกแผง (Miss-alignment) ตรวจสอบ Tube Protection Shield บนผิวท่อแรกของแผง ที่ป้องกัน Soot Erosion พบสภาพปกติ ดังแสดงในรูปที่ 10.67

ข้อเสนอแนะ : ทำการถ่ายรูปสภาพท่อช่วงมีการ Shut Down ทุกครั้ง และในช่วงตรวจสอบประจำปีต้องทำการ Clean และวัดความหนาของทุกท่อไว้ โดยเฉพาะบริเวณที่ตรงกับตำแหน่ง Steam Soot Blower ทำงาน เพื่อใช้ในการคำนวณหาค่า Wear Rate ของท่อบริเวณดังกล่าว กรณีพบว่าท่อบริเวณ Steam Soot Blower มีการสึกมากจนเกินค่าที่กำหนด (ความหนาเหลือต่ำกว่า 70%) ต้องทำการตัดเปลี่ยนท่อใหม่ และตรวจสอบการทำงานพร้อมตรวจวัด Blowing Pressure ของ Soot Blower ให้เหมาะสมกับการทำความสะอาดท่อ

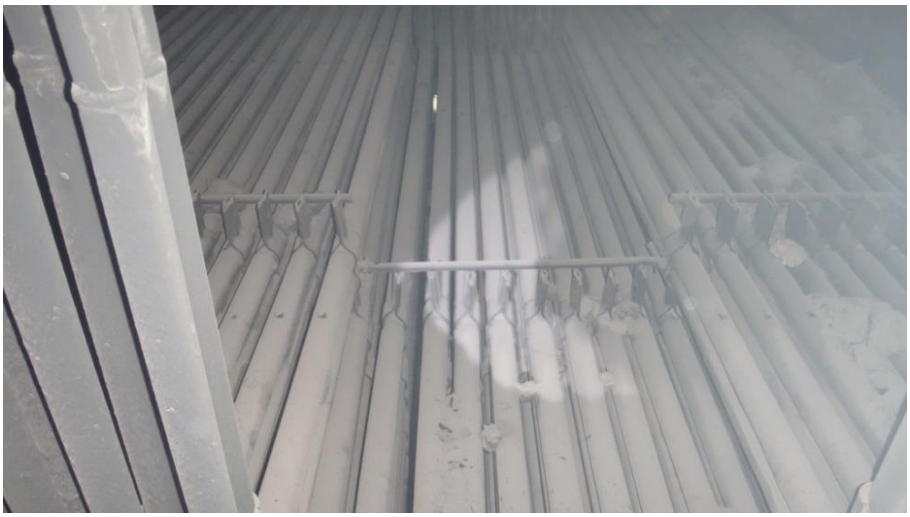


รูปที่ 10.67 สภาพท่อ Convection Bank Tube

10.4.5.4 Economizer Tube

ผลการตรวจสอบ : ท่อ Economizer Tube ตรวจพบท่อสภาพปกติ มี Fly Ash สะสมเล็กน้อย ไม่มีผลกระทบต่อการใช้งาน ดังแสดงในรูปที่ 10.68-10.69 และตรวจสอบ Rotary Soot Blower ที่ใช้ทำความสะอาดท่อ Economizer มีสภาพปกติ รู Nozzle ไม่พบการอุดตัน

ข้อเสนอแนะ : ให้ทำการถ่ายรูปสภาพท่อช่วงมีการ Shut Down ทุกครั้ง และในช่วงตรวจสอบประจำปี ต้องทำการวัดความหนาของทุกท่อไว้ เพื่อใช้ในการคำนวณหาค่า Wear Rate ของท่อบริเวณดังกล่าว กรณีพบว่าท่อมีการสึกมากจนเกินค่าที่กำหนด (ความหนาเหลือต่ำกว่า 70%) ต้องทำการตัดเปลี่ยนท่อใหม่ และถ้าพบท่อแตกแผง (Miss-alignment) ต้องทำการแก้ไข โดยการปรับ Tube Support ใหม่



รูปที่ 10.68 สภาพท่อ Economizer Tube



รูปที่ 10.69 สภาพ Tube Support ของท่อ Economizer Tube

10.4.5.5 Air preheater Tube

ผลการตรวจสอบ : ท่อ Air preheater Tube ตรวจพบท่อสภาพปกติ มี Fly Ash สะสมด้านบนทางท่อ Air Preheater จำนวนมาก ทำให้ Flue Gas Flow ไม่สะดวก ทำให้กระทบกับ ID. Fan ต้องทำงานหนัก และพบท่อ Air Preheater Tube เกิด Corrosion จากภายในท่อจนท่อบางจนทะลุ ดังแสดงในรูปที่ 10.70-10.71 ทางบริษัทได้ทำการตัดเปลี่ยนท่อใหม่ทั้งหมด และทำการตรวจสอบ Rotary Soot Blower ที่ใช้ทำความสะอาดท่อ Air preheater Tube มีสภาพปกติ รู Nozzle ไม่พบการอุดตัน ดังแสดงในรูปที่ 10.72

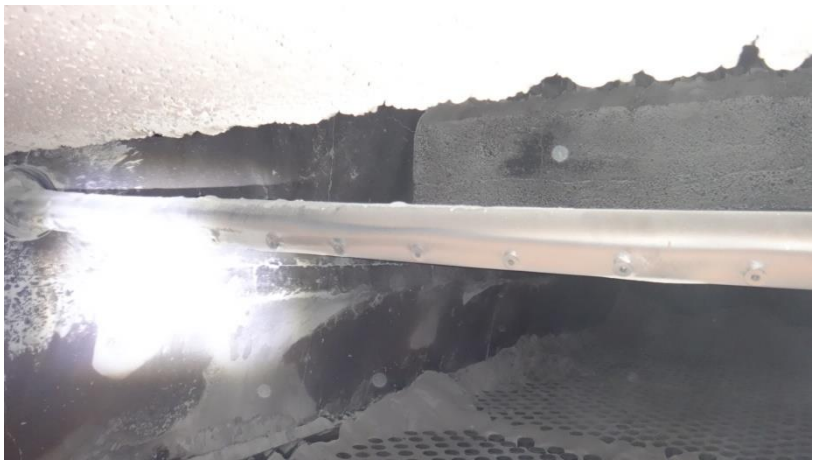
ข้อเสนอแนะ : ทำการตรวจสอบและวัดความหนาของท่อ Air Preheater Tube ทุกช่วงมีการ Shut Down ประจำปี เพื่อใช้ในการคำนวณหาค่า Wear Rate ของท่อบริเวณดังกล่าว และประเมินอายุการใช้งาน กรณีพบท่อเกิด Corrosion มาก ควรพิจารณา Upgrade Material ของท่อใหม่โดยใช้ท่อ Corrosion Resistant Steel หรือ Stainless แทน ถ้าเป็นไปได้ต้องออกแบบใหม่ โดยเปลี่ยนให้ Clean Air ไหลในท่อ และ Flue Gas ไหลภายนอกท่อ Air Preheater



รูปที่ 10.70 ท่อ Air Preheater Tube ที่บาง ต้องทำการตัดเปลี่ยน



รูปที่ 10.71 สภาพท่อ Air Preheater Tube ที่เกิด Corrosion จนบางและทะลุ



รูปที่ 10.72 สภาพรู Blowing Nozzle ของ Rotary Soot Blower

10.4.5.6 Boiler Steam Drum

ผลการตรวจสอบ : จากการตรวจสอบภายใน Boiler Steam Drum พบสภาพผิว Header สะอาด ไม่พบความเสียหายจาก Corrosion หรือ Cracking ดังแสดงในรูปที่ 10.73 และตรวจสอบ Turbo Cyclone Separator และชิ้นส่วนต่างๆ ภายใน Boiler Steam Drum สภาพปกติ ค่อนข้างสะอาด ใช้งานได้ตามปกติ ดังแสดงในรูปที่ 10.74

ข้อเสนอแนะ : ทำการถ่ายรูปสภาพภายใน Boiler Steam Drum, ตรวจสอบแนวเชื่อม Header และสุ่มถอด Turbo Cyclone Separator เพื่อตรวจสอบสภาพชิ้นส่วนภายใน หลังจากตรวจสอบแล้วเสร็จ ต้องทำการ Clean ภายใน Boiler Steam Drum ทุกครั้งก่อนทำการปิด Man Hole



รูปที่ 10.73 สภาพแนวเชื่อมและผิวภายใน Boiler Steam Drum



รูปที่ 10.74 สภาพ Turbo Cyclone Separator และอุปกรณ์ภายใน Boiler Steam Drum

ชื่อหนังสือ : คู่มือการเพิ่มประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าชีวมวลขนาดเล็กมาก (VSPP)
เจ้าของลิขสิทธิ์ : กรมโรงงานอุตสาหกรรม
75/6 ถนนพระรามที่ 6 แขวงทุ่งพญาไท เขตราชเทวี กรุงเทพฯ 10400 กรมโรงงานอุตสาหกรรมขอสงวนลิขสิทธิ์ ห้ามมิให้ผู้ใดนำส่วนหนึ่งส่วนใดหรือตอนหนึ่งตอนใดของเนื้อเรื่อง และอื่นๆ ที่ประกอบในคู่มือนี้ไปคัดลอก โดยวิธีพิมพ์ดีด เรียงตัว คัดสำเนา ถ่ายฟิล์ม ถ่ายเอกสาร พิมพ์โดยเครื่องจักรหรือวิธีการอื่นใด เพื่อนำไปแจกจำหน่าย เว้นแต่ได้รับอนุญาตจากกรมโรงงานอุตสาหกรรมเป็นลายลักษณ์อักษร
พิมพ์เมื่อ : ธันวาคม 2561 จำนวน 200 เล่ม
ที่ปรึกษา : อธิบดีกรมโรงงานอุตสาหกรรม
รองอธิบดีกรมโรงงานอุตสาหกรรม

คณะกรรมการตรวจรับพัสดุงานจ้างที่ปรึกษา
: กองส่งเสริมเทคโนโลยีความปลอดภัยโรงงาน กรมโรงงานอุตสาหกรรม

นายศุภกิจ บุญศิริ	ประธานกรรมการ
นายปณตสรรค์ สูจยานนท์	กรรมการ
นางสาวอิสราภรณ์ วิจิตรจรรยากุล	กรรมการ
นายสมพงษ์ เอกเอื้อมณี	กรรมการ
นายณัฐวุฒิ จันทรังสีวรกุล	กรรมการและเลขาณุการ

ที่ปรึกษาโครงการ : มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

คณะผู้จัดทำ

ผศ.ดร. สุรชัย สนิทใจ	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ดร.วสันต์ โยคเสนะกุล	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
นายวันชัย นพฤทธิ์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
นายกมลชัย ตั้งงามศรี	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
นายพงศธร คุณวัฒนากุล	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
นางสาวสุชาวดี พุ่มผกา	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
นางสาวชนัฐกาญจน์ สุวรรณการ	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
นางสาวอชิรญาณ์ บุณรักษ์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี