

การวิเคราะห์ทางความร้อนและการประเมินสมรรถนะเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก Thermal Analysis and Performance evaluation of micro-gas turbine

กิตติภาส วศินารมณี^{1*}, นิวัฒน์ ภูเจริญ² และจาร์วดีตร เจริญสุข³

^{1,2,3} ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง
กรุงเทพมหานคร 10520 * ติดต่อ: โทรศัพท์ 085-0610211
E-mail: fluidking@hotmail.com^{1*}, kcjarruw@kmitl.ac.th³

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอถึง ผลกระทบการฉีดไอน้ำต่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์กังหันก๊าซภายใต้สภาวะปราศจากภาระ รวมถึงการวิเคราะห์ทางความร้อนและการประเมินสมรรถนะเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก โดยมีสมมติฐานว่าอากาศเป็นก๊าซอุดมคติและบริเวณหน้าตัดการไหลที่วัดค่านั้นมีการกระจายตัวของค่าคุณสมบัติแบบสม่ำเสมอ กล่าวคือมีการผสมกันตามแนวรัศมีเป็นอย่างดี ค่าอุณหภูมิและความดันจะถูกเก็บค่า 5 จุดด้วยกัน ได้แก่ ก่อนและหลังคอมเพรสเซอร์ ก่อนและหลังเทอร์ไบน์ และที่ทางออกของท่อไอเสีย ซึ่งได้มีการนำเอาความร้อนเหลือทิ้งจากแก๊สไอเสียที่ออกจากเทอร์ไบน์ไปสร้างไอน้ำนำกลับมาใช้ ประกอบด้วย 1) หน่วยแลกเปลี่ยนความร้อนที่นำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ และ 2) ท่อไอน้ำที่นำไอน้ำกลับมาใช้ ทำการศึกษาผลกระทบของการ ฉีดไอน้ำเข้าบริเวณหลังคอมเพรสเซอร์ เพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับอากาศก่อนการเผาไหม้ และ มีการทดลองฉีดไอน้ำเข้าสู่แก๊สร้อนก่อนที่แก๊สจากการเผาไหม้จะเข้าสู่ เทอร์ไบน์ เพื่อลดอุณหภูมิของแก๊สร้อน การทดสอบนั้นจะทำที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง LPG ต่างๆตั้งแต่ 0.00046 kg/s จนถึง 0.0012 kg/s ที่ความดันเกจห้องเผาไหม้ในช่วง 1 ถึง 5 psi จากผลการทดสอบพบว่า ที่บางช่วงของอัตราการฉีดเชื้อเพลิงและการฉีดไอน้ำ ตรวจพบระดับอุณหภูมิที่ไอเสียสูงกว่าค่าอุณหภูมิที่คำนวณได้ ภายใต้เงื่อนไขการเผาไหม้แบบส่วนผสมบางที่ทำการทดลอง แต่ไม่สูงเกินเปลววาเดียว ชาติทางทฤษฎีที่อัตราส่วนผสมพอดี เมื่อพิจารณาโดยอ้างอิงจากโครงสร้างของเปลวไฟที่ผสมกันแบบปั่นป่วนขณะเผาไหม้ สามารถ บ่งชี้ว่าเปลวไฟมีความยาวพ้นจากห้องเผาไหม้ออกไปถึงบริเวณที่เก็บค่าอุณหภูมิของแก๊สก่อนเข้าเทอร์ไบน์ และด้วยปรากฏการณ์ดังกล่าวบ่งชี้ว่าก๊าซไอเสียไม่เป็นเนื้อเดียวกัน ทำให้ผลจากการวิเคราะห์ประสิทธิภาพการเผาไหม้จากอุณหภูมิที่ วัดได้ก่อนเข้าเทอร์ไบน์ มีความน่าเชื่อถือต่ำ ซึ่งจะผิด วัตถุประสงค์การออกแบบ ที่ตั้งไว้ นอกจากนี้ ที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงสูงอุณหภูมิที่วัดได้ก่อนเข้าเทอร์ไบน์กลับลดลงและอุณหภูมิที่วัดได้ที่ทางออกเทอร์ไบน์กลับมีค่าสูงขึ้น แสดงให้เห็นว่าบริเวณการเผาไหม้ได้ขยายออกมานอกห้องเผาไหม้และเผาไหม้ต่อไปในบริเวณเทอร์ไบน์ แสดงให้เห็นว่ามีความจำเป็นต้องออกแบบห้องเผาไหม้ใหม่ บทความนี้ยังได้นำเสนอผลการจำลองเบื้องต้นของการไหลผ่านคอมเพรสเซอร์ และวิเคราะห์การไหลในคอมเพรสเซอร์อีกด้วย โดยพบว่าที่เงื่อนไขการทำงาน ที่อัตราไหลของอากาศ 0.0759 kg/s และ 0.01245 kg/s ที่ความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ 22,167 rpm และ 33,075 rpm ลักษณะการไหลมีความสม่ำเสมอซึ่งไปพัดคอมเพรสเซอร์ทำงานได้ประสิทธิภาพที่ยอมรับได้ที่เงื่อนไขดังกล่าว ผลการทดสอบพบว่าแม้ในสภาวะที่การเผาไหม้ในห้องเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ การฉีดไอน้ำในช่วงของการฉีดเชื้อเพลิง

คำหลัก: เครื่องยนต์กังหันก๊าซ/ไอน้ำ/ความร้อน

Abstract

This article provides thermal and performance analysis of micro gas turbine with steam injection. The analysis assumes working fluid is air, behaving as an ideal gas and homogeneous where the pressure and temperature are monitored. Temperature and pressure of air is measured before entering and after passing the compressor, before entering and after passing the turbine and at the exhaust port. This rig is constructed with the waste-heat recovery facility equipments comprising of; i) the heat exchanger to recover waste heat from the exhausted gas and, ii) the steam pipe line to conduct the steam for use in this study. Steam is introduced into the section locating prior to the combustion chamber in order to add heat into the compressed air. Alternatively, tests are carried out to see the effect of water injection into hot gas at the dilution stage of the combustion chamber. A range of LPG mass flow rate is from 0.00046kg/s to 0.0012kg/s. The combustor pressure reading varies from 1 psi to 5 psi gauge. From the experiment, at some particular LPG mass flow rate the measured flue gas temperature is greater than the calculated lean-combustion value (not larger than adiabatic flame temperature). Judging from the structure of non-premixed turbulent diffusion flame, the flame spreads over the temperature monitoring section before the turbine inlet port. Consequently, the reliability of the calculated combustion efficiency is low, since the calculation relies on the measured temperature at the location where the gas is far from being homogeneous. Additionally, at high fuel mass flow rate, the measured temperature before turbine inlet port decreased dramatically and the measured temperature at the turbine outlet port rose above the measured temperature before the turbine inlet port. This indicates that the combustion zone penetrated over the turbine section. From this scenario the combustion chamber need to be re-designed. Moreover, in this paper we have introduced an example of CFD simulation of the compressor blade used in this test rig. The flow simulation result suggested that satisfactory flow field is achieved under the air mass flow rate of 0.0759 kg/s and 0.1245 kg/s with corresponding rotation speeds of 22,167 and 33,075 rpm respectively.

Keywords: Gas turbine, Steam, Thermal

1. บทนำ

จากงานวิจัยที่ผ่านมาได้มีการทดสอบเกี่ยวกับผลกระทบของการฉีดไอน้ำร่วมในเครื่องยนต์กังหันก๊าซ (STIG) ผลปรากฏว่าทำให้ได้ประสิทธิภาพทางความร้อนที่สูง, กำลังที่มากขึ้น และ ก๊าซไอเสียที่สะอาดขึ้นเมื่อเทียบกับ วัฏจักรแบบไม่มีการฉีดน้ำ [1] ซึ่งในปัจจุบันได้ประสบผลสำเร็จและประยุกต์ใช้ในเชิงพาณิชย์อย่างกว้างขวาง [1] [2] อย่างไรก็ตาม เนื่องจากเครื่องยนต์กังหันก๊าซมีการใช้งานในหลายเงื่อนไข อาทิเช่นที่ความดันในห้องเผาไหม้ และ อัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่างๆ และมีตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อการผลิต

ไอน้ำที่ซับซ้อนและมีความสัมพันธ์ซึ่งกันและกัน การวิเคราะห์ผลกระทบในเชิงกายภาพที่เงื่อนไขต่างๆกัน จึงเป็นสิ่งจำเป็น

ลักษณะการวิเคราะห์ระบบของไหลความร้อนทางวิศวกรรมนั้นสามารถแบ่งย่อยออกได้ดังนี้ แบบจำลองเทอร์โมไดนามิก (Thermodynamics model) ซึ่งการวิเคราะห์จะไม่ได้คิดผลจากการไหล กล่าวคือจะไม่ได้คำนึงถึงผลกระทบของพลศาสตร์การไหล (fluid dynamics) แบบจำลองเทอร์โมไดนามิกถูกเรียกอีกอย่างว่า “Zero dimension analysis” [3] หรือ WSR

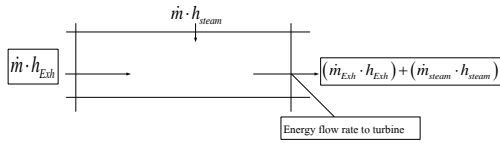
(well-stir reactor) ในกรณีที่ต้องการความละเอียดที่มากขึ้นการวิเคราะห์แบบ Plug flow reactor ได้ถูกนำมาใช้แต่ก็ยังคงไม่ได้พิจารณาผลกระทบจากพลศาสตร์การไหล ซึ่งจะมีสมมติฐานว่าการกระจายตัวของค่าคุณสมบัติในแนวรัศมีเป็นไปอย่างสม่ำเสมอ และจะพิจารณาการเปลี่ยนแปลงค่าคุณสมบัติในแนวแกนเท่านั้น (axial direction) การวิเคราะห์ในกลุ่มนี้ถูกเรียกอีกอย่างว่า “One dimension analysis” สำหรับการวิเคราะห์แบบ Multi-dimensions (2D,3D-Analysis) ผลกระทบของพลศาสตร์การไหลจะถูกนำมาพิจารณาร่วมด้วย นำมาซึ่งระเบียบวิธีการคิดคำนวณที่ซับซ้อนที่รู้จักกันในนามของ CFD การวิเคราะห์แบบ Multi-dimensions จะมีข้อดีคือสามารถวิเคราะห์ระบบทาง Thermo-fluid ได้ในระดับรายละเอียดอย่างไรก็ดีการวิเคราะห์แบบ Zero dimension และ One dimension ยังคงมีบทบาทที่สำคัญในการนำมาใช้ในประเมินสมรรถนะของระบบได้ในระดับภาพรวม และยังใช้วิเคราะห์ระบบในอุดมคติเพื่อใช้เป็นขีดจำกัดบนในการวิเคราะห์ร่วมกับการทดลอง หรือ การวิเคราะห์แบบ Multi-dimension อีกทั้งยังเป็นพื้นฐานที่สำคัญในการทำความเข้าใจการวิเคราะห์แบบ Multi-dimension ที่มีความซับซ้อนในการวิเคราะห์มากขึ้นต่อไป สำหรับงานวิจัยนี้จะใช้การวิเคราะห์แบบ Zero dimension และ One dimension ร่วมกับการทดลอง (experiment) ในการประเมินสมรรถนะของระบบในระดับภาพรวม สำหรับการวิเคราะห์ในระดับรายละเอียดซึ่งต้องใช้ Multi-dimension analysis ในบทความนี้จะมีเฉพาะการไหลในคอมเพรสเซอร์เท่านั้น

ด้วยอุณหภูมิไอเสียที่สูงของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ เราสามารถที่จะนำเอาพลังงานความร้อนเหลือทิ้งของก๊าซไอเสียมาใช้ประโยชน์ได้ เช่นการทำ regeneration เป็นการนำเอาไอเสียอุณหภูมิสูงมาเพิ่มอุณหภูมิให้กับอากาศหลังจากถูกอัดด้วยคอมเพรสเซอร์ ก่อนที่จะเผาไหม้กับเชื้อเพลิง จะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของระบบได้ regeneration จะทำได้ก็ต่อเมื่ออุณหภูมิของแก๊สไอเสียมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิของอากาศอัดตัวที่ได้จากคอมเพรสเซอร์

Steam-injection ก่อนการเผาไหม้ ก็มีแนวคิดพื้นฐานเช่นเดียวกับ regeneration ต่างกันก็แค่เพียงของ regeneration นั้นจะมีการถ่ายเทความร้อนจากไอเสียกลับไปเพียงอย่างเดียว แต่การฉีดไอน้ำจะได้มวลไอน้ำเพิ่มด้วย การนำไอน้ำฉีดเข้าก่อนการเผาไหม้นั้น ด้วยอากาศจากการอัดตัวของ คอมเพรสเซอร์ ที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าไอน้ำจึงทำให้อุณหภูมิของ mixture ก่อนการเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงขึ้นก็เหมือนหลักการ regeneration ก่อนการเผาไหม้นั้นเอง เพียงแต่เราจะได้มวลไอน้ำเพิ่มเติมนอกเหนือจากมวลอากาศ

เมื่อวิเคราะห์แบบ thermodynamics model แล้วระบบของเราก็จะมีประสิทธิภาพสูงขึ้นอย่างแน่นอน เพราะเราสามารถ recover พลังงานที่ทิ้งออกจากระบบกลับมาสู่ห้องเผาไหม้ได้ส่วนหนึ่ง อีกทั้งเมื่อวิเคราะห์ร่วมกับการเผาไหม้แล้วอุณหภูมิของ mixture ที่สูงขึ้นน่าจะส่งผลให้การเผาไหม้มีประสิทธิภาพที่สูงขึ้น การกักเก็บความร้อนในบริเวณการเผาไหม้ น่าจะทำให้ดีขึ้น ซึ่งก็คล้ายกับการ preheat อากาศก่อนการเผาไหม้นั้นเอง อย่างไรก็ตามก็ควรมีการพิจารณาผลเชิงลบเนื่องจากไอน้ำที่มีปริมาณมากเกินไปจะไปรบกวนการไหลและมวลไอน้ำก็จะเป็นภาระของการเผาไหม้ส่งผลเชิงลบต่อการเผาไหม้ได้

Steam-injection ก่อนก๊าซร้อนจะไหลเข้าสู่เทอร์ไบน์นั้นเมื่อมองภาพรวมของระบบ (thermodynamics model)แล้ว เราได้ทั้งมวลและความร้อนถ่ายเทเข้าสู่ห้องเผาไหม้เพิ่มเติม โดยที่อัตราพลังงานที่ได้เพิ่มคือ $\dot{m}_{steam} h_{steam}$ (kJ/s) และมวลที่ถ่ายเทเข้าสู่ห้องเผาไหม้เพิ่มเติมคือ \dot{m}_{steam} kg/sec ดังนั้นอัตราการไหลของพลังงานรวมของก๊าซ (kJ/s) ที่เข้าสู่เทอร์ไบน์ จึงมากขึ้นอย่างแน่นอน แม้ว่าอุณหภูมิของก๊าซจะลดลงแต่จะได้มวลเพิ่มขึ้นและพลังงานที่ไหลเข้าสู่ เทอร์ไบน์ จะเพิ่มขึ้นตามหลัก energy conservation เมื่อมอง control volume ที่กำหนดดังภาพ หากใส่ปริมาณไอน้ำมากเกินไปจะมีผลต่อ flue gas กล่าวคืออุณหภูมิของ flue gas จะลดลงเนื่องจากมีภาระมากขึ้น ดังนั้นปัจจัยที่ส่งผลในลักษณะสวนทางกันจึงต้องมีการศึกษาโดยทำการทดลอง



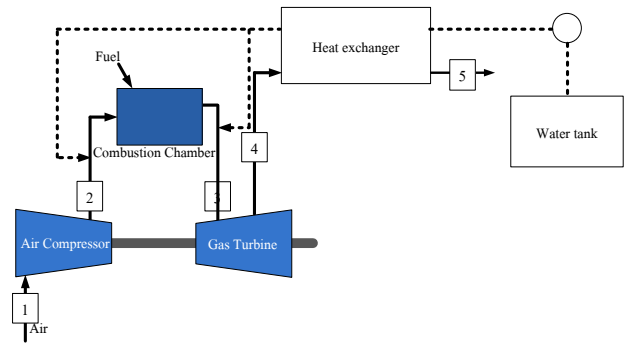
รูปที่ 1 แสดง Energy flow rate เข้าและออกจาก CV ที่พิจารณากรณีฉีดไอน้ำหลังการเผาไหม้จากการวิเคราะห์กรณีฉีดไอน้ำหลังการเผาไหม้โดยใช้ Thermodynamics model ทำให้เราทราบว่าพลังงานที่ไหลเข้าสู่เทอร์ไบน์จะต้องเพิ่มขึ้นอย่างแน่นอน แต่ก็ไม่สามารถรู้ได้ว่าเทอร์ไบน์จะสามารถดักพลังงานที่ไหลเข้าเพิ่มขึ้นได้หรือไม่ เป็นไปได้ว่าเทอร์ไบน์อาจได้กำลังสุทธิลดลงแม้มีพลังงานไหลเข้าหาที่มากขึ้นก็ตาม เทอร์ไบน์นั้นสามารถดักพลังงานที่อยู่ในรูปของความเร็วและความดันได้ดี แต่จะไม่สามารถดักพลังงานที่อยู่ในรูปความร้อนได้เลย ดังนั้นจึงต้องพิจารณาว่ามวลและพลังงานส่วนเพิ่มจากไอน้ำที่เข้ามาจะเปลี่ยนไปอยู่ในรูปของความเร็วหรือความดันได้ดีหรือไม่ ในทางกลับกันหากการฉีดไอน้ำหลังการเผาไหม้ส่งผลให้ความเร็วหรือความดันของก๊าซที่เข้าหาเทอร์ไบน์ลดลงก็อาจทำให้เทอร์ไบน์ได้กำลังลดลงเมื่อเทียบกับการไม่ฉีดไอน้ำ

2. ชุดอุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง

ชุดการทดลองประกอบไปด้วย ชุดเทอร์โบ ชาร์จเจอร์และคอมเพรสเซอร์รุ่น IHI สำเร็จรูปที่ได้มาจากเครื่องยนต์ของรถบรรทุก ห้องเผาไหม้ที่ออกแบบและสร้างโดยกลุ่มวิจัยการเผาไหม้ หม้อต้มไอน้ำ (Heat exchanger) และท่อทางเดินไอน้ำ ชุดเครื่องมือวัดความดันโดยใช้แก๊จวัด และ มานอมิเตอร์น้ำ และ เครื่องมือวัดอุณหภูมิโดยใช้เทอร์โมคัปเปิล type K ร่วมกับ Data logger ที่จุดต่างๆที่ต้องการเก็บค่า เชื้อเพลิงที่ใช้ทดสอบเป็นแก๊ส LPG ที่ประกอบด้วย แก๊สโพรเพน 70 % โดยปริมาตร และ แก๊สบิวเทน 30% โดยปริมาตร



รูปที่ 2 ลักษณะของชุดทดลอง



รูปที่ 3 แผนภาพชุดการทดลอง

2.1 วิธีการทดลอง

การติดเครื่องยนต์จะต้องเริ่มจากการใช้ blower เพื่อให้มีอากาศไหลผ่านห้องเผาไหม้อย่างต่อเนื่อง โดยจะต้องควบคุมปริมาณกระแสอากาศที่ไหลเข้าให้เหมาะสมหากมากเกินไปจะไม่สามารถจุดติดเปลวไฟได้เนื่องจากเปลวไฟจะถูกเป่าดับ เนื่องจากอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ถูกพัดพาออกจากเปลวไฟมีค่ามากกว่าอัตราการก่อกำเนิดความร้อนจากการเผาไหม้ เปลวไฟจะเริ่มมีอุณหภูมิต่ำลงและดับในที่สุด หากปริมาณกระแสอากาศน้อยเกินไปเปลวไฟจะดับเนื่องจากขาดอากาศในการเผาไหม้ จากนั้นค่อยๆเปิดวาล์วเชื้อเพลิง LPG ให้ไหลผ่านหัวฉีดเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในปริมาณพอเหมาะ และจุดติดไฟด้วยปืนไฟแช็ค จากนั้นค่อยๆเพิ่มปริมาณอากาศจาก blower และ เชื้อเพลิงอย่างช้าๆโดยเฝ้ารอไม่ให้เปลวไฟขาดอากาศ หรือ ถูกเป่าดับ จนกระทั่งเครื่องยนต์สามารถเริ่มที่จะเลี้ยงตัวเองได้ กล่าวคือพลังงานที่ได้จากเทอร์ไบน์มีค่าสูงขึ้นเนื่องจากความเร็วของก๊าซที่วิ่งเข้าหาเทอร์ไบน์มีค่าสูงขึ้น (เนื่องจากอุณหภูมิที่สูงขึ้นจากการเผาไหม้จะส่งผลให้ก๊าซมีความหนาแน่นลดลง ก๊าซจะขยายตัวทำให้ความเร็วที่เข้าสู่เทอร์ไบน์มีค่าสูงขึ้น) และ รอบเทอร์ไบน์มีค่าสูงในระดับที่จะให้คอมเพรสเซอร์สร้างอัตราการไหลที่เพียงพอของอากาศเข้าสู่ห้องเผาไหม้ได้ด้วยตัวเอง จากนั้นจึงปิด blower เครื่องยนต์จะสามารถเดินได้อย่างต่อเนื่อง จากนั้นปรับวาล์วเชื้อเพลิง และ วาล์วไอน้ำเพื่อให้ได้อัตราไหลเชื้อเพลิงและไอน้ำตามที่ต้องการ ซึ่งสามารถเฝ้าดูได้จาก flow meter แล้วรอให้ระบบ

ปรับตัวจนเข้าสู่สมดุล (equilibrium) จากนั้นบันทึกค่าอุณหภูมิและความดันจากเครื่องมือวัดเพื่อนำไปวิเคราะห์ต่อไป

เครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบจะไม่มีภาระกับเพลลาของเทอร์ไบน์และคอมเพรสเซอร์ ซึ่งคือพลังงานที่ได้จากเทอร์ไบน์จะเท่ากับผลรวมของพลังงานที่คอมเพรสเซอร์ใช้ไปกับพลังงานสูญเสียทางกลของแมจิ้งน้ำมัน เมื่อปล่อยให้เครื่องยนต์ปรับตัวเข้าสู่สภาวะสมดุล (equilibrium) ในการทดสอบนี้จะเก็บค่าต่างๆ ในช่วงที่เครื่องยนต์อยู่ในสภาวะสมดุลเท่านั้น

การวิเคราะห์ค่าที่ได้จากการทดลองซึ่งจะเป็นการวิเคราะห์แบบ Zero dimension และ One dimension analysis ร่วมกับผลการทดลอง โดยมีสมมติฐานว่าการกระจายตัวของค่าคุณสมบัติในแนวรัศมีเป็นไปแบบสม่ำเสมอ และ สารทำงานเป็นอากาศ (Standard air cycle) เนื่องจากเครื่องยนต์กังหันก๊าซโดยมากนิยมใช้งานที่ส่วนผสมอากาศและเชื้อเพลิงที่บางมาก ดังนั้นค่าคุณสมบัติของสารทำงานจึงไม่ผิดไปจากอากาศมากนัก การประเมินสมรรถนะของระบบจากข้อมูลที่ได้ มีขั้นตอนดังนี้

คำนวณหาความหนาแน่นของก๊าซไอเสียเมื่อรู้อุณหภูมิไอเสีย จากการทดลอง (T_5) สามารถคำนวณจาก

$$\rho_5 = p / (287)(T_5) \quad (1)$$

คำนวณหาความเร็วของก๊าซไอเสียที่ไหลผ่านหน้าตัดการไหล (A_5) จากท่อวัดความดัน Stagnation (pitot tube)

$$V_5 = \sqrt{\frac{2(P_0 - P_{static})}{\rho}} \quad (2)$$

เมื่อทราบความเร็วและความหนาแน่นของก๊าซไอเสียที่ไหลออก พื้นที่หน้าตัดการไหลของก๊าซไอเสีย (A_5) สามารถวัดและคำนวณได้ เราสามารถประมาณหาอัตราไหลเชิงมวลอากาศที่ผ่านระบบได้จาก

$$\dot{m}_{air} = \rho_5 A_5 V_5 \quad (3)$$

ค่าความหนาแน่นของเชื้อเพลิงคำนวณได้ เมื่อเชื้อเพลิงเป็นแก๊ส LPG ประกอบด้วย บิวเทน 30% โดยปริมาตร และ โพรเพน 70% โดยปริมาตร

$$\rho_{fuel} = \frac{P}{R_u T \sum_k \frac{Y_k}{MW_k}} \quad (4)$$

เมื่อทราบอัตราการไหลเชิงปริมาตร และความหนาแน่นของเชื้อเพลิงจะสามารถคำนวณหาอัตราไหลเชิงมวลของเชื้อเพลิงได้จาก

$$\dot{m}_{fuel} = \rho_{fuel} (\text{fuel volume flow rate}) \quad (5)$$

ค่าความเร็วของของไหลที่ไหลผ่านแต่ละจุดที่ทำให้การเก็บค่าคุณสมบัติสามารถหาได้จากกฎทรงมวล เมื่อเราทราบพื้นที่หน้าตัดของการไหลที่ตำแหน่งที่เก็บค่าทุกตำแหน่ง ทำให้สามารถคำนวณหาอัตราการไหลของพลังงานจลน์ที่ไหลผ่านหน้าตัดที่เก็บค่าได้ทุกตำแหน่ง (Kinetic energy flow rate (kJ/s))

$$\text{Ke flow rate} = 1/2(\dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{air})V_{@crosssection}^2 \quad (6)$$

ค่า total enthalpy flow rate (kJ/s) ซึ่งคือผลรวมของ static enthalpy กับ dynamic enthalpy ที่ไหลผ่านแต่ละหน้าตัดที่เก็บค่า เมื่อพิจารณาว่าสารทำงานเป็นอากาศ และเป็นก๊าซอุดมคติจะได้ว่าค่า sensible enthalpy จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิเพียงอย่างเดียว ($h = h(t)$)

$$h(t) = C_p (T_{@crosssection} - 298) \quad (7)$$

$$H_{total} = \dot{m} \bar{c}_p (T_{@crosssection} - 298) + 1/2 \dot{m} V_{@crosssection}^2 \quad (8)$$

ค่าประสิทธิภาพการเผาไหม้สามารถคำนวณได้จาก

$$\frac{\text{Total enthalpy flow rate}}{\text{Thermal throughput}} (100) \quad (9)$$

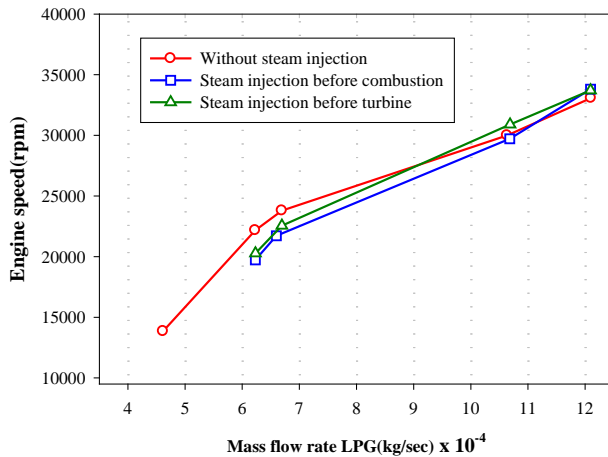
ค่าอุณหภูมิไอเสียทางทฤษฎีแบบอเดียบาติกสามารถคำนวณได้จาก

$$(\dot{m} h_{product} + KE_{@crosssection3}) = (\dot{m} h_{react} + KE_{@crosssection2}) \quad (10)$$

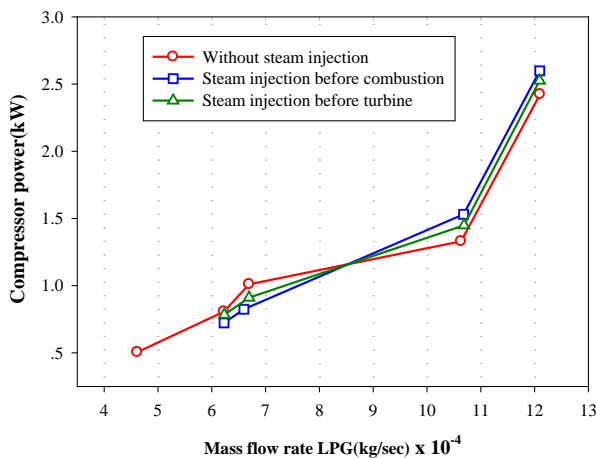
เราสามารถประเมินประสิทธิภาพของอุปกรณ์ต่างๆ และการเผาไหม้ในระบบของเครื่องยนต์กังหันก๊าซได้ โดยการพิจารณาผลต่างค่าอัตราการไหลของพลังงานรวม (total energy) ที่ผ่านหน้าตัดที่เก็บค่าคุณสมบัติก่อนและหลังผ่านอุปกรณ์นั้นๆ เพื่อประเมินว่าอุปกรณ์

นั้น ๆ มีการให้พลังงานหรือดึงพลังงานจากสารทำงาน (working fluid) ไปเป็นปริมาณเท่าใดบ้าง

3. ผลการทดลอง



รูปที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง LPG mass flow rate กับ ความเร็วเครื่องยนต์



รูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง LPG mass flow rate กับ กำลังของคอมเพรสเซอร์ที่ได้จากการคำนวณ จากรูปที่ 5 การฉีดไอน้ำทั้งบริเวณก่อนการเผาไหม้และก่อนเข้าเทอร์ไบน์ที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิง ประมาณ 0.000461 kg/s จะทำให้เครื่องยนต์ดับ และที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงประมาณ 0.000623 kg/s การฉีดไอน้ำจะส่งผลให้รอบเครื่องยนต์ลดลง ที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิง 0.00106 kg/s และ 0.00121 kg/s ผลกระทบจากการฉีดไอน้ำมีแนวโน้มที่ทำให้รอบเครื่องยนต์สูงขึ้นเล็กน้อย สาเหตุที่ผลกระทบจากการฉีดไอน้ำส่งผลให้กำลังเครื่องยนต์ลดลงที่อัตราการฉีด

เชื้อเพลิงต่ำ และมีแนวโน้มที่จะให้กำลังเพิ่มขึ้นที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นสามารถอธิบายในภาพรวมได้ดังจะกล่าวต่อไป

ในกรณีของการฉีดไอน้ำก่อนการเผาไหม้ที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่ำที่ 0.000623 kg/s การที่สมรรถนะของระบบลดลงนั้นเราสังเกตจากสีของเปลวไฟจากช่องมองเปลวไฟที่เปลี่ยนจากสีฟ้าเป็นสีแดงได้อย่างชัดเจนและอุณหภูมิที่วัดได้ก่อนเข้าเทอร์ไบน์ ที่มีค่าลดลง ซึ่งนำมาสู่สมมุติฐานสำหรับการวิจัยในอนาคตว่าการฉีดไอน้ำน่าจะส่งผลกระทบต่อกระแส recirculation ในบริเวณใกล้หัวฉีดเชื้อเพลิงซึ่งเป็นส่วนที่สำคัญที่สุดในการรักษาเสถียรภาพของการเผาไหม้ทำให้ไม่สามารถหมุนเวียนความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพเหมือนเดิม และด้วยมวลที่มากขึ้นจากมวลไอน้ำก็ทำให้การรักษาความร้อนบริเวณหัวฉีดกระทำได้ยากขึ้น

กรณีของการฉีดไอน้ำก่อนการเผาไหม้ที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่ำที่ 0.000623 kg/s เนื่องจากรอบเครื่องยนต์ที่ต่ำในระดับ 20271 rpm ก็จะทำให้อัตราการไหลโดยมวลของอากาศต่ำไปด้วย การฉีดไอน้ำนั้นเกิดขึ้นก่อนที่อากาศจะเข้าสู่แผ่นบิต ดังนั้นอากาศจะต้องถ่ายเทโมเมนตัมให้มวลไอน้ำก่อนซึ่งในกรณีที่ความเร็วอากาศมีค่าต่ำ อากาศจะสูญเสียความเร็วไปก่อนจะไหลเข้าแผ่นบิต อีกทั้งความปั่นป่วนของกระแสการไหลที่มีมากขึ้นก่อนเข้าสู่แผ่นบิตจากการฉีดไอน้ำเข้าสู่กระแสอากาศแบบ cross flow สิ่งเหล่านี้ล้วนแต่บั่นทอนประสิทธิภาพของแผ่นบิต ส่งผลให้แนวการไหลแบบ recirculation ไม่เป็นระเบียบมากพอที่จะรักษาความร้อนในบริเวณหัวฉีดเชื้อเพลิงเอาไว้ได้ ซึ่งทำให้ไม่สามารถรักษาอุณหภูมิที่สูงของเปลวไฟเอาไว้ได้ และส่งผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลงในที่สุด แม้ว่าการวิเคราะห์โดยใช้ Thermodynamics model ซึ่งเป็นการวิเคราะห์แบบที่ไม่คิดผลกระทบจากพลศาสตร์การไหลได้บ่งบอกว่าการฉีดไอน้ำก่อนการเผาไหม้จะส่งผลที่ดีขึ้นกับระบบอย่างแน่นอน แต่ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นจริงนั้นผลกระทบจากพลศาสตร์การไหล (fluid dynamics) มีความสำคัญเป็นอย่างมาก

ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นจริงจึงมีความเบี่ยงเบนไปจากการวิเคราะห์แบบ Zero dimension เป็นอย่างมาก อย่างไรก็ตามสิ่งที่กล่าวมานั้นเป็นเพียงสมมุติฐานที่จะเป็นหัวข้อวิจัยที่ต้องใช้การวิเคราะห์โดย CFD ร่วมกับการทดลองต่อไปในอนาคต

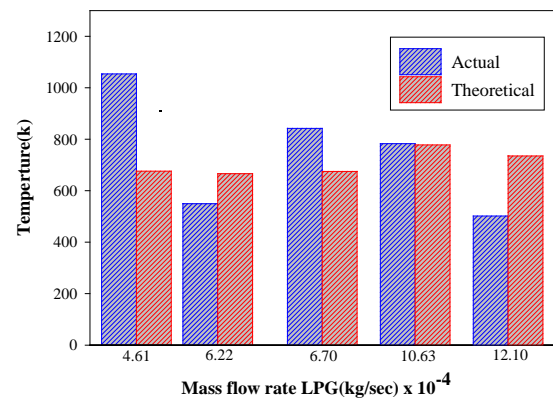
กรณีการฉีดไอน้ำก่อนการเผาไหม้ที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นที่ 0.00106 kg/s และ 0.00121 kg/s จะทำให้ความเร็วของอากาศที่ไหลผ่านในห้องเผาไหม้สูงขึ้น ด้วยความเร็วที่สูงขึ้นทำให้ประสิทธิภาพของแผ่นบิดดีขึ้นทำให้การกักเก็บความร้อนความร้อนบริเวณหัวฉีดทำได้ใกล้เคียงกับกรณีไม่ฉีดไอน้ำ และด้วยความร้อนที่เพิ่มขึ้นจากกระแสไอน้ำและจากการเผาไหม้ที่ดีขึ้นประกอบกับมวลส่วนเพิ่มของไอน้ำที่มีศักยภาพในการขยายตัวในเทอร์ไบน์ให้กำลังส่วนเพิ่มจากความดันในห้องเผาไหม้ที่สูงขึ้น จึงส่งผลให้กำลังที่ได้จากเทอร์ไบน์มีแนวโน้มมากขึ้น

กรณีการฉีดไอน้ำก่อนเข้าเทอร์ไบน์จะทำให้อุณหภูมิของแก๊สร้อนต่ำลง อุณหภูมิที่ต่ำลงจะส่งผลให้ค่าความหนาแน่นของแก๊สร้อนสูงขึ้น ความหนาแน่นที่สูงทำให้ความเร็วของแก๊สที่วิ่งเข้าสู่เทอร์ไบน์ มีแนวโน้มที่จะลดลงตามหลัก mass conservation ที่ผ่าน cross section (ต้องถ่วงดุลกับมวลไอน้ำที่ได้เพิ่มขึ้น) การหดตัวของก๊าซระหว่างการไหลภายในก็คือการเปลี่ยนพลังงานจลน์ส่วนหนึ่ง (ที่หายไป) มาเป็นรูปของพลังงานความร้อนภายในก๊าซ (PdV work)นั่นเอง (แม้ว่าอุณหภูมิจะลดลงก็ตาม)

ในกรณีการฉีดไอน้ำก่อนเข้า turbine ที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่ำที่ 0.000623 kg/s เราคาดว่า การฉีดไอน้ำนั้นจะส่งผลให้พลังงานที่เข้าสู่เทอร์ไบน์ เปลี่ยนไปอยู่ในรูปพลังงานความร้อนแฝงที่เพิ่มขึ้นซึ่งเทอร์ไบน์ไม่สามารถดักพลังงานในส่วนนี้ได้ ในขณะที่พลังงานจลน์ลดลงจึงทำให้พลังงานที่เทอร์ไบน์ได้รับลดลง อีกทั้งด้วยความดันของมวลไอน้ำส่วนเพิ่มในห้องเผาไหม้ที่ต่ำเนื่องจากความดันห้องเผาไหม้ที่ต่ำ ดังนั้นมวลไอน้ำส่วนเพิ่มเติมนี้อาจมีศักยภาพในการขยายตัวให้พลังงานส่วนเพิ่มในเทอร์ไบน์ ได้น้อย ทำให้

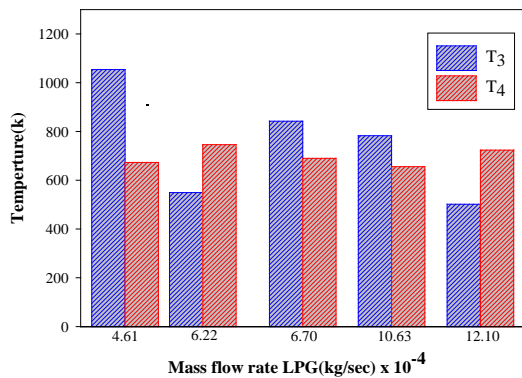
ประสิทธิภาพลดลงเมื่อเทียบกับกรณีไม่ฉีดไอน้ำก่อนเข้าเทอร์ไบน์

ในกรณีการฉีดไอน้ำก่อนเข้าเทอร์ไบน์ที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงสูงขึ้นที่ 0.00106 kg/s และ 0.00121 kg/s ระบบมีความดันภายในห้องเผาไหม้สูงขึ้นเนื่องจากการอัดจากการไหลผ่านเทอร์ไบน์ที่อัตราการไหลที่สูงขึ้นเทอร์ไบน์จะดักพลังงานส่วนเพิ่มเติมจากการฉีดไอน้ำได้ดีขึ้นเพราะมวลของไอน้ำที่เข้ามานั้นมีความดันที่สูงขึ้น (เท่ากับความดันในห้องเผาไหม้) ดังนั้นมวลไอน้ำส่วนเพิ่มเติมนี้ก็จะมียุทธภาพในการขยายตัวให้พลังงานส่วนเพิ่มในเทอร์ไบน์ได้มากขึ้นจึงทำให้พลังงานที่ได้จากมวลไอน้ำมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ซึ่งจะแตกต่างกับระบบที่มีอัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่ำที่มีความดันในห้องเผาไหม้ที่น้อยกว่า



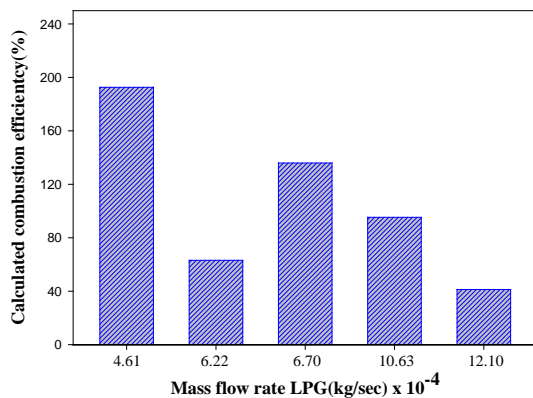
รูปที่ 6 เปรียบเทียบอุณหภูมิที่วัดได้จริงก่อนเข้าเทอร์ไบน์ กับ ค่าอุณหภูมิก่อนเข้าเทอร์ไบน์ที่คำนวณได้ตามทฤษฎีในแต่ละ LPG flow rate ที่ทดสอบ

รูปที่ 6 แสดงให้เห็นว่าที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 0.000461 kg/s และ 0.00106 kg/s ค่าอุณหภูมิก่อนเข้าเทอร์ไบน์ที่วัดได้มีค่าสูงกว่าค่าอุณหภูมิตามทฤษฎีที่คำนวณได้ ซึ่งเกิดจากการเผาไหม้ที่เปลวไฟยาว ออกมานอกห้องเผาไหม้จนถึงบริเวณที่วัดค่าอุณหภูมิก่อนเข้าเทอร์ไบน์



รูปที่ 7 เปรียบเทียบอุณหภูมิที่วัดได้ก่อนเข้าเทอร์ไบน์ T3 กับ อุณหภูมิที่วัดได้ที่ทางออกเทอร์ไบน์ T4 ในแต่ละ LPG flow rate ที่ทดสอบ

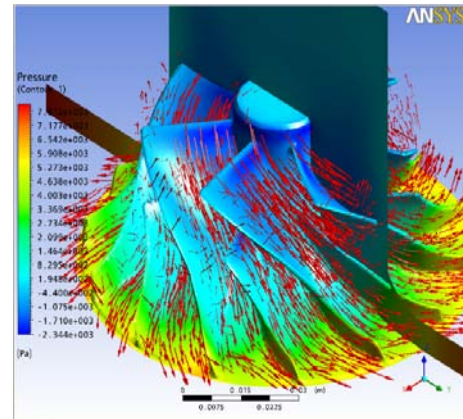
รูปที่ 7 แสดงให้เห็นว่าที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 0.000622 kg/s และ 0.000121kg/s บริเวณที่เกิดการเผาไหม้นั้นขยายออกมานอกห้องเผาไหม้และบริเวณเทอร์ไบน์ก็ยังคงเกิดการเผาไหม้อยู่ โดยสังเกตได้จากอุณหภูมิที่วัดได้ก่อนเข้าเทอร์ไบน์ T3 ที่ลดลง ประกอบกับอุณหภูมิที่วัดได้ที่ทางออกเทอร์ไบน์ที่มีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่วัดได้ก่อนเข้าเทอร์ไบน์ T3



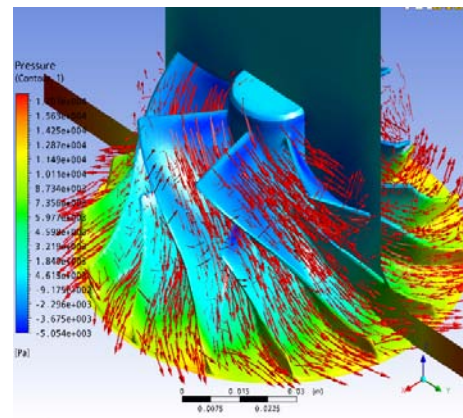
รูปที่ 8 แสดงประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ได้จากการคำนวณที่อัตราการไหล ของ LPG ต่างๆ

รูปที่ 8 ที่อัตราการไหลเชื้อเพลิง 0.000461 kg/s และ 0.000669 kg/s ค่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่คำนวณได้มีค่าเกิน 100% เนื่องจากค่าจากการวัดอุณหภูมิก่อนเข้าเทอร์ไบน์ที่สูงกว่าอุณหภูมิที่คำนวณได้ทางทฤษฎี อันเนื่องมาจากเปลวไฟที่ลามออกมานอกห้องเผาไหม้มาสัมผัสกับเทอร์โมคัปเปิล ซึ่งค่าอุณหภูมิที่วัดได้ก่อนเข้าเทอร์ไบน์ควรเป็นค่าของก๊าซร้อนที่เผาไหม้เสร็จสิ้นแล้วและผสมกันอย่างดีในแนว

รัศมี การที่เทอร์โมคัปเปิลวัดค่าอุณหภูมิเปลวไฟ ส่งผลให้การคำนวณค่าประสิทธิภาพการเผาไหม้มีค่าเกิน 100% ซึ่งค่าประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่คำนวณได้จะผิดจากความเป็นจริง



รูปที่ 9 แสดงลักษณะสนามการไหล และการกระจายความดันบนผิวของใบพัดคอมเพรสเซอร์ที่อัตราการไหลโดยมวลของอากาศ 0.0759



รูปที่ 10 แสดงลักษณะสนามการไหล และการกระจายความดันบนผิวของใบพัดคอมเพรสเซอร์ที่อัตราการไหลโดยมวลของอากาศ 0.1245kg/s

รูปที่ 9 และ 10 สนามการไหลที่อัตราไหลของอากาศ 0.0759 kg/s และ 0.1245 kg/s ภายในใบพัดของคอมเพรสเซอร์แบบใช้แรงเหวี่ยง (centrifugal compressor) ได้ความเร็ว blade tip speed ที่ความเร็ว มัค 0.3 สนามการไหลที่เป็นระเบียบไม่มีการเกิดการไหลแบบ recirculation ไม่มีบริเวณที่มี gradient ความเร็วที่สูงมากเป็นพิเศษจึงทำให้การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการไหลเฉือน (shear flow) ค่าน้อย ส่งผลให้มีเกิดการเกิด entropy generation หรือ

energy dissipation ที่น้อยทำให้กระบวนการอัดก๊าซ เป็นการอัดตัวที่มีประสิทธิภาพ isentropic ที่สูงและสามารถใช้พลังงานที่ได้มาจากเทอร์ไบน์ ส่วนใหญ่ให้อยู่ในรูปของการสร้างความดัน และ สร้างอัตราการไหลให้กับก๊าซ โดยที่มีการเสียพลังงานไปกับ fluid friction flow ที่น้อย

4. สรุปผลการทดลอง

บทความนี้ศึกษาผลกระทบจากการฉีดไอน้ำสองตำแหน่งคือหลังคอมเพรสเซอร์และก่อนเข้าเทอร์ไบน์ โดยวิเคราะห์จากความเร็วรอบเครื่องที่เปลี่ยนไป นอกจากนี้ยังได้วัดวิเคราะห์การเผาไหม้จากค่าอุณหภูมิของก๊าซร้อนที่วัดได้

จากผลการทดลองที่ได้ เราพบว่าที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงต่ำ ผลกระทบจากการฉีดไอน้ำในทั้งบริเวณก่อนการเผาไหม้และก่อนเข้าเทอร์ไบน์จะส่งผลให้กำลังเครื่องยนต์ลดลง แต่ที่อัตราการฉีดเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นมาผลกระทบจากการฉีดไอน้ำมีแนวโน้มที่จะให้กำลังเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นด้วยเงื่อนไขที่แตกต่างกันในแต่ละการทำงานทำให้ศักยภาพในการให้พลังงานส่วนเพิ่มของมวลไอน้ำมีความแตกต่างกันในแต่ละกรณี ดังที่กล่าวไว้เป็นสมมติฐานเบื้องต้นที่เป็นไปได้ การวิเคราะห์ศึกษาปรากฏการณ์ทางกายภาพในการฉีดไอน้ำจำเป็นต้องใช้การวิเคราะห์แบบ Multi-dimension หรือ CFD ร่วมกับการทดลองซึ่งจะเป็นหัวข้อวิจัยในอนาคต

จากข้อมูลอุณหภูมิของก๊าซร้อนที่จุดต่างๆทำให้วิเคราะห์ได้ว่าห้องเผาไหม้มีการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ และยังคงปรับปรุงต่อไปในอนาคต

ในส่วนของการไหลใน ช่องการไหลระหว่างใบพัดคอมเพรสเซอร์ นั้น ผลจากการ simulation พบว่าที่อัตราการไหลอากาศที่กำหนด การไหลในใบพัดให้รูปแบบการไหลที่ดี อย่างไรก็ตาม ปัจจัยที่ส่งผลของสมรรถนะเครื่องยนต์กังหันก๊าซมีมากกว่าที่ได้นำเสนอในบทความนี้ ซึ่งต้องมีการศึกษาต่อไปในอนาคต

5. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สำเร็จลงได้ด้วยความร่วมมือจากกลุ่มนักศึกษาปริญญาตรีหลายกลุ่มที่ช่วยกันสร้างและพัฒนาชุดทดลองอย่างต่อเนื่อง

6. เอกสารอ้างอิง

6.1 บทความจากวารสาร (Journal)

[1] NISHIDA Kousuke, TAKAGI Toshimi and KINOSHITA Shinichi(2005), *Regenerative steam-injection gas-turbine systems*, Applied energy, vol. 81, pp. 231-246

6.2 หนังสือ

[2] Stephen R. Turns (2008), *An Introduction to Combustion concepts and applications*, second edition, McGraw-Hill international edition

6.3 เว็บไซต์

[3] Nerds in Control, LLC (2552). Thread, [ระบบออนไลน์], แหล่งที่มา <http://www.control.com>

[4] Petrotech, Inc 141 James Drives West St. Rose, Louisiana 70087 USA, available online, [ระบบออนไลน์], แหล่งที่มา www.petrotech.com/pdf/94022

7. รายการสัญลักษณ์

P	= Pressure(Pa)
T	= Air temperature(k)
V	= Avg air cross section velocity(m/s)
\dot{m}	= Mass flow rate(kg/sec)
A	= Area cross section(m ²)
R _u	= Universal gas constant(J/kmol-k)
Y	= Mass fraction
MW	= Molecular weight(kg/kmol)
H	= Enthalpy(kJ)
h	= Specific enthalpy(kJ/kg)
KE	= Kinetic energy(kJ)
h _{product}	= Enthalpy of formation and sensible enthalpy of product(kJ/kg)
h _{reactant}	= Enthalpy of formation and sensible enthalpy of reactant(kJ/kg)
ρ	= Air density (kg/m ³)