



วารสารวิศวกรรมเครื่องกลไทย

Thai Journal of Mechanical Engineering

<https://ph03.tci-thaijo.org/index.php/tjme/index>

การเปรียบเทียบสมรรถนะทางความร้อนของหม้อน้ำระดับอุตสาหกรรมระหว่างกรณีใช้เชื้อเพลิงถ่านหิน
ปิโตรลัมกับเชื้อเพลิงผสมถ่านหินปิโตรลัมร่วมกับเชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผง

The comparison of the industrial boiler thermal performance between using Bituminous coal as
fuel and mixing Bituminous coal with biomass wood powder as fuel

อาวุธ ลภีรัตนกุล^{1*}, อัครพล ปิมวงศ์², จารุวัตร เจริญสุข² และ ภรณ์เพ็ญ ลภีรัตนกุล²

¹ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนครสวรรค์ 99 หมู่ 1 ตำบลท่าโพธิ์ อำเภอเมือง จังหวัดพิษณุโลก 65000

²สาขาวิชาเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง 1 แขวงลาดกระบัง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

*ผู้ประพันธ์บทความ arwutl@nu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มุ่งเน้นการเปรียบเทียบสมรรถนะทางความร้อนของหม้อน้ำระดับอุตสาหกรรมระหว่างกรณีใช้เชื้อเพลิงถ่านหินปิโตรลัมอย่างเดียวกับเชื้อเพลิงผสมถ่านหินปิโตรลัมร่วมกับเชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผงสัดส่วนผสมโดยมวล 93 : 7 % การป้อนเชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผงถูกป้อนด้วยอากาศที่เพิ่มเติมจากระบบเดิม ทำการตรวจวัดประสิทธิภาพหม้อน้ำระดับอุตสาหกรรมด้วยวิธีทางตรงและทางอ้อมตามมาตรฐาน JIS :BS-8222 รวมถึงได้นำเสนอแนวทางการปรับปรุงประสิทธิภาพหม้อน้ำ งานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบกับหม้อน้ำชนิดท่อแนวนอน ขนาด 15 ton/h ความดันไอน้ำใช้งานที่ 7 Barg ตะกรับเป็นแบบ Travelling grate ป้อนเชื้อเพลิงแบบสกรู มีการป้อนอากาศแบบใต้ตะกรับ ผลการตรวจวัดพบว่ากรณีเชื้อเพลิงถ่านหินอย่างเดียวมีค่าประสิทธิภาพหม้อน้ำทางอ้อมอ้างอิงค่าความร้อนด้านต่ำมีค่าเท่ากับ 67.37 % มีค่ามากกว่ากรณีเชื้อเพลิงผสมที่มีค่าเท่ากับ 44.02 % โดยทั้งสองกรณีมีความร้อนสูญเสียหลักเป็นการสูญเสียความร้อนจากก๊าซไอเสีย ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับประสิทธิภาพทางตรง ทั้งนี้ข้อดีของการเพิ่มสัดส่วนเชื้อเพลิงชีวมวลมีส่วนช่วยเร่งปฏิกิริยาการเผาไหม้และเพิ่มความปั่นป่วน ทำให้หม้อน้ำสามารถผลิตไอน้ำได้ความดันไอน้ำคงที่ตามการใช้งานของกระบวนการผลิตของทางโรงงาน แต่ข้อเสียหลักของงานวิจัยนี้คือปริมาณอากาศส่วนเกินที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากการป้อนพาเชื้อเพลิงไม้ผงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ส่งผลให้เป็นภาระของการเผาไหม้ ทำให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ลดลงและปริมาณ O_2 ส่วนเกินมีค่าสูง เป็นสาเหตุให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำมีค่าต่ำ ดังนั้นแนวทางการเพิ่มประสิทธิภาพหม้อน้ำคือการปรับแต่งการเผาไหม้ด้วยการลดปริมาณอากาศส่วนหลักที่ใช้ในการเผาไหม้ จะเป็นมาตรการที่สามารถดำเนินการได้โดยไม่ต้องลงทุน ถัดมาให้หาอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้จนเหลือประมาณใกล้เคียงกับกรณี เชื้อเพลิงถ่านหินอย่างเดียวคือ ปริมาณ O_2 เท่ากับ 15% ประสิทธิภาพหม้อน้ำมีค่าเท่ากับ 69.69% และหากปรับแต่งการเผาไหม้ให้ปริมาณ O_2 ลดลงตามเกณฑ์เท่ากับ 12% จะทำให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำมีค่าเท่ากับ 78.78%

คำหลัก: ประสิทธิภาพหม้อน้ำ เชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผง หม้อน้ำอุตสาหกรรม

ABSTRACT

This research focuses on comparing the thermal performance of an industrial boiler when using bituminous coal alone versus a mixed fuel of bituminous coal and biomass wood powder at a 93:7 mass ratio. The biomass wood powder is fed with additional air from the existing system. The boiler's performance is measured both directly and indirectly according to JIS: BS-8222 standards, with improvement suggestions presented. The tests were conducted on a 15 ton/h water tube boiler with an operating steam pressure of 7 Barg, equipped with a travelling grate and screw feeder for fuel input, and under-grate air feeding. The measurements show that the boiler's indirect efficiency, referenced to lower heating value (LHV), is 67.37% with coal alone, compared to 44.02% with the mixed fuel. Both cases showed major heat losses due to exhaust gas, with similar direct efficiencies. Adding biomass wood powder accelerates combustion reactions and increases turbulence, ensuring stable steam pressure for industrial processes. However, the increased excess air from feeding wood powder lowers combustion temperature and raises excess O₂, reducing boiler efficiency. To improve efficiency, adjusting the combustion by reducing primary air without investment is suggested. If the combustion air is reduced to an excess O₂ level of 15%, similar to the coal-alone case, the boiler efficiency reaches 69.69%. Further reducing excess O₂ to 12% can achieve a boiler efficiency of 78.78%.

Keywords: Boiler efficiency, Biomass wood powder, Industrial boiler

1. บทนำ

ด้วยความต้องการใช้พลังงานของประเทศปี 2567 มีแนวโน้มการขยายตัวของเศรษฐกิจภายในประเทศ (GDP) ปี 2567 ของสำนักงานสภาพัฒนาการเศรษฐกิจและสังคมแห่งชาติ (สศช.) คาดการณ์ว่าจะขยายตัวในช่วงร้อยละ 2.2 – 3.2 โดยมีปัจจัยสนับสนุนที่สำคัญจากการขยายตัวของภาคการส่งออกสินค้าตามการฟื้นตัวของการค้าโลก ทั้งนี้คาดการณ์ว่าความต้องการใช้พลังงานเชิงพาณิชย์ขั้นต้น ปี 2567 จะเพิ่มขึ้นร้อยละ 3.1 อยู่ที่ระดับ 2,063 พันบาร์เรลเทียบเท่าน้ำมันดิบต่อวัน จากการเพิ่มขึ้นของการใช้พลังงานทุกประเภท สอดคล้องกับการขยายตัวทางเศรษฐกิจในประเทศ โดยการใช้ถ่านหินจะเพิ่มขึ้นร้อยละ 3.1 การใช้ถ่านหินก๊าซธรรมชาติคาดว่าจะเพิ่มขึ้นร้อยละ 2.5 การใช้ถ่านหิน/ลิกไนต์จะเพิ่มขึ้นร้อยละ 2.4 และประมาณการความต้องการไฟฟ้าปี 2567 จะมีการใช้เพิ่มขึ้นร้อยละ 3.1 ตามสถานะเศรษฐกิจที่ปรับตัวดีขึ้น และอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นตามที่กรมอุตุนิยมวิทยาคาดว่าอุณหภูมิปี 2567 จะสูงขึ้นประมาณ 1.2 องศาเซลเซียสเมื่อเทียบกับปีก่อน ดังนั้นแนวโน้มการใช้พลังงานทดแทนถือเป็นหนึ่งในพลังงานที่เป็นทางเลือกที่หลีกเลี่ยงไม่ได้ โดยประเทศไทยมีศักยภาพภายใต้แผนพัฒนากำลังผลิตไฟฟ้าด้วยพลังงานทดแทนของประเทศไทย (Power Development Plan) หรือ PDP 2022 ที่จะต้องจัดทำใหม่ภายใต้ แผนพลังงานแห่งชาติ โดยจะเพิ่มเพิ่มสัดส่วนพลังงานทดแทนมากขึ้นจากแผนพัฒนากำลังผลิตไฟฟ้าของประเทศไทย พ.ศ. 2561-2580 ที่กำหนดไว้ว่าต้องเพิ่มกำลังการผลิตไฟฟ้ารวมของประเทศด้วยพลังงานสะอาดจากเดิม 30% เป็น 45 – 50 %

การปรับเปลี่ยนมาใช้พลังงานทดแทนโดยการใช้เชื้อเพลิงชีวมวลเป็นทางเลือกหนึ่ง ด้วยการนำเชื้อเพลิงชีวมวลมาเผาไหม้เป็นแหล่งพลังงานในการผลิตไอน้ำเพื่อเป็นต้นกำลังในการผลิตเป็นไฟฟ้า สำหรับอุตสาหกรรมภายใต้เทคโนโลยีที่จัดหาได้จากต่างประเทศนั้นโดยมากจะนำเข้าจากประเทศสาธารณรัฐประชาชนจีน หากพิจารณาในส่วนของการเผาไหม้ จะพบว่ามีค่าใช้จ่ายในการดำเนินการปรับเปลี่ยนเชื้อเพลิงสูง เนื่องจากการปรับเปลี่ยนโครงสร้างของเตาเผาไหม้ทั้งหมด โดยที่เทคโนโลยีการเผาไหม้ที่ผู้ประกอบการนำเข้ามาใช้นี้เป็นแบบเผาไหม้ช้า ไม่ว่าจะเป็นแบบ Fixed bed หรือ Moving Bed มีอัตราการก่อกำเนิดความร้อนต่ำ จึงทำให้มีขนาดใหญ่มีการสูญเสียความร้อนในเชิง Surface heat loss สูงกว่า อีกทั้งประสิทธิภาพในการเผาไหม้น้อย และใช้อากาศส่วนเกินมาก ได้อุณหภูมิแก๊สร้อนต่ำ ดังนั้นการปรับปรุงให้หม้อน้ำมีประสิทธิภาพในการเผาไหม้เพิ่มขึ้นจึงมีความน่าสนใจ หนึ่งในคุณลักษณะการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงที่มีความน่าสนใจเนื่องจาก มีอัตราการเผาไหม้ที่รวดเร็ว (High Burning rate) สามารถชดเชยปฏิกิริยาการเผา

ไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลที่เกิดขึ้นอย่างล่าช้า โดย Jun Li และคณะ [1] ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของขนาดอนุภาคเชื้อเพลิงต่อพฤติกรรมของเปลวไฟที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวล พบว่าอนุภาคเชื้อเพลิงมีขนาดที่ใหญ่ขึ้น ฐานของเปลวไฟจะค่อยๆ เลื่อนออกไปสู่ บริเวณส่วนปลายของห้องเผาไหม้ เพราะต้องการใช้ระยะเวลาในกระบวนการปลดปล่อยสารระเหยที่ค่อนข้างนาน ส่งผลทำให้ปฏิกิริยาการเผาไหม้ช้าลงเกิดล่าช้า ขณะที่อนุภาคเชื้อเพลิงที่มีขนาดเล็กจะให้อุณหภูมิที่สูงกว่าบ่งชี้ว่าอนุภาคเชื้อเพลิงขนาดเล็กจึงมีระยะเวลาในการเกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ที่สั้นกว่า อีกทั้ง M Mando และคณะ [2] ศึกษาการเผาไหม้ของฟางข้าวบดละเอียด (pulverized straw) โดยใช้หัวเผาถ่านหินปน ซึ่งพบว่าหัวเผาเชื้อเพลิงถ่านหินปน สามารถนำมาใช้กับฟางข้าวบดละเอียดได้ แต่เมื่อทดสอบที่สภาวะการทำงานเดียวกัน พบว่าเปลวไฟที่เกิดจากการเผาไหม้ฟางข้าวจะมีความยาวมากกว่าเปลวไฟที่เกิดจากการเผาไหม้ถ่านหิน โดยขนาดของอนุภาคฟางข้าวปนนั้นมีผลต่อความรุนแรงของการเผาไหม้ ซึ่งหากอนุภาคมีขนาดใหญ่ความรุนแรงของการเผาไหม้จะลดลง M. M. Kamal [3] ศึกษาของสารเคมีเชื้อเพลิง ลักษณะของรูปร่างเชื้อเพลิง ของหัวเผาถ่านหิน โดยนำเสนอชุดทดสอบและส่วนประกอบของชุดทดสอบสมรรถนะของหัวเผาที่มีความเหมาะสมกับเชื้อเพลิงร่วมแก๊สและถ่านหิน ซึ่งชุดทดสอบดังกล่าวถือเป็นแนวทางสำหรับการนำมาประยุกต์ใช้กับการทดสอบการเผาไหม้เชื้อเพลิงแข็งชนิดอื่นๆ ได้เช่นเดียวกับ Akio Nishiyama และคณะ [4] ศึกษาคุณสมบัติของเชื้อเพลิงและมลพิษของเครื่องยนต์ Stirling ที่ขับเคลื่อนด้วยเชื้อเพลิงชีวมวลไม้บดละเอียด พบว่าห้องเผาไหม้ที่มีความยาว 3 เมตร มีความเหมาะสมสำหรับการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลที่มีขนาดน้อยกว่า 500 ไมโครเมตร

ในด้านสมรรถนะของหม้อน้ำในงานวิจัยนี้ได้มุ่งเน้นศึกษาในด้านประสิทธิภาพหม้อน้ำทั้งทางตรงและทางอ้อม โดยที่ผ่านมามีการศึกษาสมรรถนะของหม้อน้ำจากการทดสอบหน่วยงานของหม้อน้ำระดับอุตสาหกรรมจริงโดย กิตติศักดิ์ บุญช่วย และคณะ [5] ได้ศึกษาประสิทธิภาพของหม้อน้ำแบบท่อแนวน้ำ บริษัท น้ำตาลขอนแก่น จำกัด(มหาชน) ที่ภาระการทำงานสูงสุดและบางส่วน รวมทั้งสิ้น 3 ครั้ง ประกอบด้วย ภาระงานที่ 55%, 73% และ 90% พบว่าสาเหตุของการสูญเสียของหม้อน้ำ คือ การสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซไอเสีย เนื่องจากเชื้อเพลิงมีความชื้นสูง จึงทำการควบคุมความชื้นของเชื้อเพลิง จากนั้นทำการประเมินศักยภาพของมาตรการ พบว่าสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของหม้อน้ำจาก 66.8% เป็น 72.8% เทียบกับความร้อนต่ำ (LHV) ทำให้ประหยัดค่าใช้จ่ายในส่วนเชื้อเพลิงไปได้ 12,377,644.25 บาทต่อปี อีกทั้งงานวิจัยของ ภัสสร เกาแก้ว และโยชิตา สุทธิเวชต์ [6] ได้ทำการประเมินสมรรถนะทางความร้อนของระบบไอน้ำของหม้อน้ำเชื้อเพลิงแข็ง และนำเสนอมาตรการประหยัดพลังงานในระบบไอน้ำเพื่อลดต้นทุนของโรงงาน โดยการตรวจวัดและประเมินแยกพิจารณาเป็น 4 ส่วน คือ 1.ส่วนการผลิตไอน้ำ เป็นการหาประสิทธิภาพของหม้อน้ำทางอ้อม 2.ส่วนระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ ตรวจจอสภาพฉนวนท่อส่งจ่ายไอน้ำและการรั่วไหลของท่อ 3.ส่วนอุปกรณ์ใช้ไอน้ำ ในส่วนนี้ไม่สามารถตรวจวัดได้เนื่องจากโรงงานไม่มีการติดตั้งเครื่องวัดอัตราการไหลของไอน้ำในแต่ละอุปกรณ์ 4.ส่วนการนำความร้อน ตรวจวัดการรั่วของกับดักไอน้ำ ซึ่งจากผลการตรวจวัดและประเมินพบว่า ในส่วนการผลิตไอน้ำหม้อน้ำมีประสิทธิภาพ 81.6% และ 69.75% อ้างอิงตาม LHV และ HHV ตามลำดับ ส่วนระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำมีการรั่วไหลของท่อส่งจ่ายไอน้ำบางส่วน และส่วนการนำความร้อนกลับพบกับการรั่วของกับดักไอน้ำรั่วจำนวน 8 ตัว จากการตรวจวัดและประเมินจึงมีมาตรการปรับแต่งการเผาไหม้ มาตรการปรับปรุงฉนวนหม้อน้ำจากฉนวนบริเวณผนังรอบหม้อน้ำ มาตรการลดการรั่วไหลของไอน้ำจากการรั่วไหลของท่อส่งจ่ายไอน้ำบางส่วน และมาตรการลดการรั่วไหลของกับดักไอน้ำที่มีการชำรุด มาตรการทั้งหมด ทำให้เกิดผลประหยัดจริงรวม 1,393,798.76 บาท/ปี นอกจากนี้ยังได้มีการปรับปรุงประสิทธิภาพหม้อน้ำที่ดำเนินการในหม้อน้ำขนาดใหญ่ของโรงงานผลิตเยื่อและกระดาษ [7] ด้วยการปรับปรุงประสิทธิภาพหม้อน้ำโดยการบริหารจัดการไอน้ำด้วยการควบคุมปริมาณอากาศและความดันไอน้ำ ผลที่ได้พบว่าประสิทธิภาพหม้อน้ำเพิ่มขึ้นจาก 80.98% เป็น 82.98% อีกทั้งยังมีการปรับปรุงประสิทธิภาพของหม้อน้ำด้วยการไล่ความชื้นในเชื้อเพลิงและการอุ่นอากาศก่อนการเผาไหม้ [8] ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าการนำความร้อนกลับสามารถช่วยลดความชื้นในเชื้อเพลิงได้ 3% wt ทำให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำเพิ่มขึ้น 4.1% การอุ่นอากาศช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของหม้อน้ำ 2.2% ทำให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำที่เพิ่มขึ้น 4.34% ประหยัดเชื้อเพลิงได้ 246.88 ตัน / ปี

งานวิจัยที่ผ่านมามีการศึกษาการนำเชื้อเพลิงชีวมวลผงมาใช้และวิธีการปรับปรุงประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีต่างๆ ส่วนในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบอีกหนึ่งวิธีในการเปรียบเทียบสมรรถนะทางความร้อนของหม้อน้ำระดับอุตสาหกรรมระหว่างกรณีใช้เชื้อเพลิงถ่านหินเพียงอย่างเดียวกับเชื้อเพลิงผสมถ่านหินร่วมกับเชื้อเพลิงชีวมวลผง โดยมีสมมุติฐานว่าคุณลักษณะการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงผง จะมีส่วน

ช่วยเร่งอัตราการเผาไหม้ที่รวดเร็ว (High Burning rate) สามารถชดเชยปฏิกิริยาการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลที่เกิดขึ้นอย่างล่าช้า โดยในการศึกษาจะทำการตรวจวัดประสิทธิภาพหม้อน้ำทั้งทางตรงและทางอ้อมในหม้อน้ำระดับอุตสาหกรรม เปรียบเทียบกันทั้งสองกรณี รวมถึงนำเสนอแนวทางการปรับปรุงประสิทธิภาพหม้อน้ำ โดยทดสอบกับหม้อน้ำชนิดท่อน้ำตรวจวัดและคำนวณประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรงและทางอ้อมอ้างอิงตามมาตรฐาน JIS :BS-8222

2. วิธีดำเนินการวิจัย

2.1 การคำนวณประสิทธิภาพหม้อน้ำทั้งทางตรงและทางอ้อม

2.1.1 ประสิทธิภาพหม้อน้ำทางตรง (Direct method)

การประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรง เป็นการประเมินโดยการเทียบอัตราส่วนระหว่างความร้อนที่สะสมในไอน้ำต่อความร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง ซึ่งเป็นวิธีการคำนวณอย่างง่าย โดยจะต้องทราบข้อมูลอัตราการใช้เชื้อเพลิง อัตราการผลิตไอน้ำ ค่าความร้อนเชื้อเพลิง ความดันไอน้ำ อุณหภูมิน้ำป้อน โดยนำมาคำนวณเทียบอัตราส่วนระหว่างความร้อนที่สะสมในไอน้ำต่อความร้อนจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง ตามสมการ ที่ 1

$$\eta_{Direct} = \frac{\dot{m}_s(h_g - h_f)}{\dot{m}_f LHV} \times 100 \quad (1)$$

โดย	η_{Direct}	คือ ประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรง (%)
	$\dot{m}_s$	คือ อัตราการผลิตไอน้ำหน้ำนาน (kg/h)
	h_g	คือ พลังงานความร้อนของไอน้ำที่ความดันไอน้ำใช้งาน (kJ/kg)
	h_f	คือ พลังงานความร้อนของน้ำป้อนที่อุณหภูมิน้ำใช้งาน (kJ/kg)
	$\dot{m}_f$	คือ อัตราการใช้เชื้อเพลิง (kg/h)
	LHV	คือ ค่าความร้อนเชื้อเพลิงทางต่ำ (kJ/kg)

2.1.2 การประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางอ้อม (Indirect method)

การประเมินประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางอ้อม เป็นการประเมินผลรวมความร้อนสูญเสียที่ออกจากหม้อน้ำ ความร้อนสูญเสียเกิดจากการที่หม้อน้ำไม่สามารถดูดซับพลังงานจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงไปใช้ได้หมดร้อยละ 100 ซึ่งถือเป็นเรื่องธรรมชาติของเครื่องจักรกลความร้อน โดยประสิทธิภาพหม้อน้ำทางอ้อมสามารถนิยามได้ดังสมการที่ 2

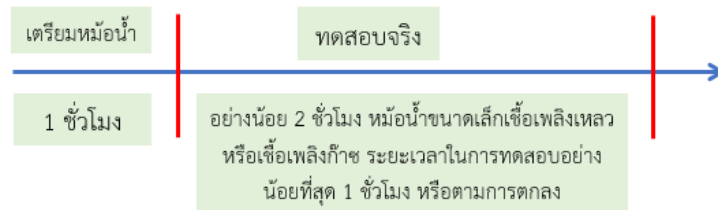
$$\eta_{Indirect} = 100 - L_1 - L_2 - L_3 - L_4 - L_5 - L_6 \quad (2)$$

โดย $\eta_{Indirect}$ คือ ประสิทธิภาพหม้อน้ำทางอ้อม (%)

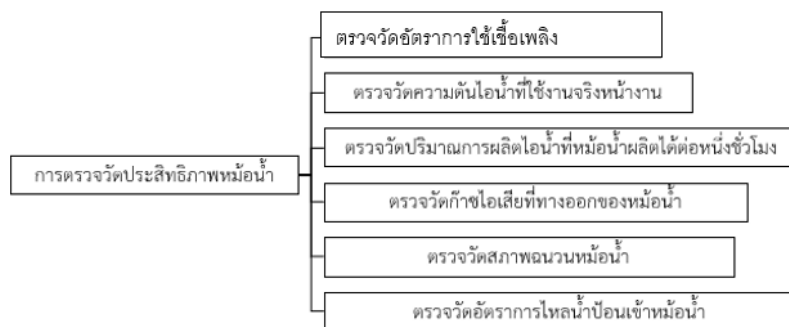
L_1	คือ ความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสีย (%)
L_2	คือ ความร้อนสูญเสียจากไอน้ำหรือน้ำที่เป่าเข้าไปในหม้อน้ำ (%)
L_3	คือ ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (%)
L_4	คือ ความร้อนสูญเสียจากเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมดในซีเ็ก (%)
L_5	คือ ความร้อนสูญเสียจากการแผ่รังสี (%)
L_6	คือ ความร้อนสูญเสียจากการโบลว์ดาวน์ (%)

3. การตรวจวัดประสิทธิภาพหม้อน้ำทางตรงและทางอ้อม

ระยะเวลาในการตรวจสอบประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรงและทางอ้อม ตามมาตรฐาน JIS: B8222 ระบุให้ทำการปรับการทำงานของหม้อน้ำให้เข้าสู่สภาวะการทดสอบ และให้คงไว้อย่างน้อย 1 ชั่วโมง และดำเนินการทดสอบอย่างน้อย 1 ชั่วโมง ภายใต้การเปลี่ยนแปลงความดันไอน้ำไม่เกิน $\pm 5\%$ และการเปลี่ยนแปลงกำลังการผลิตไอน้ำไม่เกิน $\pm 10\%$ โดยระยะเวลาการตรวจวัดควรตรวจวัดให้ได้ช่วงเวลารอบการติดต่อหม้อน้ำแสดงดังรูปที่ 1

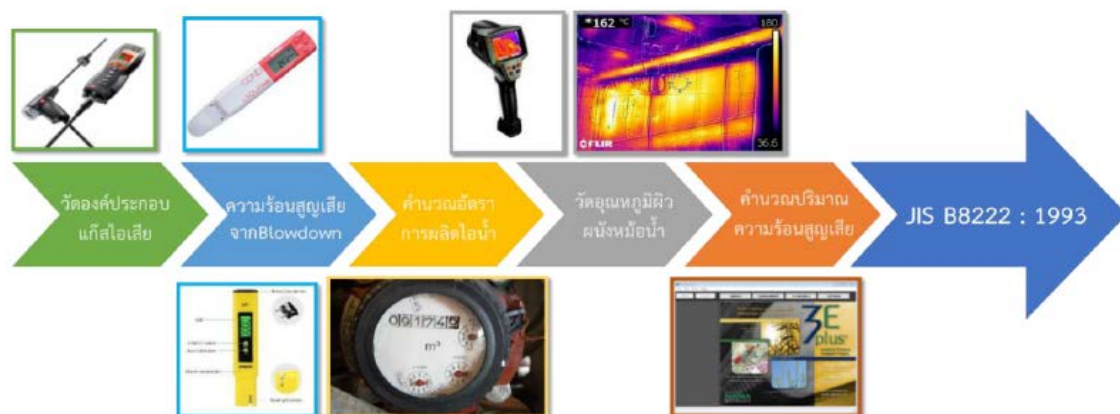


รูปที่ 1 ระยะเวลาการเตรียมและทดสอบหม้อน้ำตามมาตรฐาน JIS :B8222



รูปที่ 2 แสดงรายละเอียดการตรวจวัดเพื่อคำนวณหาทั้งประสิทธิภาพหม้อน้ำทางตรงและทางอ้อม

รายละเอียดการตรวจวัดและขั้นตอนการตรวจวัดเพื่อคำนวณหาประสิทธิภาพหม้อน้ำแสดงในแผนผังดังรูปที่ 2 และ 3 โดยทำการบันทึกข้อมูลทุก 1 นาที ตลอดระยะเวลา 2-3 ชั่วโมง การหาประสิทธิภาพของหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรงและทางอ้อมอ้างอิงตามมาตรฐาน JIS :BS-8222 เป็นมาตรฐานที่ใช้ในการสมมูลพลังงานความร้อนในหม้อน้ำ รวมถึงหม้อต้มน้ำร้อน ที่มีการใช้เชื้อเพลิงแข็ง เชื้อเพลิงเหลว และเชื้อเพลิงก๊าซ



รูปที่ 3 แสดงขั้นตอนการตรวจวัดประสิทธิภาพของหม้อน้ำอ้างอิงตามมาตรฐาน JIS :BS-8222

4.ผลการประเมินความสูญเสียพลังงานของระบบไอน้ำ

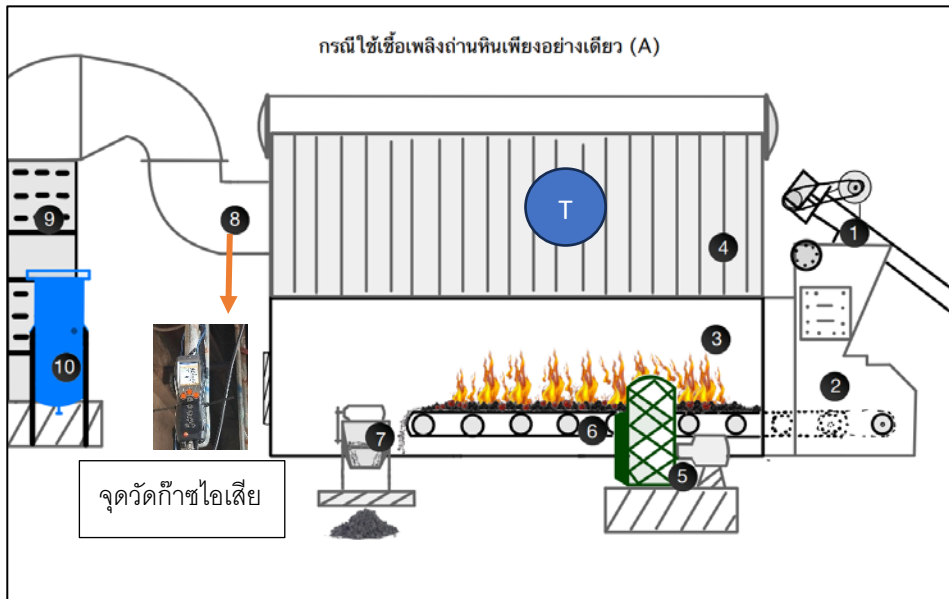
บทความนี้นำเสนอกรณีศึกษาการตรวจวัดประสิทธิภาพหม้อน้ำทั้งทางตรงและทางอ้อม ของโรงงานแห่งหนึ่ง ข้อมูลหม้อน้ำของทางโรงงานแสดงดังตารางที่ 1 เชื้อเพลิงที่ใช้ทำการทดสอบมีสองชนิดคือเชื้อเพลิงถ่านหินปิทูมินัสและเชื้อเพลิงชีวมวลไม้แบบผงแสดงดังรูปที่ 4 ส่วนองค์ประกอบเชื้อเพลิงทั้งสองชนิดแสดงดังตารางที่ 1 ในส่วนลักษณะหม้อน้ำและวิธีการป้อนเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกับทั้งกรณีใช้เชื้อเพลิงถ่านหินเพียงอย่างเดียว (A) และกรณีเชื้อเพลิงผสมถ่านหินร่วมกับเชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผง (B) แสดงรูปที่ 5

ตารางที่ 1 แสดงข้อมูลหม้อน้ำของทางโรงงานและองค์ประกอบของเชื้อเพลิง

พารามิเตอร์	หน่วย	ข้อมูล	
ประเภทหม้อน้ำ	–	ท่อไอน้ำ	
ลักษณะการป้อนเชื้อเพลิง	–	Screw feed	
ลักษณะการป้อนอากาศ	–	ใต้ตะแกรง	
ลักษณะตะแกรง	–	Traveling grate	
ขนาดพิกัด	t/h	15	
เชื้อเพลิง (As Received)	–	ถ่านหินปิทูมินัส	เชื้อเพลิงผสมสัดส่วน ถ่านหิน:ชีวมวลไม้ผง = 93 :7 (โดยมวล)
คาร์บอนในเชื้อเพลิง	%	57.15	48.24
ไฮโดรเจนในเชื้อเพลิง	%	3.99	2.91
ไนโตรเจนในเชื้อเพลิง	%	1.20	0.97
ออกซิเจนในเชื้อเพลิง	%	14.18	13.17
ซัลเฟอร์ในเชื้อเพลิง	%	5.41	4.37
ซัลเฟอร์ในเชื้อเพลิง	%	1.28	1.02
ความชื้นในเชื้อเพลิง	%	17.49	29.3
ค่าความร้อนทางสูง	kJ/kg _f	24,500	20,356

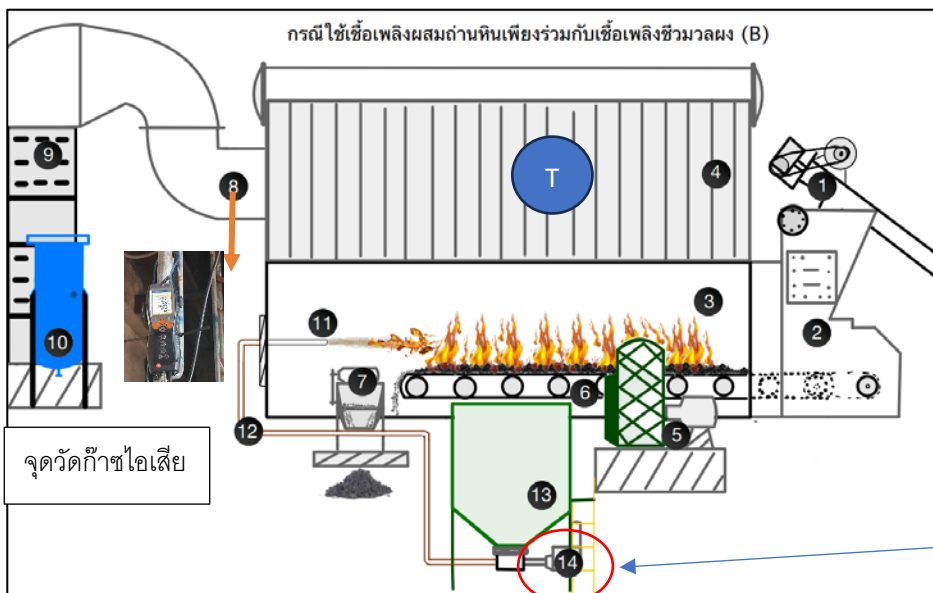


รูปที่ 4 แสดงเชื้อเพลิงถ่านหินปิทูมินัสและเชื้อเพลิงชีวมวลไม้แบบผงที่ใช้ในการทดสอบ



จุดวัดอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้

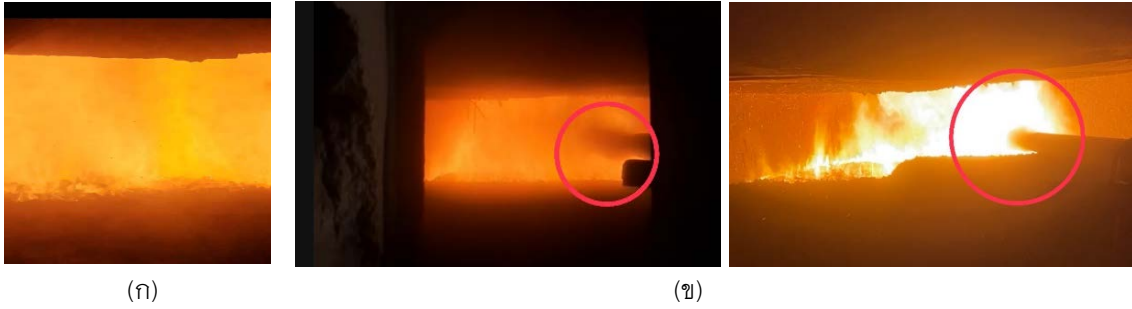
NO.	ความหมาย
1	สกรูลำเลียงถ่านหิน
2	Hopper เชื้อเพลิงถ่านหิน
3	ห้องเผาไหม้
4	ผนังท่อน้ำ
5	พัดลมอัดอากาศหลัก (FD)
6	Travelling grate
7	Ash Pit and Conveyor
8	ท่อก๊าซไอเสีย
9	Economizer
10	Flash tank
11	ท่อพ่นเชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผงเข้าห้องเผาไหม้
12	ท่อลำเลียงเชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผง



อากาศที่ทำหน้าที่พาเชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผงเข้าสู่หม้อน้ำเพิ่มเติมจากระบบอากาศหลักเดิม

รูปที่ 5 แสดงลักษณะหม้อน้ำและวิธีการป้อนเชื้อเพลิงเปรียบเทียบกันทั้งกรณีใช้เชื้อเพลิงถ่านหินเพียงอย่างเดียว (A) และกรณีเชื้อเพลิงผสมถ่านหินร่วมกับเชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผง (B)

ในการทดสอบกำหนดให้ทางโรงงานเดินเครื่องหม้อน้ำตามภาระและใช้งานไอน้ำแบบปกติของทางโรงงาน โดยแบ่งการทดสอบออกเป็นสองกรณีคือ กรณี (A) ใช้เชื้อเพลิงถ่านหินปิทูนีลเพียงอย่างเดียว ลักษณะของเปลวไฟในห้องเผาไหม้จะพุ่งขึ้นตรงแสดงดังรูปที่ 6(ก) และ กรณี (B) ใช้เชื้อเพลิงผสมสัดส่วนโดยมวลของถ่านหินปิทูนีลต่อชีวมวลไม้ผง = 93 : 7 โดยกรณี (B) จะเพิ่มท่อตรงขนาดสองนิ้วครึ่งต่อเข้าบริเวณด้านท้ายของห้องเผาไหม้ พ่นเชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผงที่ถูกลำเลียงด้วยอากาศอัดเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยตรง ด้วยสภาพของลักษณะของเชื้อเพลิงผงจึงทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว ช่วยเพิ่มความปั่นป่วนภายในห้องเผาไหม้ โดยมีลักษณะเป็นลำเจ็ทของเปลวไฟพุ่งย้อนทิศทางการเคลื่อนที่ของ Travelling grate ของถ่านหิน แสดงดังรูปที่ 6(ข) หากเพิ่มสัดส่วนชีวมวลผงมากกว่า 7% จะทำให้ลำเจ็ทของเปลวไฟยาวมากขึ้นจนไปปะทะด้านหน้าห้องเผาไหม้ เนื่องจากผู้วิจัยยังไม่ได้ทำการออกแบบท่อแบบหมุนวน (Swirl) เพื่อทำให้เปลวไฟหมุนควงและสั้นลง ซึ่งระยะความสูงของห้องเผาไหม้มีผลต่อขนาดความกว้างของเปลวไฟ ซึ่งจะเป็นประเด็นศึกษาต่อไป



รูปที่ 6 แสดงลักษณะลำเจ็ทของเปลวไฟของกรณีใช้เชื้อเพลิงถ่านหินเพียงอย่างเดียว (ก) และ กรณีใช้เชื้อเพลิงผสม (ข)

4.1 การตรวจวัดปริมาณการผลิตไอน้ำที่หม้อน้ำผลิตได้ต่อชั่วโมง

โรงงานแห่งนี้ไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของไอน้ำ การหาอัตราการไหลของไอน้ำที่จะถูกส่งจ่ายไปยังกระบวนการผลิตใช้วิธีการจดบันทึกข้อมูลการใช้น้ำป้อนจากมิเตอร์น้ำป้อน เพื่อมาคำนวณหาอัตราการผลิตไอน้ำ โดยสามารถคำนวณหาอัตราการผลิตไอน้ำจากสมดุลมวลของหม้อน้ำ โดยมวลของของไหลที่ไหลเข้าหม้อน้ำคือ น้ำป้อนหาได้จากมิเตอร์น้ำป้อน ส่วนมวลของของไหลที่ไหลออกจากหม้อน้ำคือมวลของไอน้ำและมวลของน้ำโบว์ลดาวนหาได้จากสมการที่ 3 และ 4 ดังนั้นอัตราการผลิตไอน้ำสามารถหาได้จากผลต่างของอัตราการไหลของน้ำป้อนเข้าหม้อน้ำกับอัตราการโบว์ลดาวนของหม้อน้ำ

$$\beta = \frac{\text{Feedwater conductivity}}{\text{Blowdown conductivity}} \times 100 \quad (3)$$

$$\text{Blowdown rate} = \frac{\beta}{100} \times \text{Feed Water rate} \quad (4)$$

เมื่อนำข้อมูลอัตราการไหลน้ำป้อนและค่าการวิเคราะห์คุณภาพน้ำที่แสดงดังตารางที่ 2 และรูปที่ 7 มาคำนวณหาอัตราการผลิตไอน้ำ ตามสมการที่ 3 และ 4 และหลักการสมดุลมวลของหม้อน้ำ พบว่ากรณี (A) มีอัตราการผลิตไอน้ำมีค่าเท่ากับ 8,130 kg/h ส่วนกรณี (B) มีอัตราการผลิตไอน้ำมีค่าเท่ากับ 7,102 kg/h จะเห็นได้ว่ากรณีใช้ถ่านหินเผาไหม้เพียงอย่างเดียว (A) สามารถผลิตไอน้ำได้มากกว่ากรณีใช้เชื้อเพลิงผสม (B) แต่เมื่อพิจารณาการเปรียบเทียบความดันไอน้ำของทั้งสองกรณีแสดงดังรูปที่ 9 พบว่ากรณีใช้เชื้อเพลิงผสม (B) สามารถผลิตไอน้ำได้ความดันไอน้ำมากกว่ากรณีใช้ถ่านหินเผาไหม้เพียงอย่างเดียว (A) และผลิตไอน้ำได้ค่อนข้างนิ่งความดันเพียงพอต่อการใช้งาน เนื่องจากเชื้อเพลิงผสมมีส่วนเร่งปฏิกิริยาในการเผาไหม้ให้เกิดเร็วขึ้น ส่งผลให้เกิดการเผาไหม้อย่างรุนแรง และเกิดความปั่นป่วนภายในห้องเผาไหม้ แต่ข้อเสียหลักคือการป้อนเชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผงถูกป้อนด้วยอากาศเพิ่มเติมจากระบบเดิม จึงทำให้ปริมาณอากาศโดยรวมของระบบมีปริมาณอากาศเพิ่มมากขึ้น (อากาศส่วนเกินเพิ่มขึ้น) เพราะในการทดสอบไม่ได้ลดปริมาณอากาศของพัดลมหลัก ปริมาณอากาศที่เพิ่มขึ้นจึงกลายเป็นภาระของการเผาไหม้ คือไปลดอุณหภูมิการเผาไหม้ที่เกิดขึ้น (Cooling effect) ส่งผลให้อุณหภูมิห้องเผาไหม้โดยรวมของกรณีเผาไหม้ด้วยเชื้อเพลิงผสม (B) มีค่าน้อยกว่ากรณีการเผาไหม้ด้วยเชื้อเพลิงถ่านหิน (A) โดยเฉลี่ยความดันไอน้ำกรณีเชื้อเพลิงผสม (B) มีค่าเท่ากับ 6.23 Barg ส่วนกรณีใช้ถ่านหินเผาไหม้เพียงอย่างเดียว (A) มีค่าเท่ากับ 5.72 Barg ในขณะที่โดยเฉลี่ยอุณหภูมิห้องเผาไหม้กรณีเชื้อเพลิงผสม (B) มีค่าเท่ากับ 502 °C ส่วนกรณีใช้ถ่านหินเผาไหม้เพียงอย่างเดียว (A) มีค่าเท่ากับ 533 °C (อุณหภูมิห้องเผาไหม้วัดที่ตำแหน่งระดับความสูง 2 m จากความสูงของตะกรับติดตั้งบริเวณกึ่งกลางหม้อน้ำแสดงดังรูปที่ 5) เมื่อสอบถามข้อมูลจากทางโรงงานพบว่ากรณีใช้เชื้อเพลิงผสม (B) สามารถรองรับการใช้งานอุปกรณ์ใช้ไอน้ำในกระบวนการผลิตได้ 10 เครื่อง ในขณะที่กรณีใช้เชื้อเพลิงถ่านหินเผาไหม้เพียงอย่างเดียวสามารถรองรับอุปกรณ์ใช้ไอน้ำในกระบวนการผลิตได้ 8 เครื่อง เนื่องจากกรณี (A) ความดันไอน้ำไม่เพียงพอและหม้อน้ำเดินเครื่องตลอดเวลา ซึ่งสอดคล้องกับผลการตรวจวัดก๊าซไอเสียที่จะกล่าวในหัวข้อถัดไป

จากข้อมูลอัตราการโบลว์ดาวน์ที่แสดงใน ตารางที่ 2 สามารถหาความร้อนสูญเสียไปกับการโบลว์ดาวน์ (L6) ได้จากพลังงานที่สูญเสียจากผลต่างของเอนทาลปีของน้ำอัดตัวที่ความดันใช้งานกับเอนทาลปีของน้ำอัดตัวที่อุณหภูมิน้ำป้อน ซึ่งผลของความสูญเสียทั้งสองกรณีแสดงได้แสดงในหัวข้อที่ 4.5

ตารางที่ 2 แสดงข้อมูลผลการตรวจวัดและผลการคำนวณอัตราการไหลไอน้ำ

ค่าตรวจวัด	กรณี ใช้เชื้อเพลิงถ่านหินปิทูมินัสเพียงอย่างเดียว(A)		กรณีเชื้อเพลิงผสมถ่านหินร่วมกับเชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผง (B)	
	Feed water	Blowdown	Feed water	Blowdown
ค่าการนำไฟฟ้า ($\mu\text{S/cm}$)	564	8,610	520	10,160
ค่า TDS (ppm)	289	4,520	266	5,080
ร้อยละการโบลว์ดาวน์ (β)	6.55		5.12	
อัตราการไหลน้ำป้อน (kg/h)	8,700.00		7,485.00	
อัตราการโบลว์ดาวน์ (kg/h)	569.90		383.09	
อัตราการผลิตไอน้ำ (kg/h)	8,130		7101.91	

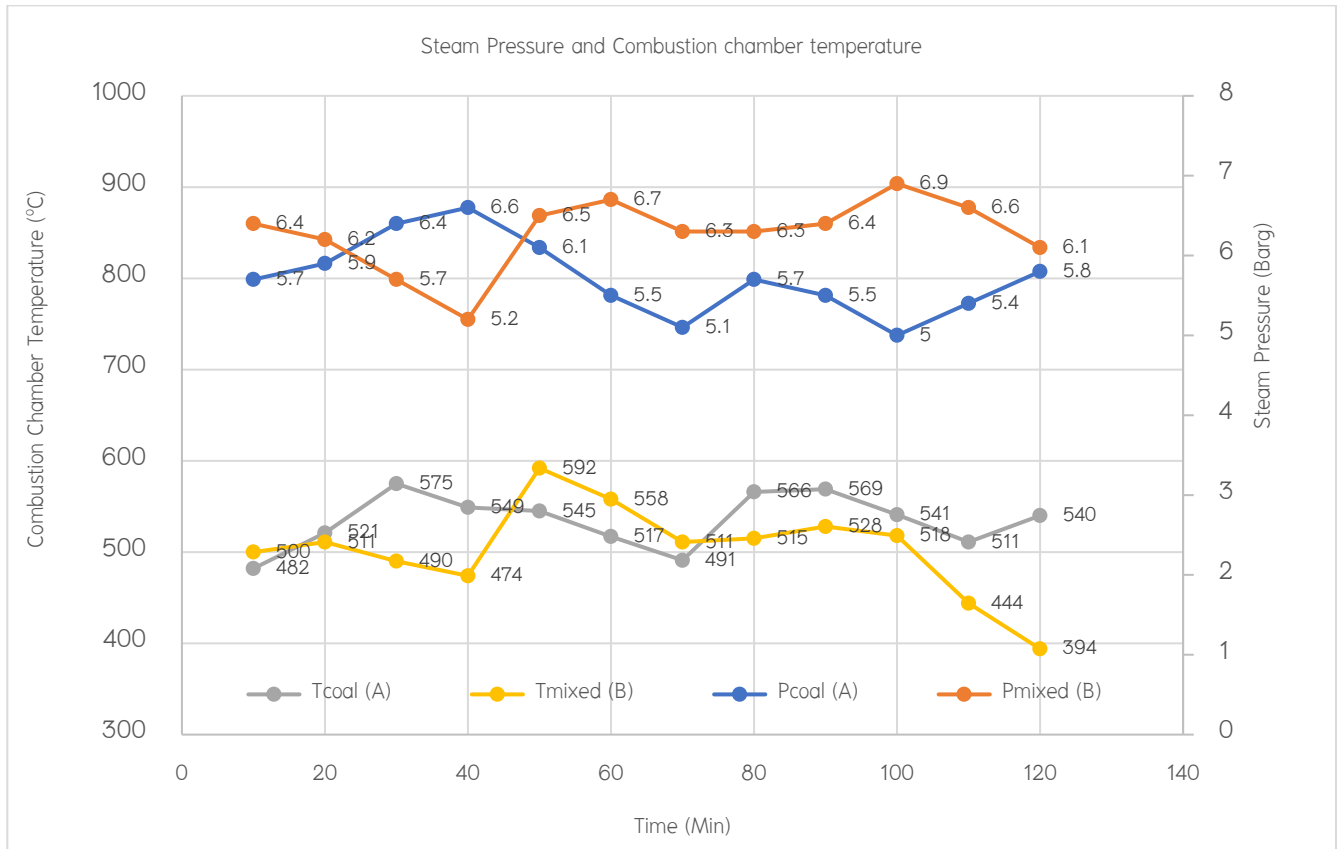


(ก)



(ข)

รูปที่ 7 แสดงการเก็บตัวอย่างน้ำ (ก) และ ผลการตรวจวัดคุณภาพน้ำป้อนและน้ำโบลว์ดาวน์ (ข)



รูปที่ 8 แสดงการเปรียบเทียบความดันไอน้ำและอุณหภูมิห้องเผาไหม้ของทั้งสองกรณี

4.2 การตรวจวัดก๊าซไอเสียของหม้อน้ำเพื่อพิจารณาพฤติกรรมการเผาไหม้

ในส่วนของการวัดองค์ประกอบก๊าซไอเสียที่ใช้ในการคำนวณความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสีย (L1) และความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (L3) ตรวจวัดด้วยเครื่องวัดองค์ประกอบก๊าซ Testo 330 ที่มีความแม่นยำของการตรวจวัดปริมาณก๊าซ O_2 เท่ากับ $\pm 0.3\%$ ส่วนปริมาณ CO และ NO_x มีความแม่นยำเท่ากับ $\pm 5\%$ ทั้งนี้เครื่องมือได้ผ่านการสอบเทียบจากบริษัท Entech Associate เป็นที่เรียบร้อยแล้วผลการสอบเทียบแสดงดังตารางที่ 3

ตารางที่ 3 แสดงค่าการสอบเทียบจากบริษัท Entech Associate

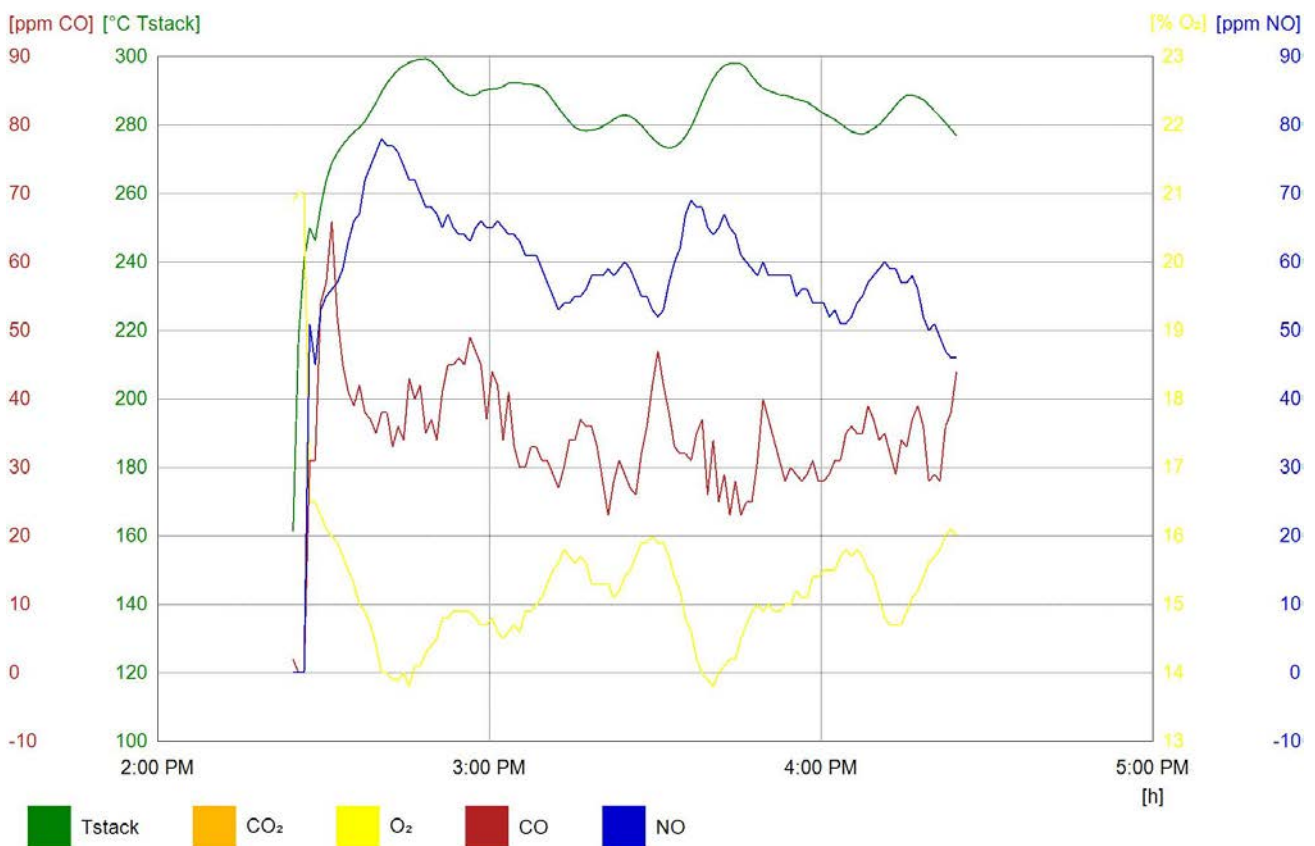
Standard	Standard value	Reading	Error	Allowed tolerance
O_2	2.48 vol.%	2.52 vol.%	0.04 vol.%	0.21 vol.%
CO	308 ppm	310 ppm	2 ppm	± 21.0 ppm
NO	158 ppm	157 ppm	-1 ppm	± 8.85 ppm
NO_2	84.0 ppm	83.5 ppm	-0.5 ppm	± 4.3 ppm
SO_2	101 ppm	100 ppm	-1 ppm	± 6.0 ppm

Entech Associate Co., Ltd. (www.entech.co.th).

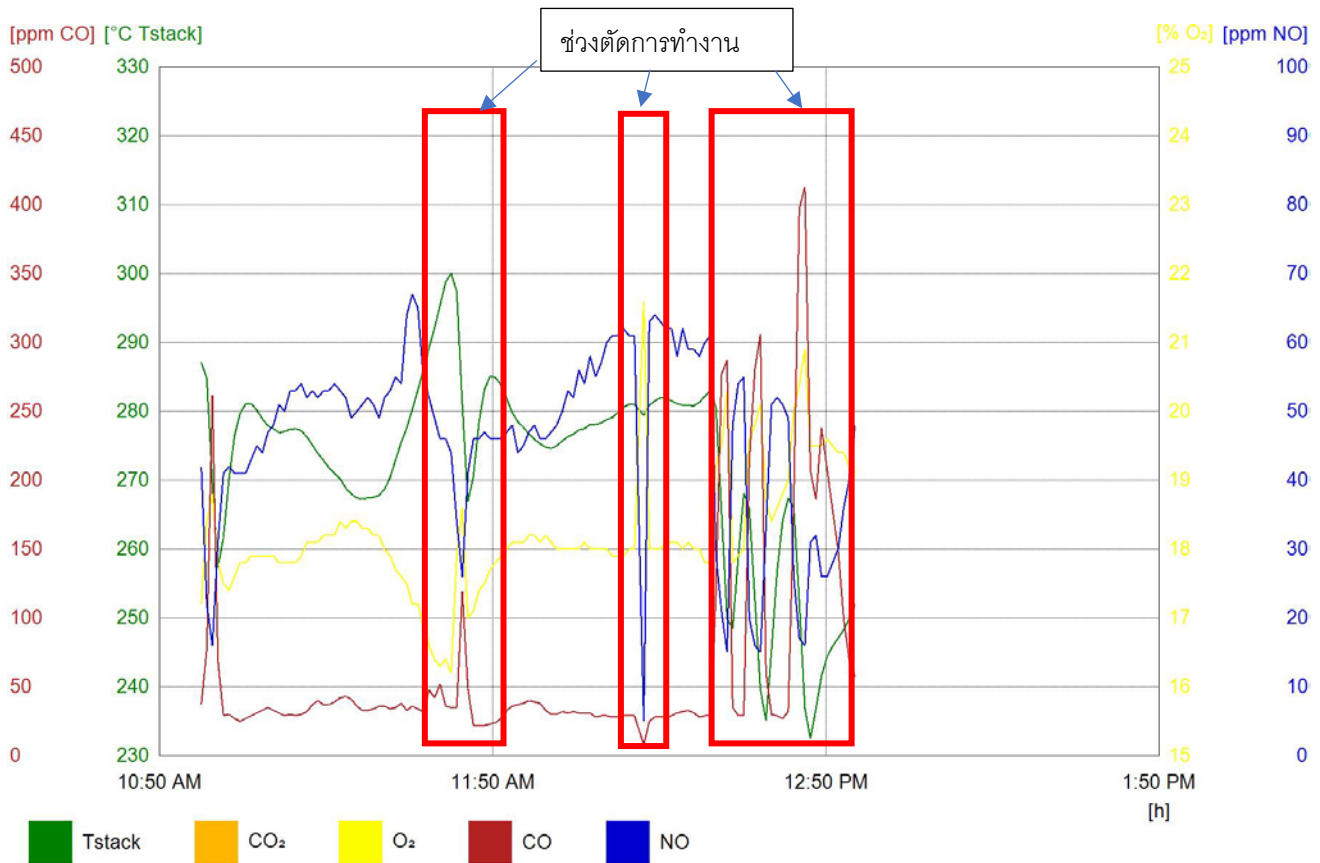
ทำการติดตั้งเครื่องวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย ที่ตำแหน่งท่อทางออกด้านหลังหม้อน้ำ แสดงในรูปที่ 5 บันทึกข้อมูล O_2 CO NO_x และอุณหภูมิก๊าซไอเสีย แบบ real time เก็บข้อมูลทุก 1 นาที ตลอดระยะเวลา 2-3 ชั่วโมง ผลการตรวจวัดและค่าเฉลี่ยของปริมาณก๊าซไอเสียในช่วงที่มีการเผาไหม้ ผลการตรวจวัดกรณีเผาไหม้ด้วยเชื้อเพลิงถ่านหินเพียงอย่างเดียว (A) และกรณีเผาไหม้ด้วยเชื้อเพลิงผสม (B) แสดงดังรูปที่ 9 และ 10 ตามลำดับ โดยตารางปริมาณก๊าซเฉลี่ยในช่วงที่มีการเผาไหม้ทั้งสองกรณีแสดงในตารางที่ 4 จากผลการตรวจวัดจะเห็นได้ว่า จากรูปที่ 9 กรณีเผาไหม้ด้วยเชื้อเพลิงถ่านหินเพียงอย่างเดียว (A) พบว่า หม้อน้ำเดินเครื่องตลอดเวลาไม่มีการตัด

การทำงาน มีการเผาไหม้อย่างต่อเนื่องตลอดเวลาเนื่องจากความดันไอน้ำไม่ถึงย่านการใช้งานของกระบวนการผลิตของโรงงาน สอดคล้องกับความดันไอน้ำแสดงรูปที่ 8 ในขณะที่จากรูปที่ 10 กรณีเผาไหม้ด้วยเชื้อเพลิงผสม (B) พบว่ามีการหยุดเผาไหม้เป็นช่วงๆ โดยเกิดการตัดระบบป้อนเชื้อเพลิง ตัดการทำงานของพัดลมป้อนอากาศหลัก เนื่องจากความดันไอน้ำถึงย่านการใช้งานของกระบวนการผลิตของโรงงาน สอดคล้องกับความดันไอน้ำแสดงรูปที่ 8 แสดงให้เห็นว่าการใช้เชื้อเพลิงผสม (B) มีส่วนช่วยให้ลดระยะเวลาการทำงานของหม้อน้ำลงได้ ถ้าหากได้การปรับแต่งสัดส่วนอากาศและเชื้อเพลิงผสมที่ใช้กับหม้อน้ำให้เหมาะสมคาดว่าจะน่าจะเป็นหนึ่งในแนวทางในการลดต้นทุนในการประหยัดต้นทุนในการผลิตของโรงงาน

จากตารางที่ 4 แสดงค่าเฉลี่ยผลการตรวจวัดก๊าซไอเสียที่มีการเผาไหม้เปรียบเทียบของทั้งสองกรณี พบว่า ทั้งสองกรณีมีปริมาณอากาศส่วนเกินอยู่ในเกณฑ์สูงกว่าปกติ ซึ่งปกติแล้วหม้อน้ำที่ใช้เชื้อเพลิงแข็งควรมีค่าเฉลี่ยของ $\%O_2$ อยู่ในช่วง 9–10% โดยกรณี (B) มีปริมาณ $\%O_2$ ที่มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 17.91% ซึ่งมีความมากกว่า กรณี (A) ที่มีค่าอยู่ที่ 15.05 % เนื่องจากกรณี (B) การป้อนเชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผงถูกป้อนด้วยอากาศเพิ่มเติมจากระบบเดิมแสดงดังรูปที่ 5 (B) จึงทำให้ปริมาณอากาศโดยรวมของระบบมีปริมาณอากาศเพิ่มมากขึ้น (อากาศส่วนเกินเพิ่มขึ้น) เพราะในการทดสอบไม่ได้ลดปริมาณอากาศของพัดลมหลัก ซึ่งเป็นข้อเสียหลักของการทดสอบครั้งนี้ ดังนั้นควรทำการปรับแต่งการเผาไหม้ด้วยการลดอากาศส่วนของพัดลมหลักที่ใช้ในการเผาไหม้ เพื่อลดผลกระทบจากการลดลงของอุณหภูมิห้องเผาไหม้เนื่องจากอากาศที่เกินพอดี (Cooling effect) ในขณะที่ทั้งสองกรณีนี้พบว่าปริมาณ CO เฉลี่ยมีค่าต่ำไม่เกิน 100 ppm แสดงให้เห็นถึงการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นอย่างสมบูรณ์ นอกจากนี้ NO_x ที่เกิดขึ้นทั้งสองกรณีมีค่าเฉลี่ยที่ต่ำเช่นกัน ไม่เกิน 100 ppm ซึ่งอยู่ในเกณฑ์ต่ำกว่าค่ามาตรฐาน ค่า NO_x มีค่าต่ำ เนื่องจากปริมาณ N_2 ในเชื้อเพลิงมีค่าน้อย อีกทั้งอุณหภูมิการเผาไหม้ค่อนข้างต่ำ (อุณหภูมิในห้องเผาไหม้ต่ำกว่า $1300^\circ C$) จึงไม่มีการก่อเกิด NO_x ประเภท Fuel NO_x และ Thermal NO_x คาดว่า NO_x ที่วัดได้เป็น Prompt NO_x ที่เกิดจากการทำปฏิกิริยากันระหว่าง ไฮโดรคาร์บอนโมเลกุลเล็กกับ N_2 ในอากาศซึ่งเป็นปฏิกิริยาที่เกิดขึ้นที่อุณหภูมิต่ำ



รูปที่ 9 ปริมาณก๊าซไอเสียหลังจากการเผาไหม้กรณีเชื้อเพลิงถ่านหินเพียงอย่างเดียว (A)



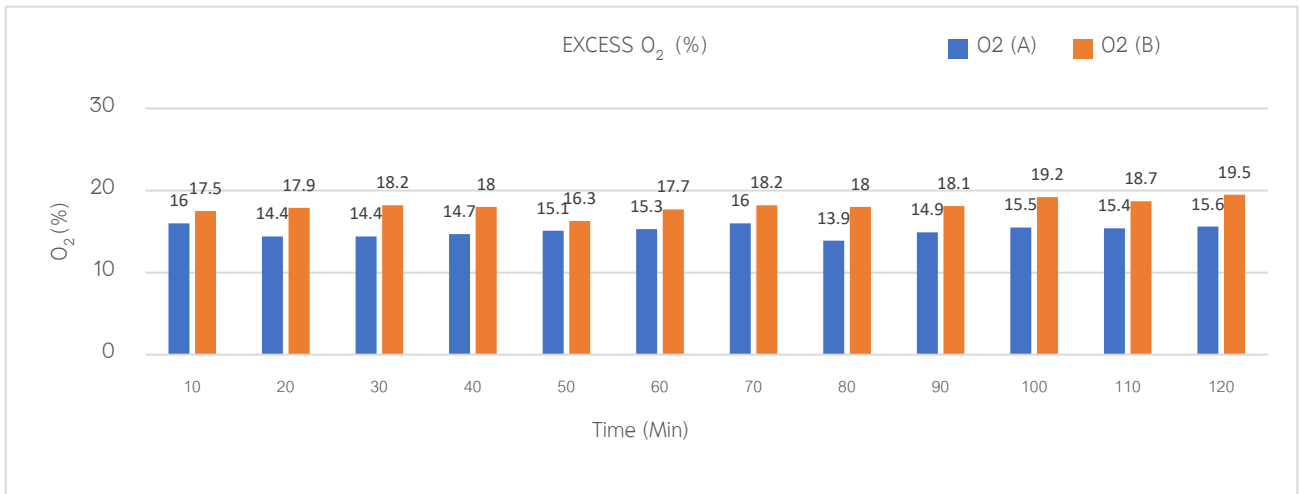
รูปที่ 10 ปริมาณก๊าซไอเสียหลังจากการเผาไหม้กรณีเชื้อเพลิงผสม (B)

ตารางที่ 4 ค่าเฉลี่ยผลการตรวจวัดก๊าซไอเสียที่มีการเผาไหม้เปรียบเทียบของทั้งสองกรณี

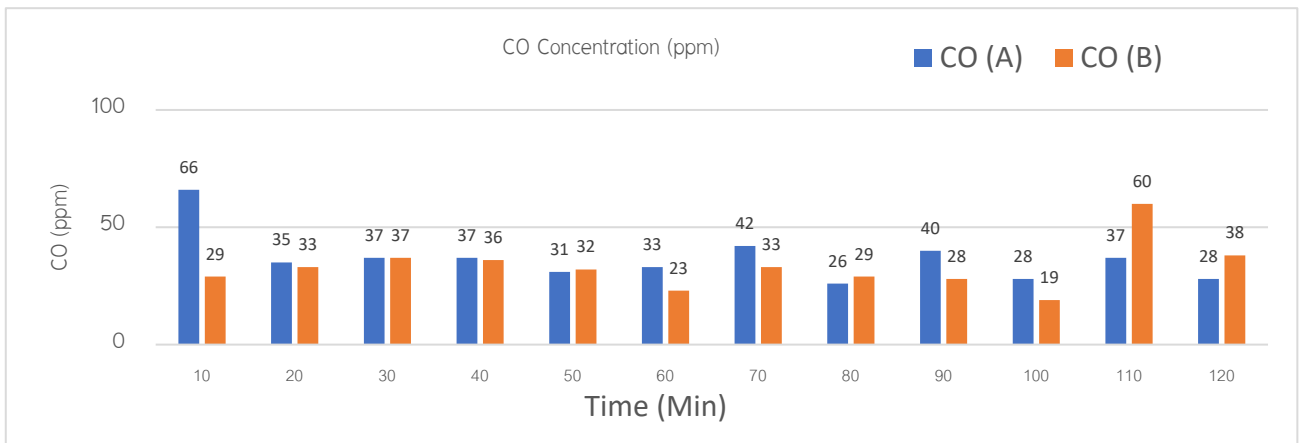
ก๊าซไอเสีย	หน่วย	กรณี (A)	กรณี (B)
ปริมาณก๊าซออกซิเจน (O_2)	%	15.05	17.91
ปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO)	ppm	35.05	60.98
ปริมาณไนโตรเจนไดออกไซด์ (NO_x)	ppm	60	47
อุณหภูมิก๊าซไอเสียก่อน Economizer	$^{\circ}C$	285.72	271.57
อุณหภูมิบรรยากาศ	$^{\circ}C$	30.00	30.00
ปริมาณความชื้นสัมพัทธ์	%	65.00	65.00
อัตราส่วนความชื้น	kg_{water}/kg_{air}	0.01742	0.01742

จากรูปที่ 11 (ก-ค) แสดงการเปรียบเทียบปริมาณ O_2 ที่เหลือจากการเผาไหม้ (ก) ปริมาณ CO (ข) และ อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ทางออกหม้อน้ำ (ค) ของทั้งสองกรณี พบว่าปริมาณ O_2 ที่เหลือจากการเผาไหม้กรณีเชื้อเพลิงถ่านหินอย่างเดียว (A) มีค่าน้อยกว่ากรณีเผาไหม้ด้วยเชื้อเพลิงผสม (B) อย่างเห็นได้ชัด รูปที่ 11 (ก) แสดงให้เห็นได้ว่ากรณีเผาไหม้ด้วยเชื้อเพลิงผสม (B) มีปริมาณอากาศส่วนเกินมากเกินไปทำให้เป็นภาระของการเผาไหม้ เพราะการป้อนเชื้อเพลิงชีวมวลไม่เพียงพอป้อนด้วยอากาศที่เพิ่มเติมจากระบบเดิม จึงทำให้ปริมาณอากาศโดยรวมของระบบมีปริมาณอากาศเพิ่มมากขึ้น (อากาศส่วนเกินเพิ่มขึ้น) โดยไม่ได้ลดปริมาณอากาศของพัดลมหลัก ซึ่งเป็นข้อเสียหลักของการทดสอบนี้ อิทธิพลของอากาศส่วนเกินส่งผลอย่างมากกับความสูญเสียไปกับก๊าซไอเสีย ทำให้ประสิทธิภาพของหม้อน้ำมีค่าต่ำลงอย่างเห็นได้ชัด ดังนั้นงานวิจัยต่อเนื่องจึงควรหาสัดส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่เหมาะสมเพื่อให้เกิดการเผาไหม้ที่มีปริมาณอากาศส่วนเกินที่เหมาะสม ค่าเฉลี่ยของ $\%O_2$ ควรอยู่ในช่วง 9-12 % ส่วนปริมาณ CO และอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ทางออกหม้อ

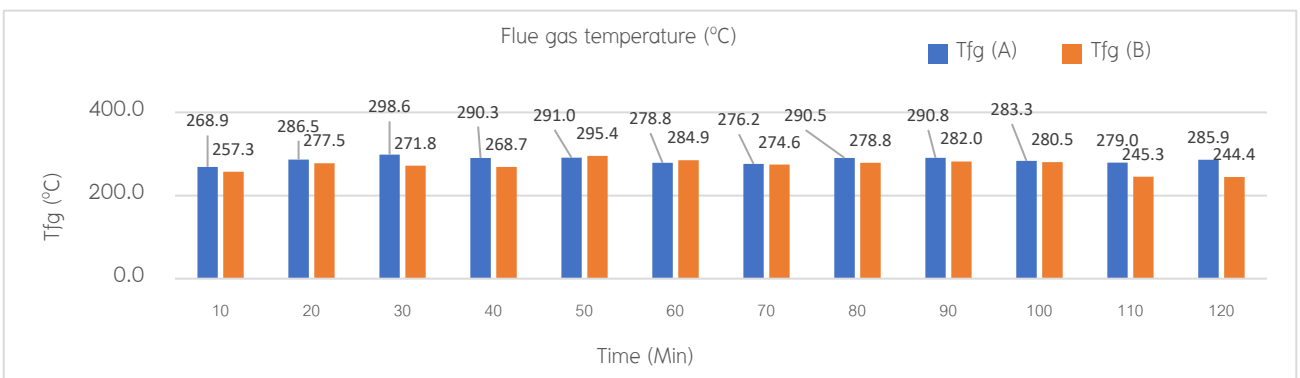
น้ำ แสดงดังรูป 11 (ข) และ 11 (ค) ตามลำดับ พบว่าทั้งสองกรณีมีค่าใกล้เคียงกันไม่แตกต่างกันมากนัก โดยทั้งสองกรณีมีปริมาณ CO ไม่เกิน 100 ppm ส่วนอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ทางออกหม้อน้ำโดยเฉลี่ยมีค่าประมาณ 250–290 °C



(ก)



(ข)

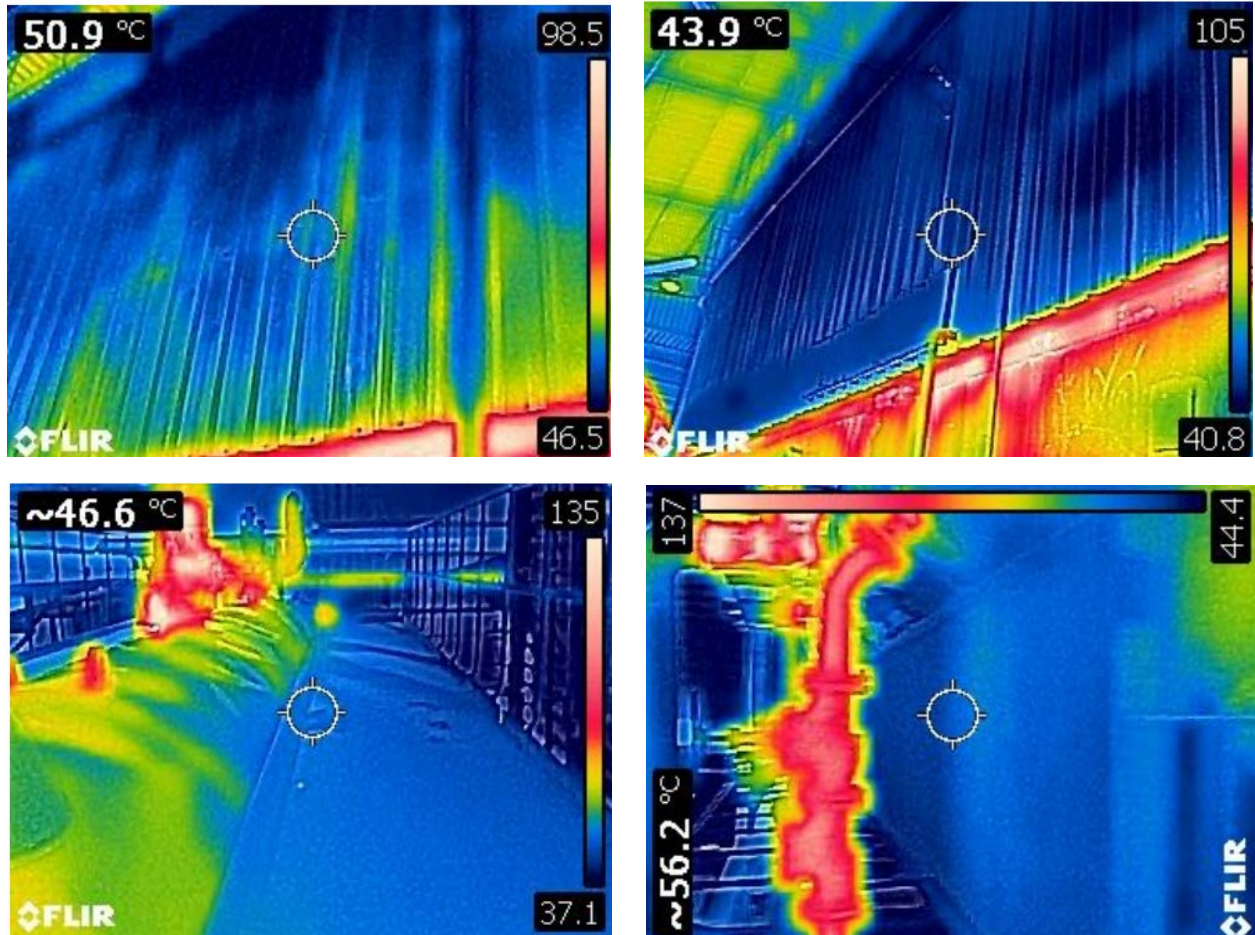


(ค)

รูปที่ 11 แสดงการเปรียบเทียบปริมาณ O₂ ที่เหลือจากการเผาไหม้ (ก) ปริมาณ CO (ข) และ
อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ทางออกหม้อน้ำ (ค) ของทั้งสองกรณี

4.3 การตรวจวัดสภาพฉนวนหม้อน้ำ

จากการตรวจวัดฉนวนหม้อน้ำ ด้วยกล้องถ่ายภาพความร้อน พบว่าทั้งสองกรณีฉนวนบริเวณผนังรอบหม้อน้ำ มีสภาพโดยภาพรวมอยู่ในสภาพที่ดี (อุณหภูมิผิวฉนวนไม่เกิน 60°C) แสดงดังรูปที่ 12 สามารถคำนวณการสูญเสียความร้อนแบบการพาและการแผ่รังสีความร้อนผ่านพื้นผิวร้อน (kW) ด้วยโปรแกรม 3Eplus พบว่ามีความร้อนสูญเสียรวมผ่านพื้นผิว เท่ากับ 5 kW ซึ่งมีค่าน้อย ผลการคำนวณความสูญเสียไปกับพื้นผิวแสดงในหัวข้อ 4.5



รูปที่ 12 อุณหภูมิผนังรอบหม้อน้ำ

4.4 การตรวจวัดปริมาณคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมดในชี้เถ้า

การเก็บชี้เถ้าเพื่อใช้ในการวิเคราะห์ปริมาณคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมดที่หลงเหลืออยู่ ควรเก็บจากชี้เถ้าหนักขณะเปียกที่เพิ่งออกมาหม้อน้ำในบ่อชี้เถ้า (Ash pit) ไม่ควรเก็บชี้เถ้าที่อยู่นอกบ่อชี้เถ้าเพราะอาจเกิดการเผาไหม้ต่อเนื่องของชี้เถ้าที่มีอุณหภูมิสูงเมื่อสัมผัสอากาศภายนอก ส่งผลให้ปริมาณคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมดมีค่าลดลง ผลการวิเคราะห์ปริมาณคาร์บอนที่เผาไหม้ไม่หมดในชี้เถ้า จะถูกตรวจวัดตามมาตรฐาน ASTM D7348-13 (Standard Test Methods for Loss on Ignition (LOI) of Solid Combustion Residues) พบว่า ในการทดสอบนี้ไม่ได้วิเคราะห์ความสูญเสียในหัวข้อนี้เนื่องจากติดปัญหาด้านงบประมาณในการวิเคราะห์ จึงไม่ความสูญเสียในส่วนนี้

4.5 ผลการคำนวณประสิทธิภาพหม้อน้ำ

การตรวจวัดประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรงและทางอ้อมอ้างอิงตามมาตรฐาน JIS: BS-8222 ซึ่งผลการตรวจวัด แสดงดังตารางที่ 5 พบว่ากรณีเชื้อเพลิงถ่านหินอย่างเดียว (A) มีค่าประสิทธิภาพหม้อน้ำทางอ้อมอ้างอิงค่าความร้อนด้านต่ำมีค่าเท่ากับ 67.37 % มีค่ามากกว่ากรณีเชื้อเพลิงผสม (B) ที่มีค่าเท่ากับ 44.02% โดยทั้งสองกรณีมีความสูญเสียหลักเป็น การสูญเสียความร้อนจากก๊าซไอเสียกรณี (A) และ (B) มีค่าสูงถึง 27.8% และ 53.8% ตามลำดับ ซึ่งเป็นผลมาจากปริมาณ O_2 มีค่าสูง ถือเป็นการสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซไอเสียรูปแบบหนึ่ง โดยการสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซไอเสีย (L1) ปัจจัยที่ส่งผลต่อความสูญเสียคือปริมาณ O_2 ส่วนเกิน และอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ทางออกหม้อน้ำ ในงานวิจัยนี้อธิพลที่ส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของความสูญเสียนี้คือ ปริมาณ O_2 ส่วนเกิน กรณี (A) มีปริมาณ O_2 เท่ากับ 15.05 % และอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ทางออกหม้อน้ำมีค่าเท่ากับ 285.72 °C ทำให้การสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซไอเสีย (L1) เท่ากับ 27.8 % ในขณะที่กรณี (B) ปริมาณ O_2 เท่ากับ 17.91 % และอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ทางออกหม้อน้ำมีค่าเท่ากับ 271.57 °C ทำให้การสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซไอเสีย (L1) เท่ากับ 53.8 % แสดงให้เห็นว่าเพิ่มขึ้นของปริมาณ O_2 ส่วนเกิน ส่งผลต่อการสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซไอเสีย (L1) มากกว่าอิทธิพลของอุณหภูมิก๊าซไอเสีย โดยนิยามของ L1 แสดงดังสมการ

การสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซไอเสีย (L1) สามารถคำนวณได้ แสดงดังสมการ

$$L_1 = Gc_g(t_g - t_0) \quad (5)$$

โดยที่

G	คือ ปริมาณก๊าซไอเสียทั้งหมดต่อเชื้อเพลิง 1 kg
C_g	คือ ค่าความร้อนจำเพาะของก๊าซไอเสีย kJ/m ³ K
t_g	คือ อุณหภูมิก๊าซไอเสียเฉลี่ย (°C)
t_0	คือ อุณหภูมิบรรยากาศอ้างอิง (°C)

$$G = G_0 + G_w + [A_0(m-1)] + G_{w1} \quad (6)$$

โดยที่

G_0	คือ ปริมาณก๊าซไอเสียแห้งทางทฤษฎีต่อเชื้อเพลิง 1 kg
G_w	คือ ปริมาณไอน้ำจากการเผาไหม้ และไอน้ำจากความชื้นในเชื้อเพลิงต่อเชื้อเพลิง 1 kg
G_{w1}	คือ ปริมาณไอน้ำจากอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ต่อเชื้อเพลิง 1kg
A_0	คือ ปริมาณอากาศต่อเชื้อเพลิง 1 kg
m	คือ อัตราส่วนของอากาศส่วนเกินหาได้จาก

$$m = \frac{21}{21 - (O_2)} \quad (7)$$

โดยที่

O_2	คือ ปริมาณของก๊าซออกซิเจนในก๊าซไอเสียแห้ง (%)
-------	---

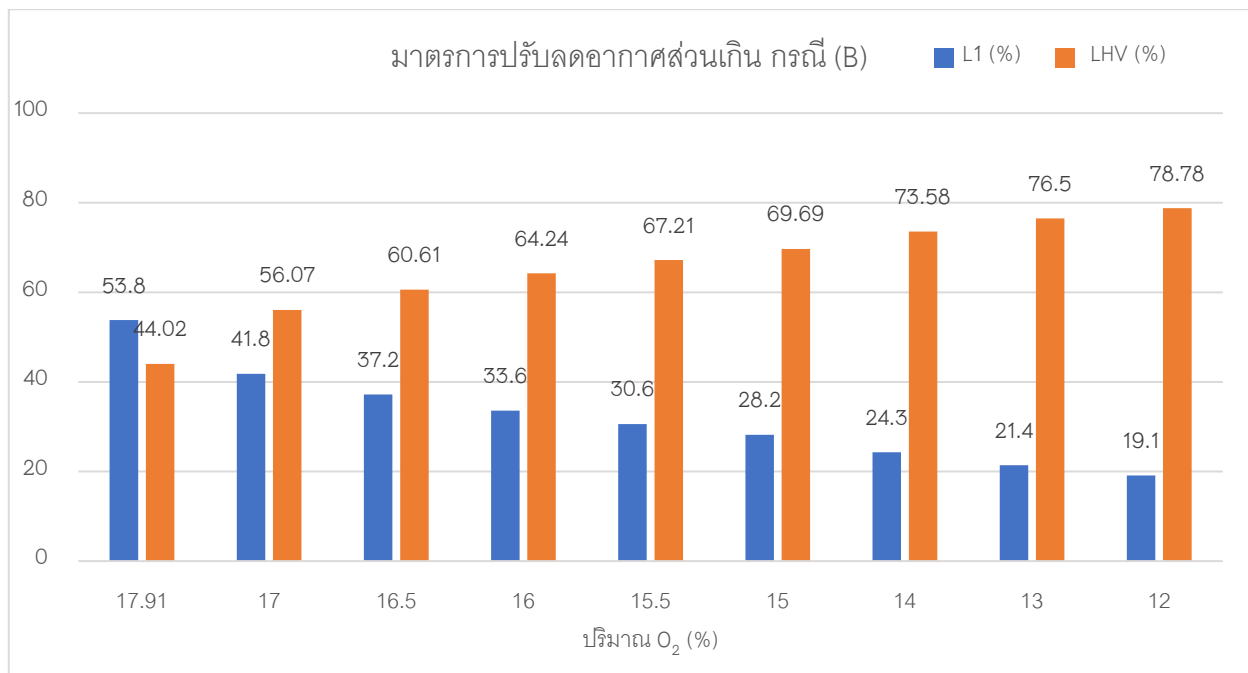
โดยค่าปริมาณ O_2 ที่ตรวจได้จะมีความสัมพันธ์กับค่าอัตราส่วนของอากาศส่วนเกิน (m) ตามสมการที่ 7 และส่งผลโดยตรงกับค่าปริมาณก๊าซไอเสียทั้งหมด (G) และการสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซไอเสีย (L1) ตามสมการที่ 6 และ 5 ตามลำดับ ดังนั้นหากพิจารณาตามสมการดังกล่าว การสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซไอเสีย (L1) ไม่ได้ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ทางออกหม้อน้ำ เพียงอย่างเดียว

แต่ยังขึ้นอยู่กับปริมาณ O_2 ส่วนเกินที่ตรวจวัดได้ด้วยเช่นกัน จึงทำให้กรณี (B) อิทธิพลของการเพิ่มขึ้นของปริมาณ O_2 ส่วนเกิน ส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของการสูญเสียความร้อนไปกับก๊าซไอเสีย (L1) มากกว่าการลดลงของอุณหภูมิก๊าซไอเสีย

ในทางปฏิบัติ ณ พื้นที่ปฏิบัติงาน ผลการตรวจวัดประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรงและวิธีทางอ้อมจะมีค่าแตกต่างกัน มีโอกาสเป็นไปได้ทั้งกรณีที่ประสิทธิภาพหม้อน้ำทางตรงมีค่ามากกว่าหรือน้อยกว่าประสิทธิภาพหม้อน้ำทางอ้อม ขึ้นอยู่กับความแม่นยำในการตรวจวัด ความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัดและคุณภาพของการเผาไหม้ ทั้งนี้ค่าอัตราการผลิตไอน้ำที่ใช้ในการคำนวณประสิทธิภาพหม้อน้ำทางตรงได้จากการคำนวณสมดุลมวลของของไหลที่ไหลเข้าออกหม้อน้ำ ไม่ใช้การตรวจวัดจากเครื่องวัดอัตราการไหลไอน้ำเพราะเครื่องมือมีราคาสูง ดังนั้นค่าอัตราการผลิตไอน้ำที่อาจเกิดความผิดพลาดได้

ตารางที่ 5 แสดงประสิทธิภาพทางตรงและทางอ้อมของทั้งสองกรณี

รูปแบบการสูญเสียความร้อน	กรณี (A) Based on LHV (%)	กรณี (B) Based on LHV (%)
การสูญเสียความร้อนจากก๊าซไอเสีย (L1)	27.8	53.8
การสูญเสียความร้อนจากการ Blow in furnace (L2)	หม้อน้ำเครื่องนี้ไม่มีการเป่าเข้ามา $\therefore L2 = 0$	
การสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (L3)	0.0	0.1
การสูญเสียจากการการคาร์บอน (L4)	0.0	0.0
การสูญเสียความร้อนทางพื้นผิวผนังหม้อน้ำ (L5)	0.1	0.0
การสูญเสียความร้อนจากการโบล์วดาว์น (L6)	4.7	2.0
ประสิทธิภาพหม้อน้ำทางอ้อม	67.37	44.02
ประสิทธิภาพหม้อน้ำทางตรง	66.27	43.12



รูปที่ 13 แสดงผลของมาตรการปรับลดอากาศส่วนเกินของกรณีเผาไหม้เชื้อเพลิงผสม (B)

5. มาตรการปรับลดอากาศส่วนเกินของกรณีเผาไหม้เชื้อเพลิงผสม (B)

เนื่องจากข้อเสียหลักของงานวิจัยนี้คือปริมาณอากาศส่วนเกินที่เพิ่มขึ้นเพราะการป้อนพาเชื้อเพลิงไม้ผงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ส่งผลให้เป็นภาระของการเผาไหม้ ทำให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ลดลงและปริมาณ O_2 ส่วนเกินมีค่าสูง เป็นสาเหตุให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำมีค่าต่ำเท่ากับ 44.02% ที่ $O_2 = 17.91\%$ ดังนั้นแนวทางการเพิ่มประสิทธิภาพหม้อน้ำคือการปรับแต่งการเผาไหม้ด้วยการลดปริมาณอากาศส่วนหลักที่ใช้ในการเผาไหม้ โดยถาลดให้อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้จนเหลือประมาณใกล้เคียงกับกรณี (A) คือ ปริมาณ $O_2 = 15\%$ ประสิทธิภาพหม้อน้ำมีค่าเท่ากับ 69.69 % และหากปรับแต่งการเผาไหม้ให้ปริมาณ O_2 ลดลงตามเกณฑ์ = 12% จะทำให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำมีค่าเท่ากับ 78.78 % แสดงดังรูปที่ 13

6. สรุปผลการทดสอบ

งานวิจัยนี้นำเสนอผลสมรรถนะทางความร้อนของหม้อน้ำระดับอุตสาหกรรมระหว่างกรณีใช้เชื้อเพลิงถ่านหินเพียงอย่างเดียวกับเชื้อเพลิงผสมถ่านหินร่วมกับเชื้อเพลิงชีวมวลผงสัดส่วน 93 : 7 % โดยมีสมมุติฐานว่าคุณลักษณะการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงผง จะมีส่วนช่วยเร่งอัตราการเผาไหม้ที่รวดเร็ว (High Burning rate) สามารถชดเชยปฏิกิริยาการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลที่เกิดขึ้นอย่างล่าช้า และช่วยเพิ่มความดันป้อนในห้องเผาไหม้ โดยกรณีการป้อนเชื้อเพลิงชีวมวลไม้ผงถูกป้อนด้วยอากาศที่เพิ่มเติมจากระบบเดิม จึงทำให้ปริมาณอากาศโดยรวมของระบบมีปริมาณอากาศเพิ่มมากขึ้น (อากาศส่วนเกินเพิ่มขึ้น) โดยไม่ได้ลดปริมาณอากาศของพัดลมหลัก ทำการตรวจวัดประสิทธิภาพหม้อน้ำทั้งทางตรงและทางอ้อมในหม้อน้ำระดับอุตสาหกรรม เปรียบเทียบกันทั้งสองกรณีจากข้อมูลจริงที่เก็บได้จากโรงงาน ของหม้อน้ำชนิดท่อน้ำ 15 ton/h ตรวจวัดและคำนวณประสิทธิภาพหม้อน้ำด้วยวิธีทางตรงและทางอ้อมอ้างอิงตามมาตรฐาน JIS :BS-8222 หม้อน้ำเป็นชนิด Travelling grate ป้อนเชื้อเพลิงแบบ screw มีการป้อนอากาศใต้ตะแกรง อีกทั้งในงานวิจัยได้นำเสนอแนวทางการเพิ่มประสิทธิภาพหม้อน้ำ ผลการตรวจวัดพบว่าประสิทธิภาพหม้อน้ำทางอ้อมอ้างอิงค่าความร้อนด้านต่ำกรณีเชื้อเพลิงถ่านหินอย่างเดียว (A) มีค่าประสิทธิภาพหม้อน้ำทางอ้อมอ้างอิงค่าความร้อนด้านต่ำมีค่าเท่ากับ 67.37 % มีค่ามากกว่ากรณีเชื้อเพลิงผสม (B) ที่มีค่าเท่ากับ 44.02 % โดยทั้งสองกรณีมีความสูญเสียหลักเป็น การสูญเสียความร้อนจากก๊าซไอเสีย กรณี (A) และ (B) มีค่าสูงถึง 27.8 % และ 53.8% ตามลำดับ

ทั้งนี้ข้อดีของการเพิ่มสัดส่วนเชื้อเพลิงชีวมวลผงมีส่วนช่วยเร่งปฏิกิริยาการเผาไหม้และเพิ่มความดันป้อน ทำให้หม้อน้ำสามารถผลิตไอน้ำได้ความดันไอน้ำคงที่ตามการใช้งานของกระบวนการผลิตของทางโรงงาน แต่ข้อเสียหลักของงานวิจัยนี้คือการปริมาณอากาศส่วนเกินที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากการป้อนพาเชื้อเพลิงไม้ผงเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ส่งผลให้เป็นภาระของการเผาไหม้ ทำให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ลดลงและปริมาณ O_2 ส่วนเกินมีค่าสูง เป็นสาเหตุให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำมีค่าต่ำ ดังนั้นแนวทางการเพิ่มประสิทธิภาพหม้อน้ำคือการปรับแต่งการเผาไหม้ด้วยการลดปริมาณอากาศส่วนหลักที่ใช้ในการเผาไหม้ จะเป็นมาตรการที่สามารถดำเนินการได้โดยไม่ต้องลงทุน ถาลดให้อากาศที่ใช้ในการเผาไหม้จนเหลือประมาณใกล้เคียงกับกรณี (A) คือ ปริมาณ $O_2 = 15\%$ ประสิทธิภาพหม้อน้ำมีค่าเท่ากับ 69.69 % และหากปรับแต่งการเผาไหม้ให้ปริมาณ O_2 ลดลงตามเกณฑ์ = 12% จะทำให้ประสิทธิภาพหม้อน้ำมีค่าเท่ากับ 78.78 %

7. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ ดร.สุรพล สาริบุตร กรรมการผู้จัดการบริษัทถนนไอน้ำ จำกัด ที่ให้ความเอื้อเฟื้อข้อมูล อุปกรณ์ การประสานงานและเชื้อเพลิงในการตรวจวัดครั้งนี้ อีกทั้งขอขอบคุณโรงงานในบทความนี้ที่ให้ความเอื้อเฟื้อข้อมูลและสถานที่ ในการตรวจวัดในครั้งนี้ และขอขอบคุณนิสิตมหาวิทยาลัยนครสวรรค์ ที่ให้ความช่วยเหลือในการตรวจวัดโรงงาน

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] Jun L. Flame characteristics of pulverized torrefied-biomass combusted with high-temperature air. Combustion and Flame. 2013; 160:2585-2594.

- [2] Mando M. Pulverized straw combustion in a low-NO_x multifuel burner: Modeling the transition from coal to straw. *Fuel*. 2010; 89:3051– 3062.
- [3] Kamal M. Parametric study of combined premixed and non-premixed flame coal burner. *Fuel*. 2008;87:1515–1528.
- [4] Akio N. Fuel and emissions properties of Stirling engine operated with wood powder. *Fuel*. 2007;86:2333–2342.
- [5] กิตติศักดิ์ บุญช่วย. การศึกษาประสิทธิภาพของหม้อน้ำแบบท่อน้ำ บริษัทน้ำตาลขอนแก่น จำกัด มหาชน. วิทยานิพนธ์ วศ.บ. มหาวิทยาลัยนเรศวร. 2563.
- [6] ภัสสร ภาแก้ว และ โยษิตา สุขติเวชต์. การประเมินสมรรถนะทางความร้อนของระบบไอน้ำของหม้อน้ำเชื้อเพลิงแข็ง. วิทยานิพนธ์ วศ.บ. มหาวิทยาลัยนเรศวร. 2562.
- [7] Nishant S. Bhanu P. and Sandeep K. Performance evaluation of Boiler In 46 MW bagasse-based cogeneration power plant. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018;13 :149–158.
- [8] Vikas K.P. Kumawat R. and Shuchi S. Energy Saving in a 10 TPH Boiler using Flash Steam. *Journal of Basic and Applied Engineering Research*. 2016;3(9):752–754.