

การศึกษาเครื่องยนต์ที่มีอากาศอัดเป็นต้นกำลัง A study of the compressed air engine

ภูพิงค์ แต่ปิติกุล¹ และ วิทยา ยงเจริญ²

บทคัดย่อ

การแปรเปลี่ยนพลังงานเป็นกำลังงานทางกลจำเป็นต้องอาศัยเครื่องยนต์ โดยปัจจุบันเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพและได้รับความนิยมอย่างกว้างขวางได้แก่เครื่องยนต์ที่อาศัยการสันดาปภายใน จากการแปรเปลี่ยนพลังงานเคมีของเชื้อเพลิงปิโตรเลียม ในปัจจุบันเป็นที่ยอมรับกันโดยทั่วไปว่าเครื่องยนต์ที่อาศัยการสันดาปได้ก่อให้เกิดมลพิษทางอากาศ และปัญหาสิ่งแวดล้อมมากมาย ในขณะที่เดียวกันเชื้อเพลิงก็มีอยู่อย่างจำกัด ซึ่งเป็นแรงขับเคลื่อนในการคิดค้นต้นกำลังชนิดใหม่ที่อาศัยพลังงานจากแหล่งพลังงานที่ได้จากอนุพันธ์ทางพลังงานของดวงอาทิตย์ หนึ่งในแนวคิดการใช้พลังงานจากดวงอาทิตย์คือการแปรเปลี่ยนพลังงานโดยเครื่องยนต์ที่ใช้อากาศความดันสูงเป็นต้นกำลัง ซึ่งสามารถใช้ในระบบสำรองพลังงานและประยุกต์ใช้ในยานพาหนะส่วนบุคคลได้ โดยการบีบอัดอากาศให้มีความดันสูงและผ่านอากาศที่มีความดันสูงนี้สู่เครื่องยนต์ที่ประกอบด้วยอุปกรณ์ขยายตัวแบบ 2 ชั้น คือชั้นสูงและชั้นต่ำ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพทางอุณหพลศาสตร์ให้สูงขึ้น และกำลังงานทางกลที่มากกว่าการขยายตัวแบบ 1 ชั้น โดยอากาศความดันสูงจะผ่านขบวนการ Throttling โดย Pressure regulator .ให้อยู่ในระดับ 35-20 บรรยากาศ ก่อนไหลเข้าสู่ระบบซึ่งประกอบไปด้วยอุปกรณ์ขยายตัว 2 ชุดเป็นแบบ Sliding vane จำนวน 5 ใบ และปริมาตรภายในสำหรับชั้นสูง 12.5 ลูกบาศก์เซนติเมตร สำหรับชั้นต่ำ 60 ลูกบาศก์เซนติเมตร ขบวนการศึกษาประกอบด้วย 2 ส่วน คือการออกแบบอุปกรณ์ระบบและทำการทดลองกับเครื่องต้นแบบที่ได้สร้างขึ้น จากผลการทดลองอากาศความดัน 30 บรรยากาศ อุณหภูมิห้อง จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จะได้กำลังสูงสุดรวมประมาณ 752 วัตต์ โดยอุปกรณ์ขยายตัวชั้นสูงจะได้กำลังงาน 252 วัตต์ ที่ความเร็วรอบ 1925 รอบต่อนาที ,แรงบิด 1.25 นิวตัน-เมตร สำหรับอุปกรณ์ขยายตัวชั้นต่ำ จะได้กำลังงาน 500 วัตต์ ที่ความเร็วรอบ 1475 รอบต่อนาที แรงบิด 3.24 นิวตัน-เมตร จากผลการทดลองประสิทธิภาพทางกลของระบบโดยรวมสำหรับเครื่องยนต์ต้นแบบยังคงมีค่าต่ำมากเมื่อเทียบกับทางทฤษฎี

คำสำคัญ : อุปกรณ์ขยายตัวชั้นสูง, อุปกรณ์ขยายตัวชั้นต่ำ, อากาศอัด, เครื่องยนต์

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย กรุงเทพมหานคร 10300 E-mail fmewyc@eng.chula.ac.th

² ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย กรุงเทพมหานคร 10300

Abstract

The energy transform to the mechanical power is established from engine. Recently, the most popular and high efficiency engine is internal combustion engine that transforms chemical energy as petroleum fuel. Now, the worlds know that the internal combustion engine is the main cause of pollution problem and many problems in our environment. From limited energy of petroleum fuel that inspired to innovate any new prime movers, the energy directly transforms from solar differential energy. One ideal of the other is the energy transform from compressed air engine that uses to storage energy and applies to use in small vehicle. The prototype engine that consists of high pressure state expander and low pressure state expander for increasing thermodynamic efficiency and more mechanical power from single state expansion. Firstly, high pressure air flows to the pressure regulator for pressure throttling that reduces pressure approximately 35- 20 bar, before flows to the system. The system composes two sliding vane expanders; another has five sliding vanes. Volume of high pressure state expander is 12.5 cc and volume of low pressure state expander is 60 cc .the study process is separated into two sections, design and assembly prototype is the first section and experimental section is basic characteristic education. From experimental data, the highest total power is 752 watts when the inlet pressure is 30 bar and ambient temperature of nitrogen to the engine. The total power is the sum of high pressure state expansion giving 252 watts at 1925 rpm, 1.25 N.m in torque and low pressure state expansion giving 500 watts at 1475 rpm, 3.24 N.m in torque. In conclusion, the mechanical efficiency of prototype engine is very low compares to the theoretical isothermal efficiency.

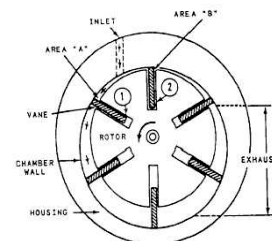
Keyword: high state expander, low state expander, compressed air, engine

1 บทนำ

การศึกษาเครื่องยนต์ที่มีอากาศความดันเป็นต้นกำลังมีความสำคัญเกี่ยวกับการใช้พลังงานในรูปแบบใหม่ที่ไม่ใช่เชื้อเพลิงเป็นต้นกำลัง โดยการศึกษาจะประกอบไปด้วย 2 ส่วนหลัก คือ 1 การออกแบบและสร้างเครื่องยนต์ต้นแบบ 2 ทำการทดลองเครื่องยนต์ต้นแบบเพื่อหาคุณลักษณะเบื้องต้นของเครื่องยนต์

2 วัสดุ อุปกรณ์ และวิธีการวิจัย

ระบบที่ใช้ศึกษาได้ปรับปรุงโดยการนำอุปกรณ์ขยายตัวของปืนลม (Air wrench) สองขนาดที่มีอัตราส่วนทางปริมาตรประมาณ 5 เท่า โดยอุปกรณ์ขยายตัวที่เลือกใช้คือ อุปกรณ์ขยายตัวแบบใบพัดเคลื่อนตัวรูป



A. VANE TYPE OF AIR MOTOR

รูปที่ 1 ลักษณะของอุปกรณ์ขยายตัวแบบใบพัดเคลื่อน

โดยอุปกรณ์ที่ใช้ในการขยายตัวของก๊าซที่ความดันสูงเลือกใช้ห้องใบพัดเคลื่อนของ Air Impact wrench ยี่ห้อ A.C.E.-200 N ที่มีชิ้นส่วน 6 ชิ้นและใบพัดเคลื่อนที่ทำมาจากวัสดุสังเคราะห์ผสมเส้นใยนาไมด์ ขนาดอย่างละเอียดทุกชิ้น และอุปกรณ์ที่ใช้ในการขยายตัวความดันต่ำเลือกใช้ห้องใบพัดเคลื่อนของ Air Impact wrench ยี่ห้อ A.C.E.-4500 S-W ที่ประกอบไปด้วยชิ้นส่วน 6 ชิ้นและใบพัดเคลื่อนที่ใช้วัสดุเดียวกันจำนวน 5 ใบ

เมื่อทำการวัดขนาดและพิจารณา clearance ต่างๆของอุปกรณ์มาตรฐานแล้วจึงเริ่มเขียนแบบของอุปกรณ์มาตรฐานด้วยโปรแกรม CAD โดยเริ่มจากอุปกรณ์ขยายตัวความดันสูงและต่ำก่อนเพื่อความประหยัดงบประมาณและความแข็งแรงของอุปกรณ์รับความดันจะเลือกวัสดุที่ใช้ในการขึ้นรูปอุปกรณ์ประกอบ คือ เหล็ก Carbon steel class AISI 1045 เป็นหลัก สามารถชุบแข็งได้โดยมีคุณลักษณะทางกลดังนี้ ที่อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียส

ความหนาแน่น (Density)

7,700 – 8,030 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร

สัดส่วนปัวซอง (Poisson 's Ratio) 0.27 – 0.30

โมดูลัสการยืด (Elastic Modulus)

190-210 จิกะปาสคาล

แรงดึงสูงสุด (Tensile Strength)

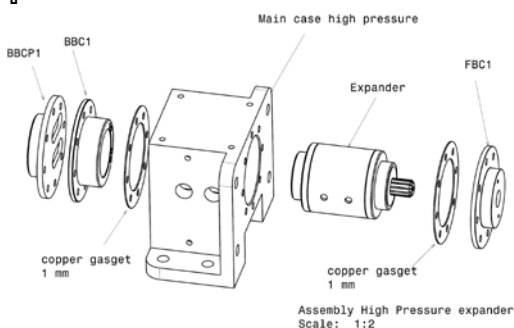
585 เมกะปาสคาล

แรงดึงถึงจุดคราก (Yield Strength)

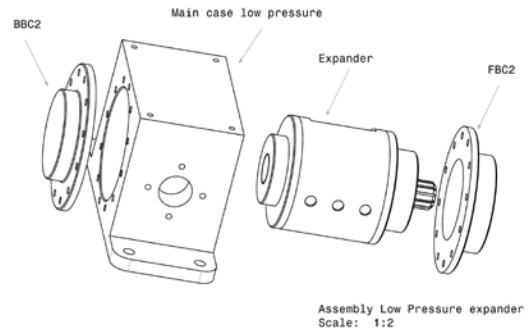
505 เมกะปาสคาล

การยืดตัวสูงสุด (Elongation)12 %

ดังรูป



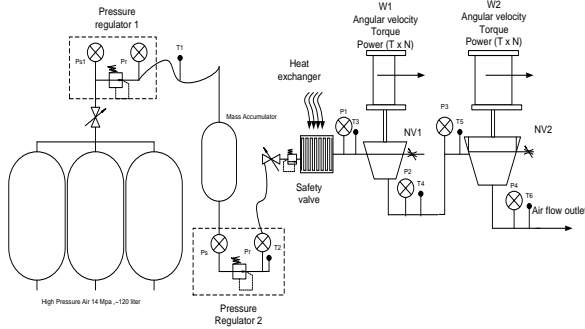
รูปที่ 2 ลักษณะทางกายภาพและการประกอบห้องบีบอัดเลื่อนของ Air Impact wrench ยี่ห้อ A.C.E.-200 N ภายในอุปกรณ์ขยายตัวความดันสูง



รูปที่ 3 ลักษณะทางกายภาพและการประกอบห้องบีบอัดเลื่อนของ Air Impact wrench ยี่ห้อ A.C.E.-4500 S-W ภายในอุปกรณ์ขยายตัวความดันต่ำ

อัตราการขยายตัวภายในของชุดอุปกรณ์ขยายตัวความดันสูงและความดันต่ำที่ได้จากการคำนวณทางปริมาตรโดยประมาณมีค่า 1.17 เท่า ซึ่งมีความคาดเคลื่อนระหว่างทฤษฎีการขยายตัวทางอุณหพลศาสตร์ที่ต้องการการขยายตัวของอุปกรณ์การขยายตัวแต่ละชั้นอย่างน้อยเท่ากับ 5 เท่า จึงเป็นผลให้การคำนวณกำลังงานจากการขยายตัวสองชั้นมีกำลังงานมากกว่าค่าที่ได้จากการทดลองด้วยอุปกรณ์ขยายตัวของปืนลม (Air wrench)

การคำนวณขนาดของอุปกรณ์ประกอบต่างๆพิจารณาตามหลักการออกแบบกลศาสตร์วัสดุสำหรับการแตกหักเนื่องจากความล้าเป็นหลัก (เกณฑ์ของไซเดอร์เบิร์ก) [2] โดยเพิ่มตัวประกอบความปลอดภัยจากปกติอีกประมาณ 2 เท่า โดยความดันใช้งานสูงสุดออกแบบให้ทนความดันได้ 50 บรรยากาศทุกชุด อุปกรณ์ขยายตัวความดันสูงและความดันต่ำ การยึดติดอุปกรณ์ประกอบที่ขึ้นรูปส่วนใหญ่จะใช้หมุดเกลียวเป็นหลัก และข้อต่อก๊าซที่ไหลเข้าและออกจากอุปกรณ์ขยายตัวทั้งระบบจะใช้อุปกรณ์ของไฮดรอลิกอุตสาหกรรม เป็นหลักระบบที่ใช้ในการศึกษา



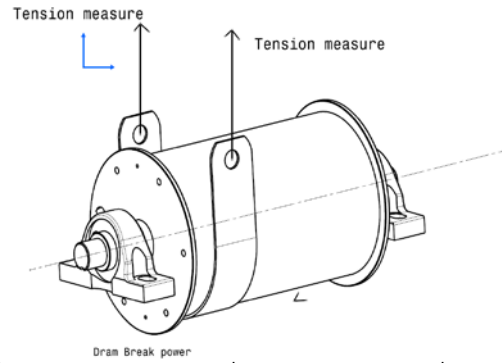
รูปที่ 4 ลักษณะการเชื่อมโยงระบบต่างๆของเครื่องยนต์ที่ใช้อากาศอัดความดันเป็นต้นกำลัง

ประกอบด้วย

- 1) ถังก๊าซไนโตรเจนความดัน 140 บรรยากาศ 3 ถัง ปริมาตรรวม 120 ลิตร
- 2) Pressure Regulator 1
- 3) ถังความดันขนาด 3,785 ลูกบาศก์เซนติเมตร (1gal)
- 4) Pressure Regulator 2
- 5) วาล์วควบคุมการไหล
- 6) Heater
- 7) อุปกรณ์ขยายตัวความดันสูง
- 8) อุปกรณ์ขยายตัวความดันต่ำ
- 9) อุปกรณ์สร้างภาระให้กับอุปกรณ์ขยายตัว
- 10) อุปกรณ์การวัดอุณหภูมิ และความดัน

วิธีการควบคุมอัตราการไหลของมวลเข้าสู่ระบบ จากถังความดันสูง 140 บรรยากาศ ให้คงที่ต้องใช้ Pressure regulator สองชุดโดยชุดแรกจะต่อจากถังความดันสูงโดยตรงเข้าสู่ถังความดันขนาด 3,785 ลูกบาศก์เซนติเมตร และชุดที่สองเชื่อมต่อจากถังความดันนี้เข้าสู่ระบบ เพื่อทำให้ความดันภายในถังขนาดเล็กไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงความดันมากนักเมื่อเกิดการไหล

โดยเมื่อก๊าซไหลเข้าสู่ระบบแล้วอุปกรณ์ขยายตัวความดันสูงและอุปกรณ์ขยายตัวความดันต่ำก็จะหมุนซึ่งจะทำการทดสอบภาระของเครื่องยนต์ที่ได้โดยชุดอุปกรณ์หมุนรอกที่สร้างแรงเสียดทานที่ผิวของรอกโดยตรง และบันทึกค่าความตึงของเชือกทั้งสองฝั่งของรอกในขณะที่ความเร็วรอบของเพลาลูกที่เพื่อแปลงเป็นค่าแรงบิดที่ภาระดังกล่าวต่อไปดังรูป



รูปที่ 5 ลักษณะของอุปกรณ์ที่ใช้สร้างภาระให้กับเครื่องยนต์

ภาคทฤษฎีที่ใช้ในการออกแบบ

งานจากขบวนการขยายตัวของอากาศ(สารอัดได้เชิงเดี่ยว) ด้วยขบวนการย้อนกลับได้แบบขยายตัว 2 ชั้น เมื่อการเก็บกักอากาศที่ใช้ในการขยายตัวมีความดันสูงดังนั้นการใช้พลังงานจากของไหลทำงานให้มีประสิทธิภาพโดยผ่านขบวนการเอนทาลปีคงที่ ในขณะที่ความดันลดลงจะต้องเกิดขึ้นน้อยที่สุดเพราะจะทำให้สารทำงานมีอุณหภูมิต่ำลงและเกิดเอนโทรปีสูญเสีย ดังนั้นต้องทำการขยายตัวของสารทำงานที่ความดันสูงเท่าที่จะทำได้

ในกรณีการขยายตัวเป็นแบบอุณหภูมิคงที่แบบย้อนกลับได้ (Reversible-Isothermal) (Maximum Energy)

$$w_{CV} = P_1 v_1 \cdot \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) + P_2 v_2 \cdot \ln\left(\frac{P_2}{P_3}\right)$$

[1]จากสมการพิจารณาการขยายตัว 2 ชั้น(Polytropic) ดังนี้

$$w_{AS \rightarrow 0} = -\frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{n}{n-1} RT_2 \left[\left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

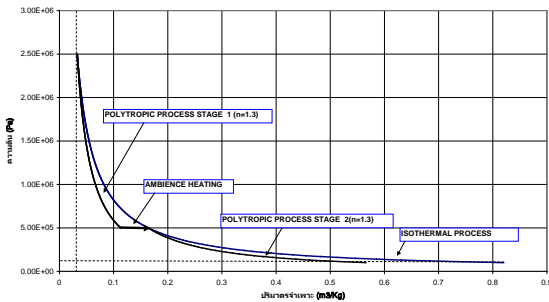
โดยให้

- T₁ คือ อุณหภูมิบรรยากาศ
- T₂ คือ อุณหภูมิอากาศภายหลังการขยายตัวขั้นแรก
- T₃ คือ อุณหภูมิอากาศภายหลังการขยายตัวขั้นสอง
- v₁ คือ ปริมาตรจำเพาะก่อนการขยายตัวขั้นแรก
- v₂ คือ ปริมาตรจำเพาะก่อนการขยายตัวขั้นสอง
- P₁ คือ ความดันอากาศก่อนการขยายตัวขั้นแรก
- P₂ คือ ความดันอากาศภายหลังการขยายตัวขั้นแรก

P_3 คือ ความดันอากาศภายหลังการขยายตัวขั้นสอง
 R คือ ค่าคงที่ของอากาศ 0.287 กิโลจูล/(กิโลกรัม-เคลวิน)
 n คือ ค่าสัมประสิทธิ์ของ Polytropic process (~1.3)

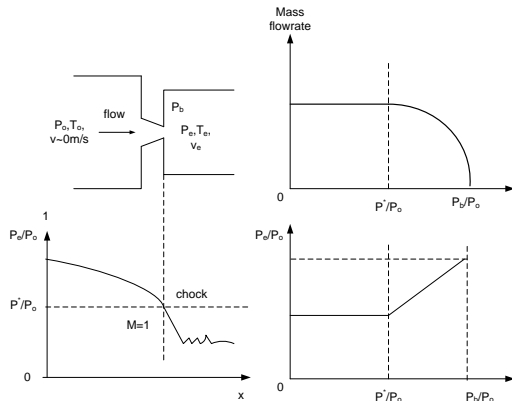
ในกรณีการขยายตัวเป็นแบบมีการถ่ายเทความร้อนย้อนกลับได้ (Polytropic) งานที่ได้จากเครื่องยนต์ เมื่อไม่นำพลังงานศักย์และพลังงานจลน์ของการไหลมาคำนวณ เนื่องจากเป็นขบวนการที่ความร้อนสามารถถ่ายเทเข้ามาในระบบได้ ดังนั้น

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = \text{ค่าคงที่}$$



รูปที่ 6 กราฟแสดงค่าของงานที่ได้จากขบวนการ Polytropic {n=1.3} ขยายตัวสองขั้น (25บรรยากาศ-5บรรยากาศ-1บรรยากาศ)และขบวนการอุณหภูมิคงที่ Isothermal

การควบคุมอัตราการไหลของมวลไหลคงที่เพื่อให้ได้กำลังงานของเครื่องยนต์ที่คงที่ โดยพิจารณาการไหลผ่านช่องเล็กแบบ Isentropic Process



รูปที่ 7 การไหลของของไหลที่มีบีบอัดตัวได้แบบ Isentropic Process ผ่านช่องเล็ก

ความดันส่งกลับ (Back pressure) ของการไหลผ่านช่องเล็กสามารถควบคุมได้โดยการเปลี่ยนพื้นที่หน้าตัดที่เล็กที่สุด (throat) และอุณหภูมิ, ความดันของแหล่งจ่าย อย่างไรก็ตามจากกราฟจะเห็นว่าความเร็วสูงสุดของการไหลจะเคลื่อนที่ได้เมื่อผ่านช่องเล็กคือความเร็วเสียงในสถานะนั้น ที่เกิดขึ้นที่คอของช่องเล็กดังนั้นจะได้ความดันวิกฤตที่เกิดขึ้นดังนี้

$$\left(\frac{P_o}{P}\right) = \left[1 + \frac{k-2}{2} M^2\right]^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\left(\frac{P^*}{P_o}\right) = \left[\frac{2}{k+2}\right]^{\frac{k}{k-1}}$$

เมื่อ $M = 1$

สำหรับอากาศ $k = 1.4$

$$\left(\frac{P^*}{P_o}\right) = 0.528$$

จากความสัมพันธ์นี้จะเห็นว่าเมื่อความดันที่แหล่งจ่ายและความดันไหลออกมีค่าต่างกัน $\left(\frac{1}{0.528}\right)$

= 1.894 เท่า ความเร็วของของไหลจะถึงจุดความเร็วเสียง ดังนั้นเมื่อความดันส่งกลับมีค่าน้อยกว่าความดันจุดวิกฤตของช่องเล็กการไหลนี้จะเกิดปรากฏการณ์ที่เรียกว่า Chock flow ซึ่งจะส่งผลให้เอนโทรปีเพิ่มขึ้นและการไหลจะไม่เป็น Isentropic อีกภายหลังผ่านพื้นที่หน้าตัดที่เล็กที่สุดจากการไหล

$$\dot{m} = AP_o \sqrt{\frac{k}{ZRT_o} \left(\frac{2}{k-2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

$$\dot{m} = 8.73.A \frac{\rho_o}{\sqrt{T_o}} \quad (\text{Nozzle chock flow})$$

โดยที่

P_o = ความดันของก๊าซภายในถังความดันสูง

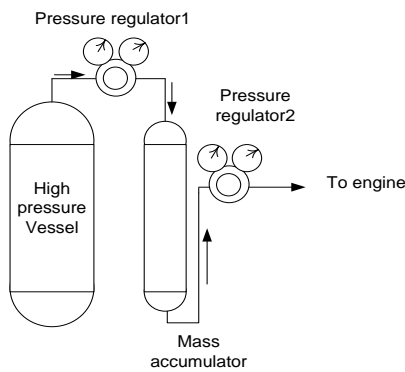
T_o = อุณหภูมิของก๊าซภายในถังความดันสูง

- ρ_o = ความหนาแน่นของก๊าซภายในถึงความดันสูง
- M = มัคนัมเบอร์
- \dot{m} = อัตราการไหลของมวล (กิโลกรัมต่อวินาที)
- Z = สัมประสิทธิ์การบีบอัดของก๊าซ (~ 1)
- ρ^* = ความหนาแน่นของก๊าซ ณ. พื้นที่หน้าตัดที่เกิด Chock flow
- V^* = ความเร็วของก๊าซ ณ. พื้นที่หน้าตัดที่เกิด Chock flow
- A = พื้นที่หน้าตัดของการไหลที่เกิด Chock flow

จากการพิจารณาจะเห็นว่า $\dot{m} \propto A \cdot \rho_o \cdot \sqrt{T_o}$

เนื่องจากการควบคุมมวลให้ไหลอย่างต่อเนื่องจำเป็นต้องควบคุม P_o และ T_o ให้คงที่ตลอดการไหลโดยมวลที่ไหลสามารถควบคุมโดยกำหนดพื้นที่หน้าตัดที่ไหลผ่านได้

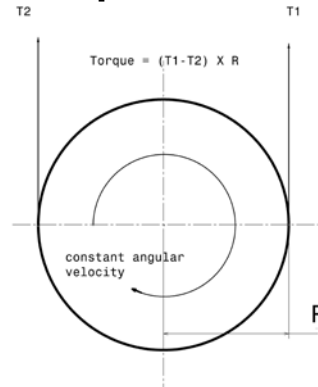
อย่างไรก็ตามการใช้แหล่งของไหลที่บีบอัดภายในถึงความดันความดันซึ่งลดลงตลอดการไหลทำให้ไม่สามารถควบคุมมวลที่ไหลให้คงที่ได้ ดังนั้นจำเป็นต้องออกแบบให้มีการไหลของมวลมาสะสมภายในถึงความดันอีกโบนึงเพื่อให้เกิดการไหลมาสะสมก่อนแล้วจึงปล่อยสู่อุปกรณ์ขยายตัวต่อไปดังรูป



รูปที่ 8 ผังอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมอัตราการไหลของก๊าซให้คงที่

โดยพื้นที่หน้าตัดการไหลของ Pressure regulator 1 จะมีขนาดใหญ่กว่า Pressure regulator 2

การออกแบบอุปกรณ์วัดกำลังเครื่องยนต์เนื่องจากกำลังงานที่ได้จากเครื่องยนต์ที่ออกแบบสามารถแบ่งส่วนประกอบได้เป็นสองส่วนหลัก คือ 1) แรงบิดที่ได้ 2) ความเร็วรอบที่เกิดขึ้นเมื่อมีภาระ โดยเบื้องต้นจากการคำนวณหาแรงบิดสูงสุดที่ได้สามารถประมาณการช่วงการวัดได้ อย่างไรก็ตามเนื่องจากไม่ทราบแน่ชัดว่าความเร็วรอบที่ได้จะมีค่าประมาณเท่าใด ดังนั้นการเลือกใช้เครื่องผลิตกระแสไฟฟ้ากระแสตรงหรือ Generator จึงมีความเสี่ยงที่จะต้องแก้แบบภายหลัง ประกอบกับราคาของ Generator มีราคาแพง จึงพิจารณาออกแบบอุปกรณ์ที่สามารถวัด Break Power โดยตรง โดยอาศัยแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นที่ผิวรอกที่รู้ค่ารัศมี ดังรูป



รูปที่ 9 ลักษณะอุปกรณ์ที่ใช้วัดแรงบิดและสร้างภาระใช้กับเครื่องยนต์

จากสมการ

$$T_1 = T_2 e^{\mu_k \beta} \quad [2-3]$$

โดยที่

T1 = แรงดึงของเชือกที่สัมผัสรอกในทิศทางการหมุน

T2 = แรงดึงของเชือกที่สัมผัสรอกในทิศทางการหมุน

μ_k = สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจลน์ระหว่างพื้นผิวรอกกับเชือก

β = มุมที่เชือกสัมผัสกับผิวรอก (rad)

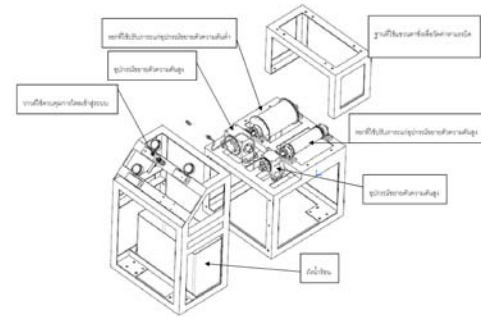
และแรงบิดที่เกิดจากภาระนี้จะมีค่า

$$Torque = (T_1 - T_2) \cdot R$$

อย่างไรก็ตามแรงบิดที่เกิดจากภาระที่ตั้งขึ้นสามารถปรับจากความตึงของเชือกต้านที่หมุนทิศทางการหมุนและความเร็วรอบที่หมุนนั้นจะใช้เครื่องวัดความเร็วรอบแบบดิจิทัล โดยใช้มอเตอร์แบบสะท้อนกลับมี Resolution เท่ากับ 25 rpm ดังนั้นจึงสามารถคำนวณหา Break power ณ จุดที่สนใจได้จาก

$$\text{Break power} = \text{Torque} \times N \times \frac{2\pi}{60}$$

การติดตั้งและการประกอบ เมื่อทำการออกแบบและแก้แบบจนเป็นที่เหมาะสมแล้วจึงนำแบบของชิ้นส่วนต่างๆไปขึ้นรูป ภายหลังจากขึ้นรูปแล้วจึงนำชิ้นส่วนที่ได้มาประกอบตามแบบที่ได้ออกแบบเบื้องต้นไว้ อย่างไรก็ตามเมื่อประกอบชิ้นส่วนแล้วปรากฏว่าไม่สามารถประกอบหรือติดตั้งเพื่อการทำงานที่เป็นปกติของอุปกรณ์ได้ จึงต้องมีการแก้ไขหรือเพิ่มเติมอุปกรณ์ในบางจุดซึ่งเกิดขึ้นภายหลังการประกอบชิ้นต้น จนกระทั่งอุปกรณ์ต่างๆสามารถทำงานได้เป็นปกติ โดยการติดตั้งอุปกรณ์ขยายตัวความดันสูงและขยายตัวความดันต่ำเข้ากับอุปกรณ์ที่ใช้สร้างภาระจะเชื่อมต่อเพลาด้วย Coupling ที่สามารถติดตั้งเยื้องศูนย์กลางได้เล็กน้อย และข้อต่อระหว่างอุปกรณ์ขยายตัวทั้งสองและถึงความดันสูงจะใช้สายไฮดรอลิกอุตสาหกรรมในการเชื่อมต่อ ส่วนอุปกรณ์การวัดอุณหภูมิจะใช้ thermocouple type K เป็นหลัก, อุปกรณ์วัดความดันจะใช้เกจแบบ Bourdon tube และ ใช้ pressure transducer แบบ strain gauge ของ Omega dyne inc range 0- 5000 Psi เพื่อวัดความดันที่เหลือภายในถึงความดันสูงและใช้ Data logger ของ Fluke รุ่น Hydra data logger ในการบันทึกข้อมูล



รูปที่ 10 ตำแหน่งของอุปกรณ์ที่ติดตั้งบนฐานที่ใช้ในการทดสอบ



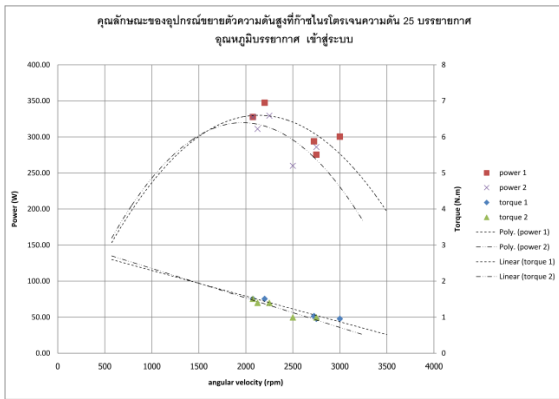
รูปที่ 11 อุปกรณ์ที่ใช้วัดและบันทึกค่าอุณหภูมิ, ความดัน

3 ผลการทดลองเครื่องยนต์ต้นแบบ

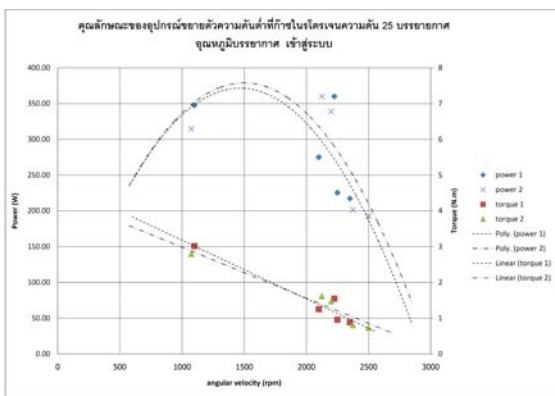
การทดลองได้ทำการเปลี่ยนความดันที่ไหลให้แก่ระบบ ทั้งหมด 4 ค่าโดยเริ่มจากความดัน 20,25,30 และ 35 บรรยากาศ โดยกำลังงานที่ได้จากระบบทดสอบ ที่ความดันไหล

- เข้า 20 บรรยากาศจะได้กำลังงานสูงสุด 560 วัตต์
- เข้า 25 บรรยากาศจะได้กำลังงานสูงสุด 700 วัตต์
- เข้า 30 บรรยากาศจะได้กำลังงานสูงสุด 752 วัตต์
- เข้า 35 บรรยากาศจะได้กำลังงานสูงสุด 446 วัตต์

จากข้อมูลความดันไหลเข้า 30 บรรยากาศจะได้กำลังงานมากที่สุด และลดลงเมื่อความดันที่ไหลเข้ามีค่ามากขึ้น สาเหตุโดยสมมุติฐานน่าจะเกิดจากการรั่วของของไหลที่มากขึ้นเมื่อความดันมากขึ้น โดยลักษณะทางกำลังงานเมื่อให้ก๊าซความดัน 25 บรรยากาศ โดยประมาณเป็นดังนี้

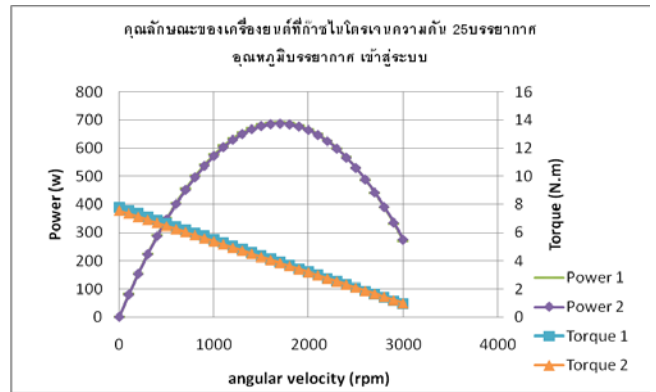


รูปที่ 12 ลักษณะทางกำลังงานกลและแรงบิดที่ได้จากอุปกรณ์ขยายตัวความดันสูง



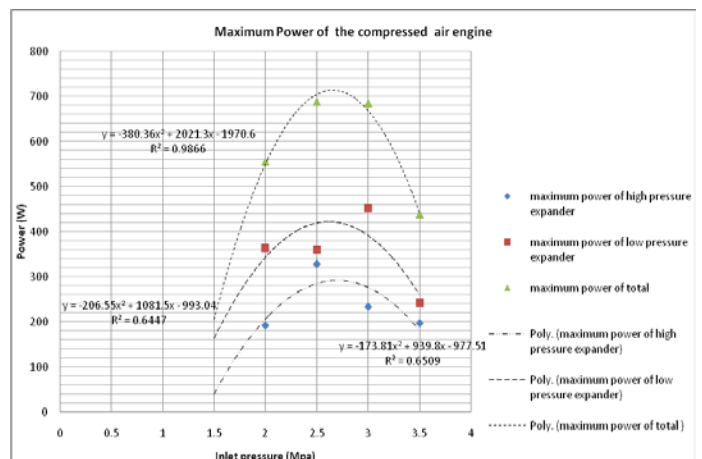
รูปที่ 13 ลักษณะทางกำลังงานกลและแรงบิดที่ได้จากอุปกรณ์ขยายตัวความดันต่ำ

เนื่องจากเครื่องยนต์ประกอบด้วยอุปกรณ์ขยายตัวความดันสูงและต่ำซึ่งมีเพลการหมุนเป็นอิสระต่อกันดังนั้นเมื่อรวมการหมุนของเพลทั้งสองต่อกันโดยไม่พิจารณาการสูญเสียกำลังงานกลที่เกิดจากการรวมกันแล้ว โดยรวมสมการทำนายของทั้งสองอุปกรณ์ขยายตัวแบบ Super-Position จึงได้ผลจากสมการทำนายกำลังงานกลและแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ความดันไนโตรเจน 25 บรรยากาศ ดังรูป



รูปที่ 14 กราฟทำนายสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ก๊าซไนโตรเจนความดัน 25 บรรยากาศที่อุณหภูมิห้อง เข้าสู่ระบบ

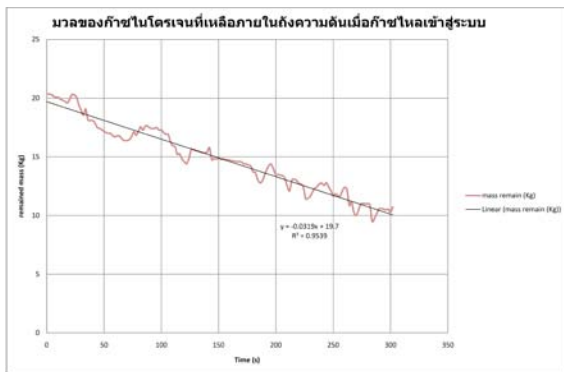
จากการทดลองที่ให้ ความดันแก่ระบบเครื่องยนต์ที่ความดัน 20,25,30 และ 35 บรรยากาศโดยกำลังงานสูงสุดที่ได้ออกมาจากอุปกรณ์ขยายตัวความดันสูงและต่ำนั้นความเร็วรอบจะไม่เท่ากัน จะสามารถรวมกันเป็นกำลังงานกลสูงสุดรวมในแต่ละความดันเข้าดังนี้



รูปที่ 15 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันเข้าระบบกับกำลังงานกลสูงสุดที่ได้

จากกราฟกำลังงานกลสูงสุดของอุปกรณ์ขยายตัวความดันสูงและต่ำนั้นจะเพิ่มขึ้นเมื่อความดันเข้าระบบเพิ่มขึ้นจนกระทั่งมีความดัน 30 บรรยากาศกำลังงานกลสูงสุดจะลดลงเรื่อยๆสาเหตุหลักของการลดลงของกำลังงานกลสูงสุดนี้้น่าจะเกิดจากการรั่วไหลภายในที่สูงขึ้นและแรงเสียดทานภายในที่สูงขึ้นเมื่อเพิ่มความดันเข้าระบบให้มากกว่า 30 บรรยากาศ

จากการทดลองให้ความดันก๊าซไหลเข้าที่ 25 บรรยากาศ อุณหภูมิห้อง และอัตราการไหลของมวลเท่ากับ 0.0319 กิโลกรัมต่อวินาที ที่ภาวะเดียวเป็นเวลา 300 วินาที จะได้กำลังสูงสุดรวมประมาณ 650 วัตต์ โดยอุปกรณ์ขยายตัวขั้นสูงจะได้กำลังงาน 165 วัตต์ ที่ความเร็วรอบ 1100 รอบต่อนาที ,แรงบิด 1.43 นิวตันเมตร สำหรับอุปกรณ์ขยายตัวขั้นต่ำ จะได้กำลังงาน 485 วัตต์ที่ความเร็วรอบ 1400 รอบต่อนาทีแรงบิด 3.3 นิวตันเมตร ปรากฏว่าได้กราฟของการไหลของมวลของก๊าซ ดังนี้



รูปที่ 16 การคงเหลือของมวลของก๊าซภายในถังความดัน

อัตราการไหลของมวลของก๊าซ 0.0319 กิโลกรัมต่อวินาที นี้หาได้จากความดันในถังที่ลดลงต่อเวลาโดยคำนวณจากสมการก๊าซในอุดมคติ

จากกราฟ สามารถหาสมการทำนายการลดลงของมวลก๊าซได้ ดังนี้

$$Y = -0.0319X + 19.7 : R^2 = 0.954$$

เมื่อ

$$Y = \text{มวลคงเหลือ (กิโลกรัม)}$$

$$X = \text{เวลาที่ปล่อยก๊าซ (วินาที)}$$

ภายใต้ภาวะของเครื่องยนต์นี้จะได้ว่าอัตราการไหลของก๊าซเข้าสู่ระบบคือ 0.0319 กิโลกรัมต่อวินาที และ กำลังงานกลที่ได้ คือ 650 วัตต์ ซึ่งงานที่ได้จากการแปลงเป็นพลังงานกลคือ 20,376 จูลต่อกิโลกรัม เมื่อเทียบกับขบวนการ Isothermal จะได้ ประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์ที่ภาวะนี้ = 7.7 %

4 อภิปรายและสรุปผล

จากผลการทดลองอากาศความดัน 30 บรรยากาศ อุณหภูมิห้อง จ่ายให้กับเครื่องยนต์ จะได้กำลังสูงสุดรวมประมาณ 752 วัตต์ โดยอุปกรณ์ขยายตัวขั้นสูงจะได้กำลังงาน 252 วัตต์ ที่ความเร็วรอบ 1925 รอบต่อนาที ,แรงบิด 1.25 นิวตันเมตร สำหรับอุปกรณ์ขยายตัวขั้นต่ำ จะได้กำลังงาน 500 วัตต์ที่ความเร็วรอบ 1475 รอบต่อนาที แรงบิด 3.24 นิวตันเมตร ประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์ที่ภาวะในผลการทดลองเมื่อเทียบกับขบวนการ Isothermal จะได้ 7.7 %

จากผลการทดลองได้ผลเป็นที่น่าพอใจพอสมควร อย่างไรก็ตามประสิทธิภาพทางกลของระบบโดยรวมสำหรับเครื่องยนต์ต้นแบบยังคงมีค่าต่ำมากเมื่อเทียบกับทางทฤษฎี ซึ่งระบบต้นแบบนี้แสดงให้เห็นความเป็นไปได้ถ้าอุปกรณ์ และ วิธีการได้รับการปรับปรุงให้ดีขึ้น โดยเฉพาะการรั่วไหลของก๊าซผ่านช่องภายในอุปกรณ์ขยายตัวที่ความดันยิ่งสูงยิ่งเกิดการรั่วมาก และแรงเสียดทานภายในที่เกิดขึ้นภายในระบบ รวมถึงการไหลที่เกิดภายในท่อที่เชื่อมระบบ

เอกสารอ้างอิง

- [1] Anthony Bedford, Wallace Fowler , 1998 Engineering Mechanics Static, second edition USA.,Addison-Wesley longman, Inc.
- [2] C.Knowlen ,A.T. Mattick,A.P. Bruckner and A. Hertzberg, 1998, High Efficiency Energy Conversion Systems for Liquid Nitrogen Automobiles, Ultra-Low Emission Liquid Nitrogen Automobile, Quasi-Isothermal Expansion Engines for Liquid Nitrogen Automotive Propulsion , Society of Automotive Engineers,Inc.

- [3] K. David Huang , Wei Chuan Chang ,Sheng – Chung Tzeng , 2004,Energy-saving hybrid vehicle using a pneumatic-power system, Elsevier Ltd.,
- [4] Patrick Mazza and Roel Hammerschlag , 2004,Wind-to-Wheel Energy assessment, Institute for Lifecycle Environment Assessment ,Seattle ,WA 98122-0437/USA
- [5] Richard E. Sontage, Claus Borgnakke , Gordon J.Van Wylen, .1998,Fundamentals of Thermodynamics, Fifth edition USA.,John Wiley & Sons, Inc
- [6] Roger A.Hinrichs, Merlin Kleinbach , 2002 Energy Its Use and the Environment,third edition USA.,Harcourt, Inc
- [7] Ulf Bossel ,2004 ,Thermodynamic Analysis of Compressed Air Vehicle Propulsion, Euro fuel cell Forum, Morgenacherstrasse 2F CH-5452 Oberrohrdorf/Switzerland
- [8] พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์ ,2540,เทอร์โมไดนามิกส์,พิมพ์ครั้งแรก กรุงเทพมหานคร: บริษัท ซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด (มหาชน),
- [9] ศ.ดร.วริทธิ์ อึ้งภากรณ์,รศ.ชาญ ถนัดงาน,2544 , การออกแบบเครื่องจักรกล, กรุงเทพมหานคร: บริษัท ซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด (มหาชน)