

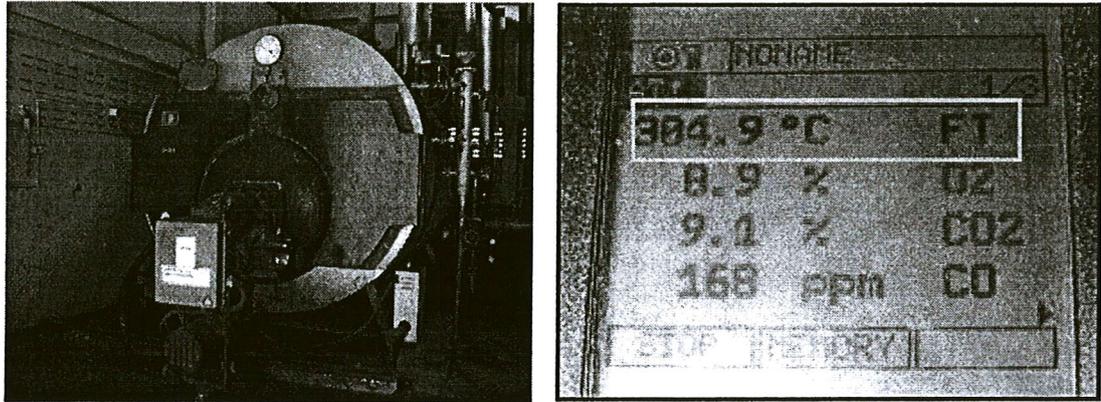
บทที่ ๑

บทนำ

๑.๑ ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากสถานการณ์ด้านพลังงานในปัจจุบันมีความต้องการใช้ปริมาณที่เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ในปี ๒๕๕๐ กระทรวงพลังงานได้รายงานว่าประเทศไทยมีการใช้พลังงานในเชิงพาณิชย์คิดเป็นมูลค่ากว่า ๑.๔๙ ล้านล้านบาท หรือคิดเป็น ๑.๖ ล้านบาร์เรลต่อวันเทียบเท่าน้ำมันดิบ แหล่งพลังงานที่สำคัญได้มาจากน้ำมันคิดเป็นสัดส่วน ๔๒% ของปริมาณการใช้พลังงานทั้งหมด รองลงมาคือก๊าซธรรมชาติ ๓๘% ถ่านหิน ๑๕% พลังน้ำ ๒% และอื่น ๆ ๓% พลังงานส่วนใหญ่ถูกใช้ไปกับภาคอุตสาหกรรมถึง ๓๘.๒% ภาคการขนส่ง ๓๖% บ้านที่อยู่อาศัยและธุรกิจการค้า ๒๐.๕% และภาคการเกษตร ๕.๓% ซึ่งพลังงานส่วนใหญ่ต้องนำเข้าจากต่างประเทศ ส่วนปริมาณไฟฟ้าที่ผลิตได้ในปี ๒๕๕๐ รวม ๑๖๐,๐๖๒ GW.hr แยกเป็นการผลิตไฟฟ้าจากก๊าซธรรมชาติมากที่สุด ๖๕% ถ่านหิน ๑๙.๘% พลังงานหมุนเวียน ๕.๕% พลังน้ำ ๕% รับซื้อจากประเทศเพื่อนบ้าน ๒.๘% และน้ำมันเตา ๑.๙% (วารสาร Energy people ปีที่ ๓ ฉบับที่ ๓, ๒๕๕๑)

จากข้อมูลเห็นได้ว่าในภาคอุตสาหกรรมมีปริมาณการใช้พลังงานสูงสุด ๓๘.๒% ของการใช้พลังงานทั้งประเทศ โดยอุตสาหกรรมส่วนใหญ่จะมีการนำเชื้อเพลิงน้ำมันและถ่านหินไปเปลี่ยนรูปเป็นพลังงานความร้อน เพื่อใช้ในกระบวนการผลิตเป็นจำนวนมาก โดยอุปกรณ์หลัก ๆ เหล่านี้คือ หม้อไอน้ำ และ เตาเผาอุตสาหกรรม จากข้อมูล กรมโรงงานอุตสาหกรรมกระทรวงอุตสาหกรรม ได้เปิดเผยข้อมูลปี พ.ศ.๒๕๕๑ ว่ามีการใช้หม้อไอน้ำในโรงงานทั่วประเทศมากกว่า ๘,๐๐๐ โรงงาน และมีหม้อไอน้ำมากกว่า ๑๐,๐๐๐ ลูก (<http://www.diw.go.th/diw>) พลังงานความร้อนเหล่านี้ส่วนใหญ่มาจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงเช่น น้ำมันเตา น้ำมันดีเซล ก๊าซธรรมชาติ และเชื้อเพลิงชีวมวล ในการผลิตไอน้ำหรือน้ำร้อนจากหม้อไอน้ำพบว่าจะมีพลังงานที่สูญเสียในระบบประมาณ ๔๐% มีดังนี้คือ การสูญเสียความร้อนออกจากปล่องไอเสีย (Stack losses) ๑๐-๓๐% การสูญเสียความร้อนโดยการแผ่รังสีหม้อไอน้ำ (Radiation losses) ๓-๕% และการสูญเสียความร้อนไปกับน้ำปล่องทิ้ง (Blow down losses) ๔% (สำนักกำกับและอนุรักษ์พลังงาน, ๒๕๕๐)



รูปที่ ๑.๑ หม้อไอน้ำและค่าการตรวจวัดอุณหภูมิก๊าซไอเสีย (Flue gas temperature)

ตารางที่ ๑.๑ อุณหภูมิที่ปล่องไอเสียของเตาเผาประเภทต่าง ๆ

ประเภทเตาเผา	อุณหภูมิไอเสียจากปล่องเตา (°C)
๑. เตาอบเหล็ก	๔๒๕ - ๖๐๐
๒. เตาหลอมอลูมิเนียม	๖๕๐ - ๗๖๐
๓. เตาเผาเซรามิค	๖๒๐ - ๗๓๐
๔. เตาเผาซีเมนต์	๖๓๐ - ๗๒๐
๕. เตาเผากำจัดของเสีย	๖๕๐ - ๑,๐๐๐

ที่มา: สำนักกำกับและอนุรักษ์พลังงาน, ๒๕๕๐

เอกสารฉบับนี้จะขอแนะนำเสนอแนวทางการพัฒนาเทคโนโลยีพลังงานทดแทนและกระบวนการผลิตไฟฟ้าขนาดเล็ก โดยได้มีแนวทางการวิจัยและพัฒนาจากการนำเอาความร้อนที่สูญเสียจากการปล่อยทิ้งไอเสียของหม้อไอน้ำและเตาเผาอุตสาหกรรมที่มีอุณหภูมิค่อนข้างสูงกลับมาใช้ประโยชน์ใหม่ ดังนั้นเมื่องานวิจัยสำเร็จจะเป็นการเพิ่มเสถียรภาพด้านพลังงานต่อไป

๑.๒ สรุปงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง (Literature reviews)

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องมีดังนี้

- ๑.๒.๑) Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N., and Mori, K. (2001). “Design and testing of the Organic Rankine Cycle.” *Energy* 26, 239 – 251
- ๑.๒.๒) Wei, D., Lu, X., Lu, Z., and Gu, J. (2007). “Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery.” *Energy Conversion and Management* 48, 1113 – 1119.
- ๑.๒.๓) Borsukiewicz – Gozdur, A., and Nowak, W. (2007). “Maximising the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant.” *Applied Thermal Engineering* 27, 2074 – 2078.
- ๑.๒.๔) Lui, B., Chien, K., and Wang, C. (2004). “Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery.” *Energy* 29, 1207 – 1217.

รายละเอียด

๑.๒.๑) Design and testing of the Organic Rankine Cycle. (Yamamoto *et. al.*, 2001)

○ ประเด็น

- ศึกษาผลของการทำงานร่วมกันระหว่างระบบ ORC กับสาร HCFC-123 และน้ำ เป็นสารทำงานในระบบ
- ศึกษาผลของอุณหภูมิและความดันที่ทางเข้าและออกกังหัน เพื่อประเมินประสิทธิภาพรวมสูงสุดของระบบ

○ สิ่งที่ทำ

- ใช้โปรแกรมการจำลอง HYSIS (Hyprotech Co., Ltd.) คำนวณสถานะการทำงานของระบบเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่ได้
- ออกแบบ สร้าง และทดสอบการทำงานของอุปกรณ์ทดลองที่ใช้สาร HCFC-123 และน้ำ เป็นสารทำงานภายในระบบ

- ประเมินตัวแปรที่มีผลต่อระบบและประสิทธิภาพพรอมระหว่างสาร HCFC-123 และ น้ำ เป็นสารทำงาน

○ ผลที่ได้รับ

- ผลการจำลองจากโปรแกรม น้ำให้สภาวะทำงานที่เหมาะสมที่สุดกับระบบ โดย อุณหภูมิของไอน้ำที่เข้ากังหันได้ค่ามากกว่าสาร HCFC-123 ทำให้กำลังงานที่ได้จาก กังหันเพิ่มสูงขึ้น ขณะที่สาร HCFC-123 จะได้สภาวะการทำงานดีที่สุดเมื่ออุณหภูมิ ทางเข้ากังหันสูงกว่าอุณหภูมิเหนือจุดวิกฤต เมื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพสาร HCFC-123 จะมีค่าสูงกว่าน้ำ ในขณะที่ผลที่ได้จากการทดลอง ทั้งสองสารเมื่อมี ความเร็วรอบของกังหันมีค่าเพิ่มสูงขึ้นกำลังที่ได้จะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นในช่วงหนึ่งและหลัง จากนั้นจะลดลงในลักษณะกราฟพาราโบลาคว่ำ และแรงบิดที่ได้ถ้าความเร็วรอบ กังหันมีค่าต่ำแรงบิดที่ได้จะสูงแต่เมื่อมีความเร็วรอบเพิ่มขึ้นแรงบิดที่ได้ก็จะมีค่า ลดลงในลักษณะเป็นเชิงเส้น

○ สรุปผล

- ทั้งสองกรณีศึกษา น้ำที่มีอุณหภูมิทางเข้ากังหันเพิ่มสูงขึ้นก็ได้กำลังสูงขึ้นตาม อุณหภูมิที่เข้า ขณะที่สาร HCFC-123 ถ้าอุณหภูมิเข้ากังหันสูงกว่าจุดเดือดของสาร จะให้ประสิทธิภาพดีที่สุดเช่นกัน

○ ข้อเสนอแนะ

- สารทำงาน HCFC-123 ช่วยปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบให้สูงขึ้น
- ระบบ ORC สามารถใช้ได้กับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำและสารทำงาน HCFC-123 สามารถจะช่วยปรับปรุงสมรรถนะระบบ ORC ได้ดียิ่ง

๑.๒.๒) Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery (Wei *et. al.*, 2007)

○ ประเด็นที่ศึกษา

- วิเคราะห์ประสิทธิภาพและสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของระบบ ORC ที่ใช้สาร HFC - 245fa (1,1,1,3,3-Pentafluoropropane) เป็นสารทำงานในระบบ

○ สิ่งที่ทำ

- ทำการวิเคราะห์และเปรียบเทียบระบบ ORC ทางเทอร์โมไดนามิกส์กับโปรแกรมสำเร็จรูป REFPROP (National Institute of Standards and Technology of the United States) เปรียบเทียบระหว่างกัน
- ประเมินตัวแปรที่มีผลต่อประสิทธิภาพและสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของระบบที่ใช้สาร HFC-245fa เป็นสารทำงาน

○ ผลที่ได้รับ

- อัตราการไหลเชิงมวลสารทำงานและอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่ทำให้ระบบยิ่งมากก็จะทำให้ประสิทธิภาพระบบมีค่าเพิ่มมากขึ้น ขณะเดียวกันปัจจัยจากอุณหภูมิแวดล้อมและอัตราการไหลเชิงมวลอากาศมีค่าสูงจะเป็นผลทำให้ประสิทธิภาพของระบบลดลง
- ผลของอัตราการสูญเสียเอ็กเซอร์ยีในอุปกรณ์ จะมีผลต่อการลดลงของประสิทธิภาพกังหันและประสิทธิภาพรวมของระบบ เมื่อตัวแปรต่าง ๆ ที่ศึกษามีค่าเพิ่มสูงขึ้น

○ สรุปผล

- หากมีการนำความร้อนกลับมาใช้ได้มากเท่าใดก็จะได้ประสิทธิภาพระบบสูงขึ้นเท่านั้น ขณะที่กำลังงานสุทธิของระบบจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลและแหล่งความร้อนเพิ่มขึ้น
- อุณหภูมิคอนเดนเซอร์ควรจะเป็นอย่างเหมาะสม โดยควบคุมให้อุณหภูมิอีแวปอเรเตอร์คงที่จะให้ประสิทธิภาพและกำลังงานได้สูงสุด อุณหภูมิแวดล้อมสูงขึ้นจะทำให้ประสิทธิภาพและกำลังที่ได้จะลดลง

๑.๒.๓) Maximizing the working fluid flow as a way of increasing power output of geothermal power plant (Borsukiewicz *et. al.*, 2007)

- ประเด็นที่ศึกษา
 - วิธีการเพิ่มประสิทธิภาพโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนใต้พิภพโดยใช้ระบบ ORC และสารทำงาน ๕ ชนิด
- สิ่งที่ทำ
 - วิเคราะห์ระบบ ORC โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ประเมินประสิทธิภาพและสภาวะทำงานที่เหมาะสมของระบบ โดยใช้สาร R227ea, RC318, R236fa, R600a และ R-245ca เป็นสารทำงาน
 - ตัวแปรที่พิจารณา อุณหภูมิก่อนเข้าและออกจากอีแวปอเรเตอร์เปรียบเทียบกับกำลังงานที่ได้รับในสภาวะการทดลองอุณหภูมิตั้งแต่ ๗๐°C – ๑๐๐°C
- ผลที่ได้รับ
 - ทุกสารทำงานจะมีเส้นแนวโน้มในลักษณะเดียวกัน เมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนที่เข้าอีแวปอเรเตอร์สูงขึ้นจนถึง ๗๕°C ประสิทธิภาพของระบบก็จะเริ่มลดลง ระบบมีอัตราการไหลน้ำร้อนผ่านอีแวปอเรเตอร์เพิ่มมากขึ้นก็จะได้กำลังของกังหันเพิ่มขึ้น
- สรุป
 - อัตราการไหลน้ำร้อนที่เข้าอีแวปอเรเตอร์เพิ่มมากขึ้นก็จะทำให้พลังงานที่ได้เพิ่มขึ้น และอัตราการไหลการไหลกลับของไอน้ำร้อนหลังจากออกจากอีแวปอเรเตอร์เมื่อถูกนำกลับมาผ่านซ้ำในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็จะทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนดียิ่งขึ้น ขณะที่อุณหภูมิการระเหยสารทำงานในอีแวปอเรเตอร์ควรจะเหมาะสม ซึ่งขึ้นอยู่กับปริมาณการนำน้ำร้อนที่กลับมาใช้ให้ความร้อนอีก

๑.๒.๔) Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery (Lui et. al., 2004)

- ประเด็นที่ศึกษา
 - วิเคราะห์สมรรถนะของระบบ ORC ที่มีผลต่อสารทำงาน ประสิทธิภาพเชิงความร้อน และประสิทธิภาพการนำความร้อนกลับของระบบ

○ สิ่งที่ทำ

- วิเคราะห์และอธิบายผลของสารทำงานและประสิทธิภาพเชิงความร้อนในระบบ ORC จากสารทำงาน ๙ ชนิด ดังนี้ Ethanol, R11, R123, HFE7100, n-Pentane, Benzene, Toluene และ p-Xylene เป็นสารทำงาน
- ตัวแปรที่พิจารณา อุณหภูมิวิกฤต (T_c) อุณหภูมิการระเหยลดลง (T_{RH}) พลังงานความร้อนสัมผัส (RHE) และประสิทธิภาพเชิงความร้อน

○ ผลที่ได้รับ

- ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสารทำงานมีอุณหภูมิวิกฤตที่ไม่ค่อยดี แต่ประสิทธิภาพการนำความร้อนกลับมาใช้สูงสุดจะได้จากอุณหภูมิการระเหยที่เหมาะสมกับอุณหภูมิทางเข้าจากแหล่งความร้อนที่ให้กับระบบและอุณหภูมิตบแน่นที่ต่ำ และจากนี้ประสิทธิภาพการนำความร้อนทั้งกลับคืนรวมสูงสุดมีการเพิ่มขึ้นกับอุณหภูมิทางเข้าของแหล่งความร้อนทั้งที่เพิ่มขึ้นและการใช้สารทำงานที่อุณหภูมิวิกฤตลดลง การใช้แหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิและประสิทธิภาพเชิงความร้อนคงที่ อาจส่งผลให้ค่าเหล่านี้ไม่เหมาะการออกแบบระบบที่สัมพันธ์กับอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงต่อการนำความร้อนทั้งกลับมาใช้งานจริง ซึ่งถือว่าไม่เหมาะสมมากนัก

๑.๒.๕) สรุปผลการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมา

จากการศึกษางานที่ผ่านมา พบว่าได้มีงานวิจัยและพัฒนาการนำพลังงานความร้อนอุณหภูมิต่ำจากแหล่งต่าง ๆ ไม่ว่าจะเป็นความร้อนใต้พิภพ ไอเสียจากเครื่องยนต์ หรือพลังงานแสงอาทิตย์ มาใช้ให้เกิดประโยชน์สูงสุดร่วมกับระบบ ORC ในการเปลี่ยนรูปความร้อนอุณหภูมิต่ำไปเป็นพลังงานคุณภาพสูงอย่างเช่นพลังงานไฟฟ้า ซึ่งถ้าหากสามารถนำความร้อนทิ้งหรือแหล่งอุณหภูมิต่ำกลับมาใช้ได้มากเท่าใดก็จะได้รับประสิทธิภาพระบบสูงขึ้นเท่านั้น ขณะที่กำลังงานสุทธิของระบบจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลและแหล่งความร้อนเพิ่มขึ้น อุณหภูมิที่เข้าและออกทั้งอีแวปอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์มีผลอย่างมากต่อประสิทธิภาพและกำลังงานของระบบ อุณหภูมิแวดล้อมสูงขึ้นจะทำให้ประสิทธิภาพและกำลังที่ได้จะลดลง

๑.๓ วัตถุประสงค์ของการศึกษา (Research objectives)

๑.๓.๑) ศึกษาและประเมินประสิทธิภาพของกังหันภายในระบบ ORC ในการเพิ่มสมรรถนะการเปลี่ยนรูปความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิต่ำเป็นพลังงานไฟฟ้า

๑.๓.๒) ศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อระบบโดยใช้การประเมินตามกฎข้อหนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์เพื่อหาสภาวะการทำงานที่ดีที่สุด

๑.๓.๓) ประเมินผลของอุณหภูมิต่ำและความดันของสารทำงานที่มีต่อประสิทธิภาพรวมของต้นแบบงานวิจัย

๑.๔ ขอบเขตของการศึกษา (Research scopes)

๑.๔.๑) คำนวณแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในวัฏจักรแรงดันสำหรับประเมินสภาพการเปลี่ยนแปลงสถานะสารทำงานภายในระบบและคำนวณตัวแปรที่มีผลต่อวัฏจักรโดยใช้กฎข้อหนึ่งและข้อสองร่วมกับสภาวะย้อนกลับไม่ได้น้อยที่สุดในทางเทอร์โมไดนามิกส์เพื่อหาสภาวะที่เหมาะสมที่สุด

๑.๔.๒) ออกแบบ สร้าง และพัฒนาอุปกรณ์ต้นแบบการทดสอบผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนต่ำโดยใช้สารประกอบอินทรีย์เป็นสารทำงาน

๑.๔.๓) พิจารณาลักษณะการเปลี่ยนรูปพลังงานและการถ่ายโอนความร้อนของสารทำงานในการเปลี่ยนสถานะ (Phase change)

๑.๔.๔) พัฒนาแบบจำลองเชิงตัวเลขจากผลการศึกษาวิจัย

๑.๕ ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

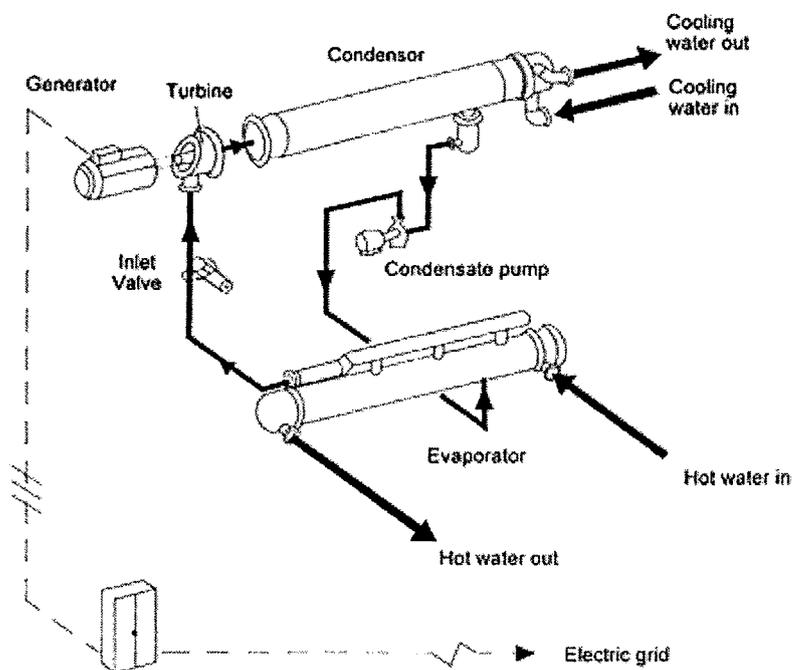
๑.๕.๑) ได้ต้นแบบชุดกังหันกำลังสำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กต้นกำเนิดพลังงานความร้อนอุณหภูมิต่ำ (ต่ำกว่า ๒๐๐ องศาเซลเซียส)

๑.๕.๒) เป็นเครื่องมือในการศึกษาวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์กังหันต้นกำลัง

๑.๕.๓) ได้ต้นแบบตัวอย่างที่แสดงถึงความพยายามออกแบบและพัฒนาอุปกรณ์ชิ้นส่วนเครื่องยนต์กังหันก๊าซเพื่อเป็นรากฐานแห่งการพัฒนาเทคโนโลยีทางด้านนี้ไว้ใช้เองภายในประเทศอย่างยั่งยืน

๑.๖ แนวคิดหลักการเบื้องต้น (Research concept)

หลักการเบื้องต้นวัฏจักรที่จะใช้ในการศึกษาริวิจัย ดังแสดงในรูปที่ ๑.๒



รูปที่ ๑.๒ หลักการทำงานเบื้องต้นของระบบการผลิตไฟฟ้าจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ

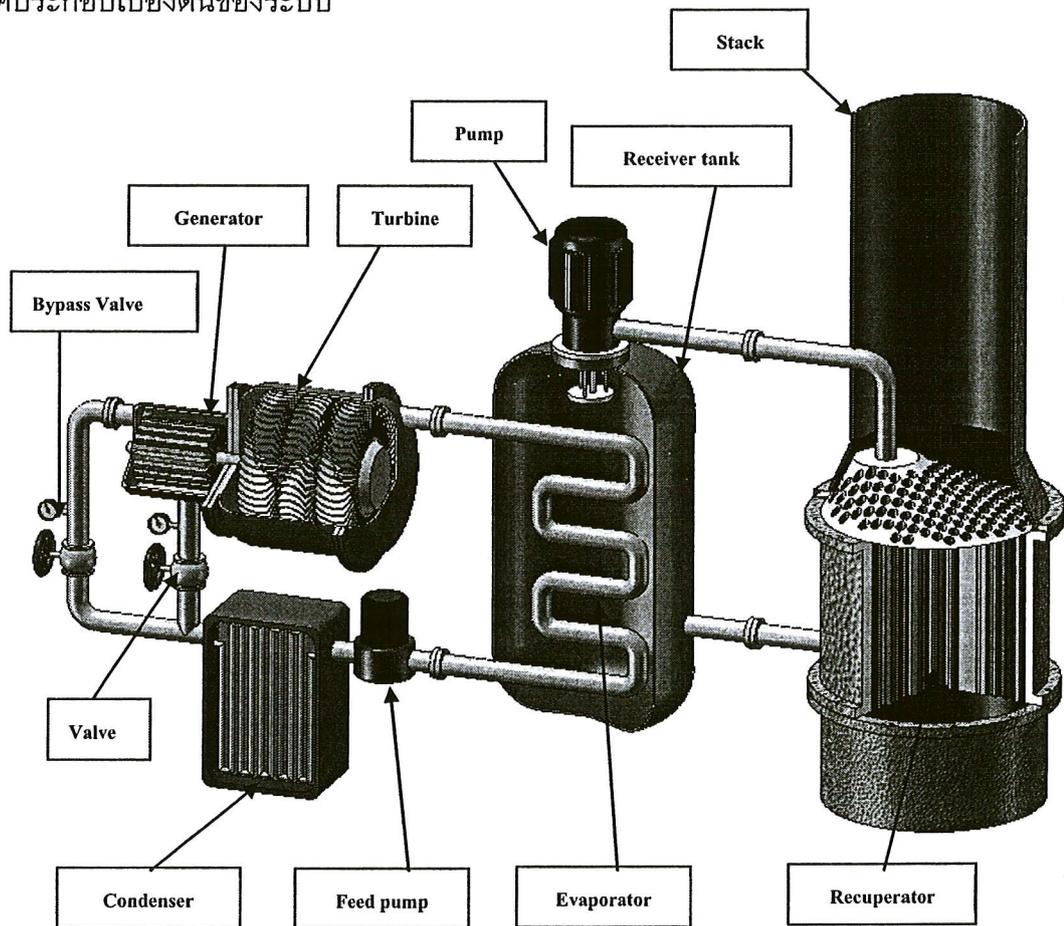
ที่มา: <http://www.energiotech.info/groengas/theorie/orc.htm>

จากรูปที่ ๑.๒ เมื่อความร้อนทั้งจากปล่องเตาเผาจะถูกดูดซับความร้อนโดยฮีลปอเรเตอร์ สารทำงานจะได้รับความร้อนแล้วเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเดือดกลายเป็นไอและถ่ายเทความร้อนให้กับอีกระบบที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า เมื่อสารทำงานถูกถ่ายเทความร้อนสารทำงานในระบบก็จะเกิดการควบแน่นเป็นของเหลวและไหลไปรับเอาพลังงานความร้อนต่อจากปล่องเป็นการครบวัฏจักร และไหลเวียนอย่างนี้ต่อไป

ในวัฏจักรแรงคินที่ใช้สารประกอบอินทรีย์ (ORC) เป็นสารทำงานที่มีจุดเดือดต่ำ เริ่มจากป้อนทำงานของเหลวจะถูกส่งไปยังฮีลปอเรเตอร์เพื่อรับเอาความร้อนจากแหล่งความร้อนที่ถูกถ่ายเทอีกระบบให้กับสารทำงาน เมื่อสารทำงานได้รับความร้อนก็จะเปลี่ยนสถานะจากของเหลว

เดือดกลายเป็นไอร้อน จากนั้นก็จะไหลไปยังกังหันเพื่อเปลี่ยนรูปเป็นพลังงานกลโดยการขยายตัวของสารทำงานในกังหัน สารทำงานที่ออกจากกังหันก็จะถูกควบแน่นโดยคอนเดนเซอร์เพื่อให้เป็นของเหลวแล้วส่งต่อไปยังปั๊ม เป็นการครบวงจรการทำงาน ซึ่งสารทำงานจะมีลักษณะอยู่ในระบบปิด

องค์ประกอบเบื้องต้นของระบบ



รูปที่ ๑.๓ แสดงองค์ประกอบเบื้องต้นของระบบ

อุปกรณ์ประกอบเบื้องต้นของระบบ Organic Rankine Cycle (ORC) ในระบบปิด (Closed circuit) ต้นแบบ ประกอบด้วย

๑. กังหันผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กสามารถต่อเพลากับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า
๒. เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาดเล็กซึ่งต่อรับงานเพลมาจากกังหัน
๓. คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนให้กับสารทำงานเพื่อควบแน่นเป็นของเหลว

๔. อีแวปพอเรเตอร์รับความร้อนให้กับสารทำงานระเหยเป็นไอร้อน
๕. ป้อนของเหลวทำหน้าที่ส่งถ่ายสารทำงานที่เป็นของเหลวให้กับอีแวปพอเรเตอร์
๖. รีคิพเพอร์เรเตอร์รับความร้อนจากก๊าซไอเสียจากปล่องเตาให้กับสารทำงาน
๗. ถังเก็บน้ำร้อนทำหน้าที่เก็บน้ำร้อนที่แลกเปลี่ยนจากรีคิพเพอร์เรเตอร์ไว้

๑.๗ หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

๑.๗.๑ วัฏจักรแรงคินอุดมคติ (Ideal Rankine cycle)

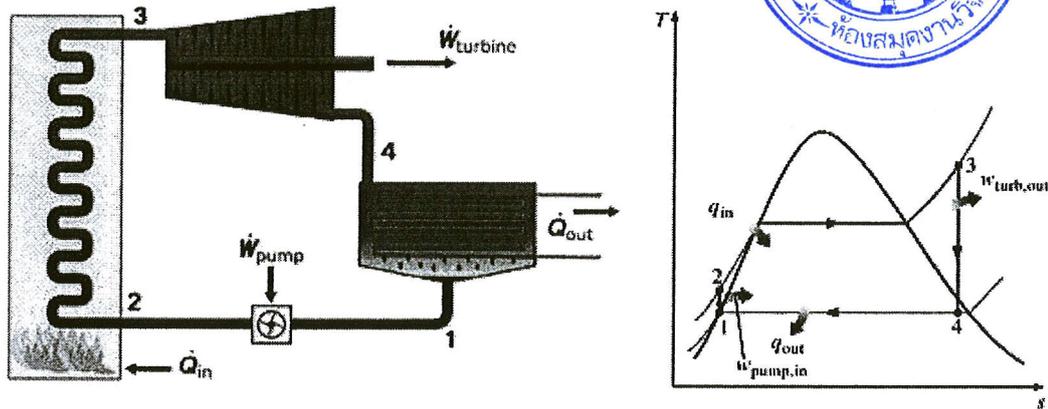
วัฏจักรแรงคิน (Rankine cycle) เป็นวัฏจักรทางความร้อนที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานในระบบของการผลิตไฟฟ้าในโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนทั่วไปและโรงไฟฟ้านิวเคลียร์ อุปกรณ์ที่ใช้ในระบบทั่วไปนั้นจะมีลักษณะอุปกรณ์พื้นฐานคือ หม้อไอน้ำ (Boiler) กังหันไอน้ำ (Steam turbine) คอนเดนเซอร์ (Condenser) และปั๊มน้ำป้อน (Feed pump) มีทั้งหมด ๔ กระบวนการดังแสดงในรูปที่ ๑.๔

กระบวนการ ๑ - ๒ การอัดตัวแบบไอเซนโทรปิกโดยปั๊ม ซึ่งน้ำจากคอนเดนเซอร์จะถูกป้อนเข้าหม้อไอน้ำโดยปั๊มน้ำป้อน

กระบวนการ ๒ - ๓ การให้ความร้อนที่ความดันคงที่ ($P = \text{constant}$) ซึ่งน้ำจะถูกให้ความร้อนภายในหม้อไอน้ำและเดือดกลายเป็นไอร้อนยวดยิ่ง (Superheat vapor) จากก๊าซร้อนในหม้อไอน้ำ ส่งไปยังกังหัน

กระบวนการ ๓ - ๔ การขยายตัวแบบไอเซนโทรปิกในกังหัน ไอร้อนยวดยิ่งจากหม้อไอน้ำจะถูกส่งเข้าและขยายตัวในกังหัน และจะถูกขับเคลื่อนกำเนิดไฟฟ้าแล้วเปลี่ยนรูปงานกลเป็นไฟฟ้า ความดันและอุณหภูมิไอน้ำจะลดลงและไหลออกจากกังหันเข้าไประบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์

กระบวนการ ๔ - ๑ เมื่อน้ำเปลี่ยนจากสถานะไอน้ำกลายเป็นของเหลวแล้วจะไหลกลับไปยังหม้อไอน้ำโดยอาศัยปั๊มน้ำป้อนเป็นการครบวัฏจักร



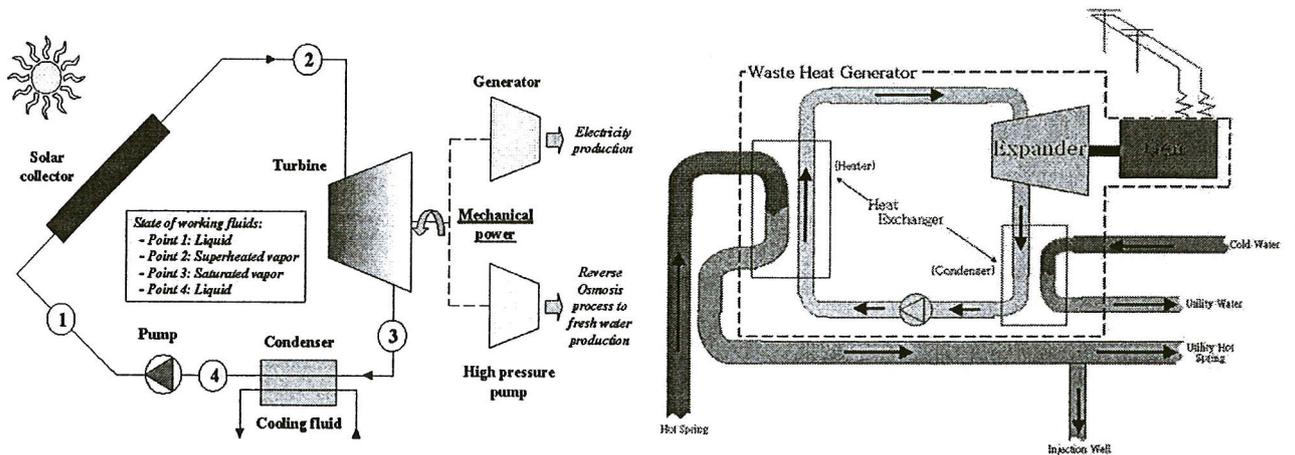
รูปที่ ๑.๔ แผนภาพการทำงานของวัฏจักรแรงคินอย่างง่าย (Cengel, 2002)

ที่มา : <http://www.transpacenergy.com>

๑.๗.๒ วัฏจักรแรงคินที่ใช้สารประกอบอินทรีย์เป็นสารทำงาน (Organic Rankine cycle)

วัฏจักรออร์แกนิกแรงคิน (ORC) มีลักษณะทั่วไปคล้ายกับวัฏจักรแรงคิน (RC) แต่ในความจริงแล้วมีบางสิ่งที่แตกต่างกัน นั่นคือน้ำจะถูกแทนที่ด้วยสารประกอบอินทรีย์ ในหลักการของสารประกอบอินทรีย์ทั้งในสถานะสารบริสุทธิ์หรือของผสมนั้น สามารถใช้ในวัฏจักรออร์แกนิกแรงคินได้ แต่ว่าจำนวนสารต่าง ๆ ที่เหมาะสมนั้นจะมีเกณฑ์การใช้ลดลงเนื่องจากเหตุผลด้านความปลอดภัย ข้อกำหนดด้านสิ่งแวดล้อม เศรษฐศาสตร์ และการจัดหาได้ง่าย สำหรับคุณสมบัติของสารทำงานเหล่านั้น สิ่งที่ต้องพิจารณาสำคัญอย่างยิ่งคือ ความดันและอุณหภูมิวิกฤต น้ำหนักและโครงสร้างโมเลกุลของสารทำงานเป็นต้น ซึ่งตัวแปรเหล่านี้ยอมรับว่ามีผลต่อความเหมาะสมที่จะเป็นสารทำงานได้จะขึ้นอยู่กับระดับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและคอนเดนเซอร์

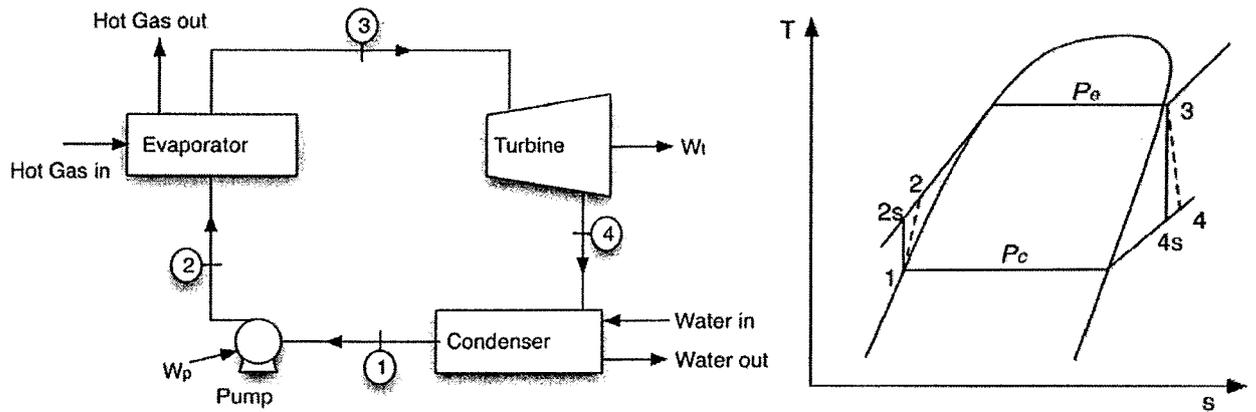
สำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ
ห้องสมุดงานวิจัย
วันที่ 15 ต.ค. 2555
เลขทะเบียน 244816
เลขเรียกหนังสือ



- (ก) พลังงานที่ได้จากแหล่งความร้อนแสงอาทิตย์ (ข) พลังงานที่ได้จากแหล่งความร้อนใต้พิภพ
รูปที่ ๑.๕ แผนภาพการทำงานของวัฏจักรแรงดันที่ใช้สารประกอบอินทรีย์เป็นสารทำงาน
ที่มา : <http://www.pre.ethz.ch/research/projects/?id=powersol>

๑.๗.๒.๑ หลักการเบื้องต้น

ความร้อนของก๊าซร้อนที่จากปล่องเตาเผาหรือหม้อไอน้ำจะถูกถ่ายเทเข้าสู่ฮีทแลปเปอร์เตอร์ ความร้อนจะถูกถ่ายโอนให้กับสารทำงานในระบบ สารทำงานที่หมุนเวียนในระบบจะเป็นระบบปิด (Closed circuit) ซึ่งจะรับเอาความร้อนทำให้อุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้นเดือดกลายเป็นไอร้อนยวดยิ่งที่อุณหภูมิวิกฤตและไหลเข้าสู่แหล่งพลังงานความร้อนในระบบวัฏจักรออร์แกนิกแรงดัน พลังงานความร้อนจากสารทำงานจะถูกถ่ายโอนไปยังสารทำงานในลักษณะเดียวกันกับฮีทแลปเปอร์เตอร์ เมื่อตัวกลางคือไอร้อน ทำให้เกิดไออิมตัวและไหลผ่านไปยังวาล์วเข้าสู่กังหัน สารทำงานจะเกิดการขยายตัวจากไออิมตัวกลายเป็นไอร้อนยวดยิ่งและความร้อนแฝงของไอร้อนจะขยายตัวภายในกังหัน ทำให้เปลี่ยนรูปไปเป็นกำลังงานกลและได้พลังงานไฟฟ้าจากการหมุนของกังหัน ไอร้อนที่ออกจากกังหันจะเข้าคอนเดนเซอร์ซึ่งสารทำงานจะควบแน่นเป็นของเหลว และส่งไปยังปั๊มกลับเป็นการครบวัฏจักร ดังแสดงในรูปที่ ๑.๖



รูปที่ ๑.๖ ลักษณะการทำงานพื้นฐานของระบบ ORC เปลี่ยนรูปเป็นไฟฟ้าอย่างง่าย (Somayaji, 2008)

๑.๗.๒.๒ การทำงานในทางปฏิบัติของระบบ ORC

ในการทำงานตามวัฏจักรกำลังไอจริง (Actual cycle) จะแตกต่างจากวัฏจักรอุดมคติ (Ideal cycle) เนื่องจากผลของสภาวะการผันกลับไม่ได้ (Irreversibilities) ในอุปกรณ์ต่าง ๆ ในระบบ เช่นแรงเสียดทานเนื่องจากการไหล และการสูญเสียความร้อนออกจากระบบ สมการที่ใช้ในการพิจารณาประสิทธิภาพของวัฏจักรและสภาวะการผันกลับไม่ได้ของระบบ ORC จะนำเสนอในรูปแบบทางเทอร์โมไดนามิกส์ โดยมีเงื่อนไขดังนี้

- ก. ระบบเป็นสภาวะคงตัว (Steady state)
- ข. ในระบบไม่มีความดันตกภายในท่ออีแวปอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์
- ค. พิจารณาให้กังหันและปั๊มเป็นแบบไอเซนโทรปิก

ดังนั้นจะพิจารณาองค์ประกอบพื้นฐานของระบบ ORC ในการเปลี่ยนรูปจากความร้อนไปเป็นพลังงานไฟฟ้าแสดงในรูปที่ ๑.๖ โดยประกอบด้วย ๔ กระบวนการคือ

กระบวนการ ๑-๒ คือกระบวนการปั๊มสารทำงานให้กับระบบ (Pumping process)

กระบวนการ ๒-๓ คือกระบวนการเพิ่มความร้อนให้กับสารทำงานที่ความดันคงที่ (Constant-pressure heat addition)

กระบวนการ ๓-๔ คือกระบวนการขยายตัวสารทำงานที่กักตัน (Expansion -process)

กระบวนการ ๔-๑ คือกระบวนการคายความร้อนและกลั่นตัวของสารทำงานที่ความดันคงที่ (Constant-pressure heat rejection)

ในการพิจารณาแต่ละองค์ประกอบของระบบ ORC จะพิจารณาจากกฎข้อหนึ่งและกฎข้อสองในทางเทอร์โมไดนามิกส์ สำหรับประยุกต์ใช้ในการคำนวณงานที่ได้จากกักตัน ความร้อนที่ได้รับและถ่ายเททิ้ง และสภาพการผันกลับไม่ได้ของอุปกรณ์แต่ละตัวภายในระบบ (Somayaji, 2008)

จากกฎข้อหนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์หรือกฎอนุรักษ์พลังงานสำหรับระบบเปิดที่การไหลคงตัว จะได้สมการสมดุลพลังงานของระบบคือ

$$\sum_i E_i + \dot{Q} = \sum_o E_o + \dot{W} \quad (๑)$$

เมื่อ E_i และ E_o คือพลังงานเข้าและออกจากระบบ \dot{Q} คือความร้อนที่ได้รับในระบบ และ \dot{W} คือกำลังงานที่ป้อนให้ระบบ

กฎข้อสองทางเทอร์โมไดนามิกส์ จะพิจารณาอัตราการผันกลับไม่ได้ของอุปกรณ์ในระบบ ที่มีสภาวะการไหลสม่ำเสมอได้ดังนี้ (Somayaji, 2008)

$$\dot{i} = T_o + \frac{dS}{dt} = T_o \dot{m} \left[\sum S_{exit} - \sum S_{inlet} + \left(\frac{dS_{system}}{dt} \right) + \sum_j \frac{q_j}{T_j} \right] \quad (๒)$$

เมื่อ j คือการถ่ายโอนความร้อนของแหล่งอุณหภูมิแตกต่างกันและเทอม

$$\frac{dS}{dt} = 0 \text{ สำหรับสภาวะคงตัว}$$

๑.๓/๒.๓ การวิเคราะห์ระบบปิดที่มีการไหลแบบคงตัวของอุปกรณ์ในวัฏจักร ORC (Somayaji, 2008)

กระบวนการ ๑ - ๒ ปั๊ม (Pump): สารทำงานในสถานะของเหลวไหลออกจากคอนเดนเซอร์ที่จุด ๑ จะถูกปั๊มส่งไปยังอีแวปอเรเตอร์ โดยจะพิจารณาให้ปั๊มเป็นปริมาตรควบคุม จากสมการที่ (๑) สมมติให้ปั๊มมีประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก ดังนั้นสามารถแสดงกำลังงานที่ป้อนให้ปั๊มได้ว่า

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{W}_{p,ideal}}{\eta_p} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_{2s})}{\eta_p} \quad (๓)$$

เมื่อ \dot{W}_p คือกำลังที่ให้กับปั๊ม \dot{m} คืออัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน η_p ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของปั๊ม และ h คือเอนทัลปีของสารทำงานที่เข้าและออกจากปั๊ม

อัตราการผันกลับไม่ได้ของปั๊ม สามารถพิจารณาดังสมการนี้

$$i_p = T_o \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (๔)$$

เมื่อ s_1 และ s_2 คือเอนโทรปีจำเพาะของสารทำงานที่เข้าและออกจากปั๊มในสภาวะจริง ตามลำดับ

กระบวนการ ๒ - ๓ อีแวปอเรเตอร์ (Evaporator): ความร้อนที่อีแวปอเรเตอร์ได้รับจากสารทำงานที่ป้อนโดยปั๊มที่สภาวะทางเข้าและที่ทางออกก่อนเข้ากังหันสามารถแสดงได้ ดังนี้

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (๕)$$

อัตราการผันกลับไม่ได้ของอีแวปอเรเตอร์ สามารถพิจารณาดังสมการนี้

$$i_e = T_o \dot{m} \left[(S_3 - S_2) - \frac{h_3 - h_2}{T_H} \right] \quad (๖)$$

เมื่อ S_2 และ S_3 คือเอนโทรปีจำเพาะของสารทำงานที่เข้าและออกจากอีแวปอเรเตอร์สภาวะการทำงานจริงตามลำดับ และ T_H คืออุณหภูมิของแหล่งพลังงานความร้อนสูง อุณหภูมินี้พิจารณาได้จาก $T_H = T_3 + \Delta T_H$

กระบวนการ ๓ - ๔ กังหัน (Turbine): ไอสารทำงานจากอีแวปอเรเตอร์ที่จุด ๓ ซึ่งมีอุณหภูมิและความดันสูง ขยายตัวผ่านกังหันทำให้เกิดงานกลและไอน้ำนั้นจะไหลผ่านไปยังคอนเดนเซอร์ที่จุด ๔ สำหรับปริมาตรควบคุมของกังหันและสมมติให้กังหันมีประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก กำลังที่ได้จากกังหันแสดงได้ดังสมการ (๗)

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{t,ideal} \eta_t = \dot{m} (h_3 - h_{4s}) \cdot \eta_t \quad (๗)$$

เมื่อ $\dot{W}_{t,ideal}$ คือกำลังที่ได้จากกังหันในอุดมคติ และ η_t ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก ของกังหัน และ h_3 และ h_{4s} คือค่าเอนทัลปีของสารทำงานที่เข้าและออกกังหันในอุดมคติ

อัตราการผันกลับไม่ได้ของกังหัน สามารถพิจารณาดังสมการนี้

$$i_t = T_o \dot{m} (S_4 - S_3) \quad (๘)$$

เมื่อ S_3 และ S_4 คือค่าเอนโทรปีจำเพาะของสารทำงานที่เข้าและออกจากกังหันในสภาวะจริงตามลำดับ

กระบวนการ ๔ - ๑ คอนเดนเซอร์ (Condenser): สารทำงานที่ออกจากกังหัน จะถูกระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ โดยมีสมการคำนวณอัตราการระบายความร้อนที่ ได้ดังนี้

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (๙)$$

อัตราการผันกลับไม่ได้ของคอนเดนเซอร์ สามารถพิจารณาได้ดังนี้

$$i_c = T_o \dot{m} \left[(s_1 - s_4) - \frac{h_1 - h_4}{T_L} \right] \quad (๑๐)$$

เมื่อ s_1 และ s_4 คือค่าเอนโทรปีจำเพาะของสารทำงานที่เข้าและออกคอนเดนเซอร์ ตามลำดับ และ T_L คืออุณหภูมิของแหล่งเก็บอุณหภูมิต่ำ สามารถพิจารณา จาก ความสัมพันธ์ $T_L = T_1 - \Delta T_L$

ประสิทธิภาพของวัฏจักร (Cycle efficiency): ประสิทธิภาพเชิงความร้อน อธิบายเป็นอัตราส่วนระหว่างพลังงานที่ได้รับสุทธิของระบบกับอัตราความร้อนที่อีแวปโปเรเตอร์ได้รับ ให้ตรวจวัดความร้อนทิ้งที่ป้อนให้กับสารทำงานไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์ เปลี่ยนไปเป็นงานสุทธิที่ได้ สามารถแสดงได้ดังนี้

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_t + \dot{W}_p}{\dot{Q}_e} \quad (๑๑)$$

จากสมการข้างต้น สามารถหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนรวมของระบบ ORC โดย นำสมการ (๓) (๕) และ (๙) แทนในสมการ (๑๑) จะสามารถเขียนได้เป็น

$$\eta_{cycle} = \frac{(h_3 - h_{4s})\eta_t + (h_1 - h_{2s})\eta_p^{-1}}{(h_3 - h_2)} \quad (๑๒)$$

๑.๗.๒.๔ อัตราการผันกลับไม่ได้ของระบบ :

อัตราการผันกลับไม่ได้ของระบบ สามารถรวมลงในสมการ (๔) (๖) (๘) และ (๑๐) สามารถแสดงในรูปสมการ (๑๓)

$$i_{cycle} = \sum_j i_j = i_p + i_e + i_t + i_c = T_o \dot{m} \left[-\frac{h_3 - h_2}{T_H} - \frac{h_1 - h_4}{T_L} \right] \quad (๑๓)$$

๑.๗.๒.๕ ประสิทธิภาพตามกฎข้อสองทางเทอร์โมไดนามิกส์ (Second law of thermodynamics efficiency):

หลักการของประสิทธิภาพที่ใช้กันทั่วไป จะเริ่มจากการวิเคราะห์วัฏจักรโดยใช้กฎข้อที่ ๑ ซึ่งเปรียบเทียบจากงานกลที่วัฏจักรผลิตได้กับพลังงานที่ป้อนเข้าระบบเป็นสำคัญ เมื่อใช้กับกระบวนการอะเดียแบต ค่าประสิทธิภาพวัฏจักรจะให้การเปรียบเทียบงานกลส่วนที่เป็นประโยชน์ที่ระบบทำได้กับค่างานกลสูงสุด ดังนั้นประสิทธิภาพของวัฏจักรในกฎข้อสองทางเทอร์โมไดนามิกส์ สามารถคำนวณหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_L}{T_H} \right)} = \frac{(h_3 - h_{4s})\eta_t + (h_1 - h_{2s})\eta_p^{-1} \left(1 - \frac{T_L}{T_H} \right)^{-1}}{(h_3 - h_2)} \quad (๑๔)$$

๑.๗.๓ เครื่องจักรกังหัน (TURBOMACHINERY)

อุปกรณ์พวกเครื่องสูบ (Pump) กังหัน (Turbine) และพัดลม (Fan) เป็นอุปกรณ์ที่มีไว้เพื่อทำหน้าที่เปลี่ยนแปลงระดับพลังงานของของไหลให้สูงขึ้นหรือต่ำลง เช่น เครื่องสูบหรือเครื่องอัดก๊าซ (Compressor) จะทำหน้าที่เพิ่มความดันหรือเอนทัลปีให้กับของไหล แต่ในทางตรงข้าม กังหันจะทำหน้าที่ลดความดันหรือเอนทัลปีของของไหลให้น้อยลง หากเราพิจารณาถึงการทำงานได้โดยอาศัยหลักการของการหมุน ดังนั้นเราจะขอเรียกเครื่องมือเหล่านี้

ว่า เครื่องจักรกังหัน (Turbo-machinery) และงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาเฉพาะอุปกรณ์ที่ทำงานโดยอาศัยหลักของการหมุนในแนวรัศมีเท่านั้น ส่วนอุปกรณ์ที่ทำงานโดยอาศัยหลักการเคลื่อนที่แบบอื่น ๆ เช่น เครื่องสูบแบบลูกสูบ (Piston Pump) เครื่องสูบแบบเกียร์ (Gear Pump) นั้นจะขอยกเว้นไม่นำมาพิจารณาในงานนี้

สำหรับเครื่องจักรกังหันนั้น ถ้าพิจารณาตามลักษณะรูปร่างแล้วจะสามารถแยกออกได้เป็น ๒ ประเภทใหญ่ ๆ คือ ประเภทแรกเป็นเครื่องจักรกังหันที่ทำงานโดยอาศัยการเคลื่อนที่เข้าหรือออกจากจุดศูนย์กลาง (Centrifugal Turbo-machinery) ซึ่งเครื่องจักรแบบนี้ รัศมีทางเข้าและออกของของไหลจะแตกต่างกันอย่างมาก สำหรับเครื่องจักรกังหันแบบนี้ยังสามารถแบ่งออกได้เป็น ๒ ลักษณะ คือ เครื่องสูบซึ่งของไหลจะไหลจากจุดที่มีรัศมีสั้นไปหาจุดที่มีรัศมียาวกว่า และกังหันซึ่งมีการไหลในทิศทางกลับกัน และสำหรับอีกประเภทนั้นเป็นประเภทเครื่องจักรกังหัน ซึ่งอาศัยการไหลของของไหลขนานไปกับแกนของเครื่องจักร (Axial Turbo-machinery) ในบางครั้งเราจะพบเครื่องจักรกังหันบางประเภท ซึ่งทำงานโดยอาศัยหลักการเคลื่อนที่ไม่เหมือนกับประเภทที่สอง แต่ในที่นี้เราจะรวมลักษณะของทั้งสองประเภทเข้าด้วยกัน ซึ่งจะเรียกว่า เครื่องจักรกังหันประเภทที่มีการไหลรวม (Mixed Flow Turbo-machinery)

เครื่องจักรกังหันทุกประเภทที่กล่าวมานั้น ภายในเครื่องจักรจะแยกออกเป็น ๒ ส่วนที่หมุนได้ (Rotating Member) ซึ่งมีชื่อเรียกต่าง ๆ กัน เช่น ตัวโรเตอร์ (Rotor) หรือตัวใบพัด (Impeller) ซึ่งจะทำหน้าที่ขับเคลื่อนหรือออกแรงกระทำบนของไหล และอีกส่วนหนึ่งจะเป็นส่วนอยู่กับที่ (Stationary Member) ซึ่งมีชื่อเรียกต่าง ๆ กัน เช่น ตัวสเตเตอร์ (Stator) ตัวกันหอยหรือตัวหอยโข่ง (Volute) และตัวแพนบังคับทิศทาง (Guide Vane) ซึ่งส่วนที่อยู่กับที่นี้จะทำหน้าที่ตัดของไหลให้ออกจากใบพัดหรือเข้าสู่ใบพัดได้ถูกทาง

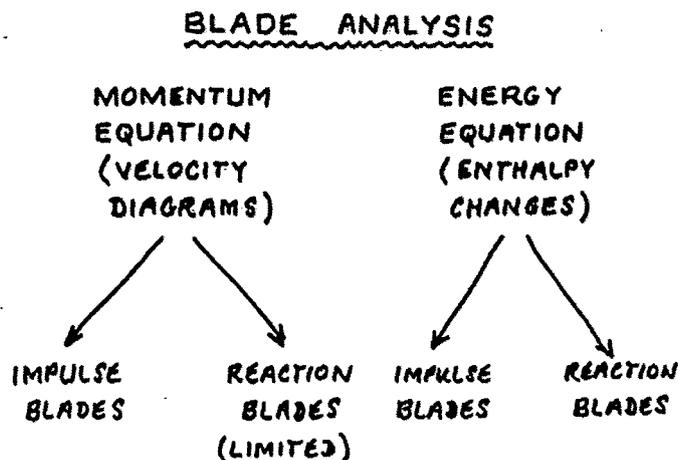
๑.๗.๓.๑ การวิเคราะห์เครื่องจักรกังหัน (Turbo-machinery Analysis)

ในการวิเคราะห์เครื่องจักรกังหันนั้น เนื่องจากงานวิจัยนี้สนใจเฉพาะเครื่องมือที่ทำงานโดยอาศัยหลักของการหมุน ดังนั้นจะนำสมการโมเมนต์ของโมเมนตัมมาประยุกต์ใช้กับงานนี้ คือ

$$\vec{r}\vec{F}_s + \int_{cs} \vec{r}\vec{g}\rho dV + \vec{T}_{shaft} = \frac{\partial}{\partial t} \vec{r}\vec{V}\rho dV + \int_{cv} \vec{r}\vec{V}\rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (๑๕)$$

สมการ ๑๕ เป็นสมการโมเมนต์ของโมเมนตัมที่ประยุกต์จากความสัมพันธ์ระหว่างระบบ (System) กับปริมาตรควบคุม (Control Volume) สำหรับรายละเอียดของสมการสามารถหาเพิ่มเติมได้จากหนังสือกลศาสตร์ของของไหลทั่วไป (ประเสริฐ ฤกษ์เกรียงไกร, ๒๕๔๑)

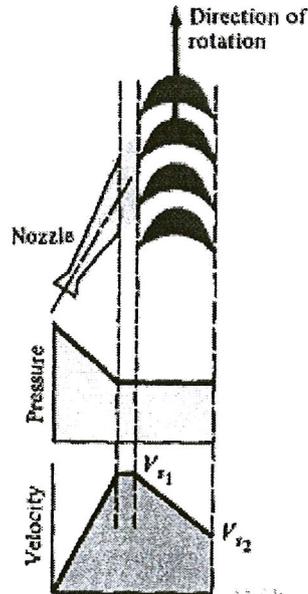
การวิเคราะห์กังหัน สามารถแบ่งได้ตามสมการการวิเคราะห์ คือ กฎการอนุรักษ์โมเมนตัมหรือสมการการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัม และกฎการอนุรักษ์พลังงานหรือสมการการเปลี่ยนแปลงของเอนทัลปี



รูปที่ ๑.๗ แผนผังแนวทางการวิเคราะห์ใบพัดกังหันแบบ Impulse และ Reaction

([http://www.unene.ca/un\)702-2011/index.htm](http://www.unene.ca/un)702-2011/index.htm))

๑.๗.๔ กังหันอิมพัลซ์ (Impulse Turbines)



รูปที่ ๑.๘ อิมพัลซ์เสตจเดี่ยวอุดมคติ กังหัน de Laval (สมาน เสนงาม, ๒๕๔๓)

กังหันอิมพัลซ์ หรือ ชั้นอิมพัลซ์ (Impulse stage - ชุดย่อยของกังหันชุดใหญ่) ได้แก่กังหันที่ใช้ใบพัดอิมพัลซ์ ปรกติสามารถสังเกตได้ง่ายจากการที่มีรูปร่างสมมาตรมุมใบพัดทั้งทางเข้าและทางออกประมาณ ๒๐ องศา และจะใช้ในชั้นไอน้ำความดันสูงซึ่งค่าปริมาตรจำเพาะของไอน้ำต่ำ จึงมีช่องทางเดินไอน้ำเล็กกว่าใบพัดอิมพัลซ์จึงสั้นและมีขนาดเท่ากันตลอดช่วง

กังหันอิมพัลซ์ มีลักษณะสำคัญอย่างหนึ่งคือการลดเอนทาลปี หรือ ความดันเกิดขึ้นทั้งหมดในหัวฉีด (Nozzles) หรือใบตรึง (Fixed blades) ที่ทำหน้าที่เป็นหัวฉีด ส่วนความดันตกในใบพัดเกิดจากแรงเสียดทาน

๑.๗.๔.๑ กังหันอิมพัลซ์เสตจเดี่ยว (Single-stage Impulse Turbines)

กังหันอิมพัลซ์เสตจเดี่ยวหรือชั้นเดี่ยวบางครั้งเรียก De Laval turbine ตามชื่อผู้ประดิษฐ์ประกอบ ด้วยโรเตอร์ที่มีใบพัดอิมพัลซ์ ๑ ชุดและหัวฉีดคอด-ผาย (Convergent - Divergent) ๑ ชุด หรือหลายชุดรอบ ๆ แต่ก็ไม่ได้เต็มทั้งหมดของเส้นรอบวงนั้นคือมีเพียงบางส่วนของใบพัดที่ถูกฉีดพ่นเท่านั้น และหัวฉีดยังใช้ในการควบคุมกังหันโดยการปิดเปิด

บางหัวฉีดผั่งความเร็วแสดงในรูปข้างบนแสดงกระบวนการทั้งหมดของการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วในขณะที่ไอน้ำผ่านหัวฉีดและใบพัดของกังหันอุทกคติความเร็วหรือพลังงานจลน์สูงสุดเกิดขึ้นที่ทางออกหัวฉีด และลดลงจาก V_{s1} เป็น V_{s2} ในใบพัด

๑.๗.๔.๒ กังหันอิมพัลส์ประกอบ (Compounded Impulse Turbines)

เห็นแล้วว่ากังหันอิมพัลส์สเตรคเดี่ยวนั้น มีความเร็วใบพัดที่เหมาะสมประมาณครึ่งหนึ่งของความเร็วไอน้ำ และเนื่องจากความเร็วไอน้ำที่สูงมากเช่น การขยายตัวจาก ๒,๔๐๐ psia ๑,๐๐๐ °F ไปที่ ๑ psia ไอน้ำจะมีความเร็วถึง ๕,๔๐๐ ft/s (๑,๖๔๕ m/s) ทำให้ใบพัดต้องมีความเร็ว ประมาณ ๒,๗๐๐ ft/s (๘๒๐ m/s) ซึ่งเป็นความเร็วที่สูงเกินขีดจำกัดความปลอดภัยของวัสดุ เพราะความเค้นเนื่องจากแรงหนีศูนย์กลางสูงเกินไป นอกจากนี้ไอน้ำที่ความเร็วสูงย่อมมีการสูญเสียจากแรงเสียดทานสูงด้วย (เป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วยกกำลังสอง) ทำให้ประสิทธิภาพกังหันต่ำลง และการทำงานที่ความเร็วสูงต้องมีระบบเพื่อกดความเร็วลงเพื่อขับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ในการแก้ปัญหาดังกล่าว ทำได้โดยการใช้กังหันประกอบหรือกังหันหลายสเตจ มีสองวิธีด้วยกันคือ

กังหันประกอบความเร็ว (Velocity compounded turbine)

กังหันประกอบความดัน (Pressure compounded turbine)

กังหันอิมพัลส์ประกอบความเร็ว (Velocity Compounded Impulse Turbine)

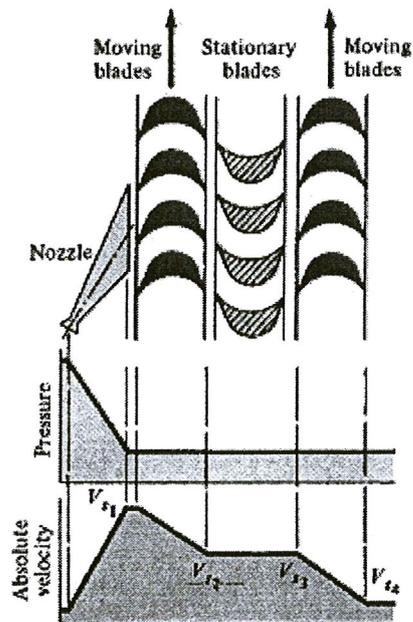
เป็นกังหันที่เสนอโดย C.G. Curtis บางครั้งเรียกว่า กังหันเคอร์ติส ประกอบขึ้นด้วยหัวฉีดหนึ่งชุด แล้วตามด้วยใบพัดเคลื่อนที่ ๒ ชุด แต่คั่นไว้ด้วยใบพัดตรึง ๑ ชุดเพื่อทำหน้าที่ปรับทิศทางการไหลของไอน้ำให้ถูกต้องก่อนเข้าใบพัดชุดหลัง ดังแสดงในรูปที่ ๑.๙ การเปลี่ยนแปลงความดันเป็นความเร็วเกิดครั้งเดียวในขณะที่ไอน้ำผ่านหัวฉีด ไอน้ำเข้าใบพัดชุดแรก V_{s1} ออกเป็น V_{s2} เข้าใบพัดตรึง และออกด้วยความเร็วเท่าเดิม เข้าใบพัดชุดที่สอง V_{s3} ออกเป็น V_{s4}

ผั่งความเร็วของกังหันเคอร์ติส ที่มีแรงเสียดทานแสดงในรูปที่ ๑.๙ และผลจากแรงเสียดทานทำให้ได้ว่า

$$V_{r2} < V_{r1} ; k_{v1} = \frac{V_{r2}}{V_{r1}} \quad (๑๖)$$

$$V_{s3} < V_{s2} ; k_{v2} = \frac{V_{s3}}{V_{s2}} \quad (๑๗)$$

$$V_{r4} < V_{r3} ; k_{v2} = \frac{V_{r4}}{V_{r3}} \quad (๑๘)$$



รูปที่ ๑.๙ กังหันอิมพัลซ์ แบบประกอบความเร็ว อุทมคติ (Curtis) (สมาน เสงงาม, ๒๕๔๓)
 ใช้การวิเคราะห์เช่นเดียวกันกับการวิเคราะห์กังหันสเตจเดียว โดยใช้ทฤษฎีโมเมนตัม หรือ
 กฎข้อที่หนึ่ง จะได้ผลลัพธ์ว่า

$$\dot{W} = \frac{1}{2} \dot{m} [(V_{s1}^2 - V_{s2}^2) - (V_{r2}^2 - V_{r1}^2)] [(V_{s3}^2 - V_{s4}^2) + (V_{r4}^2 - V_{r3}^2)] \quad (๑๙)$$

โดยปริมาณในแต่ละวงเล็บใหญ่ ได้แก่กำลังที่ได้จากแต่ละสเตจนั่นเอง
 ประสิทธิภาพของ กังหันเคอร์ติส

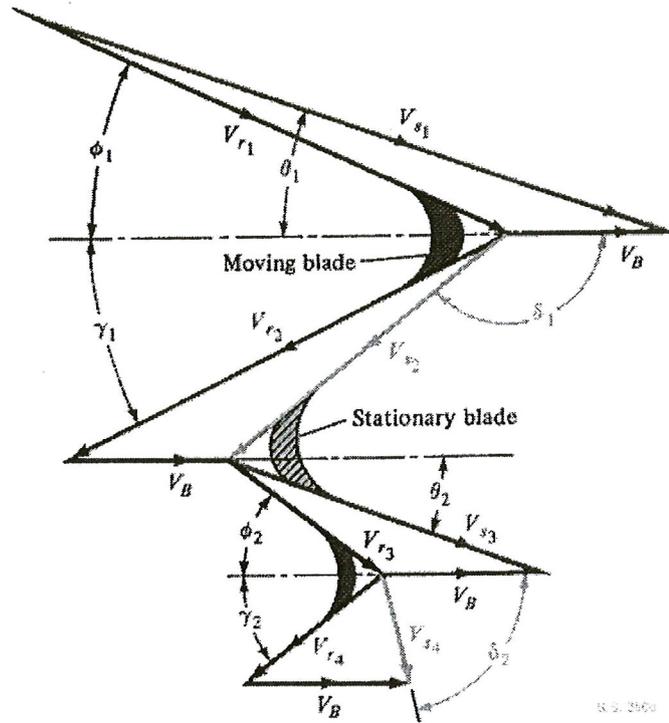
สามารถหาได้จากสมการ (๑๙) ทหารด้วย $\frac{1}{2} mV_{s1}^2$ ส่วนประสิทธิภาพของแต่ละสเตจหาได้จาก กำลังหารด้วยการเปลี่ยนเอนทาลปีแบบอะไดบาติกย้อนกลับได้ของสเตจนั้น แม้ว่ากังหันเคอร์ติสจะมีเพียงใบพัดเคลื่อนที่สองชุด แต่กังหันประกอบความเร็วอาจประกอบด้วยใบพัดเคลื่อนที่ที่ชุดก็ได้ กำลังที่ได้ก็เป็นเช่นสมการ (๑๙) โดยเพิ่มเทอมหลัง ๆ เข้าไป โดยสเตจหลังจะมีมุมใบพัดโตขึ้นและขนาดที่บางลง ดังในรูปที่ (๑๐)

สมการความเร็วที่เหมาะสม ที่วิเคราะห์จากกังหันอุดมคติไร้แรงเสียดทาน ได้ว่า

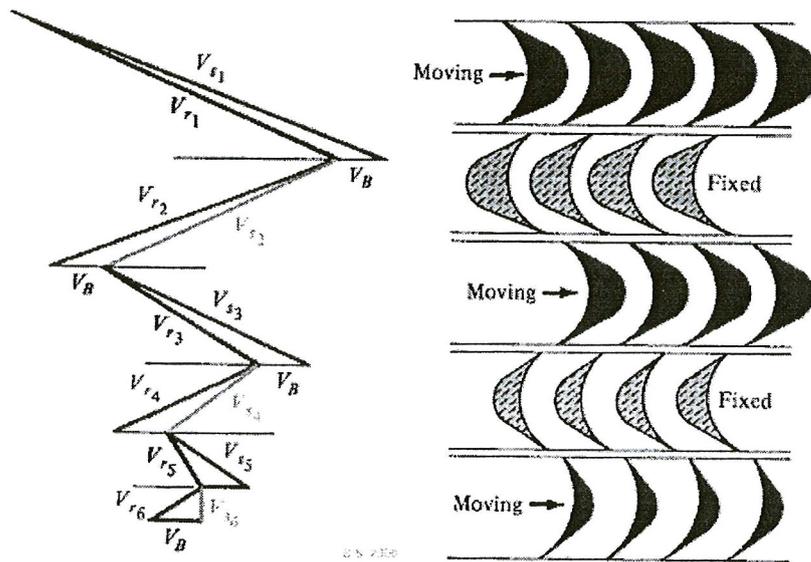
$$V_{B,opt} = \frac{V_{s1} \cos \theta_1}{2n} \quad (๒๐)$$

เมื่อ θ_1 เป็นมุมหัวฉีด และ n เป็นจำนวนสเตจ ความเร็วขาออกสุดท้ายในแกน x มีค่าเป็นศูนย์ (เช่น V_{s1} ในกรณีสามสเตจ) ในกังหันจริงที่มีความเสียดทาน ค่าความเร็วเหมาะสมจะต่ำกว่าเล็กน้อย

สัดส่วนหรืออัตราส่วนกำลังในแต่ละสเตจ จากความดันสูงถึงความดันต่ำ พบว่าในกังหันอุดมคติเคอร์ติส (สองสเตจ) มีค่า ๓:๑ และ ๕:๓:๑ สำหรับสามสเตจ และ ๗:๕:๓:๑ สำหรับสี่สเตจ จุดนี้เป็นข้อเสียของกังหันประกอบความเร็วที่สเตจหลัง ๆ ได้กำลังออกมาน้อย จึงมักใช้เพียงสองสเตจ นอกจากนั้นความเร็วไอน้ำยังมีค่าสูงจึงมีการสูญเสียจากความเสียดทานสูงด้วย



รูปที่ ๑.๑๐ พังความเร็วของ กังหัน Curtis (สมาน เสงงาม, ๒๕๔๓)



รูปที่ ๑.๑๑ พังความเร็วของ กังหันอิมพัลซ์ แบบประกอบความเร็ว ที่มีใบพัดหมุน ๓ แถว (สมาน เสงงาม, ๒๕๔๓)

กังหันอิมพัลซ์ประกอบความดัน (Pressure Compounded Impulse Turbine)

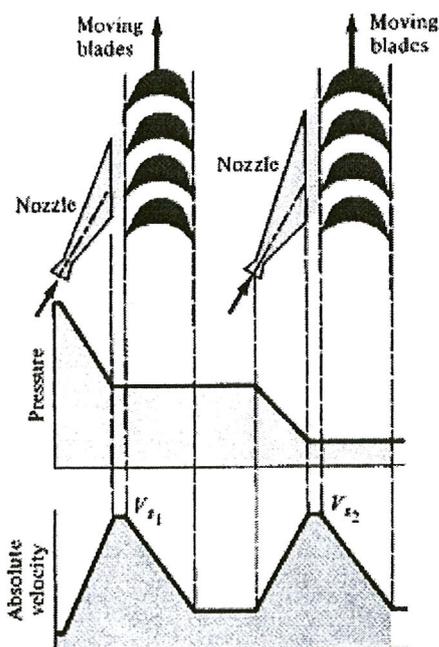
การแก้ปัญหาเรื่องความเร็วไอน้ำที่สูงเกินไปในกังหันสเตจเดียวอีกวิธี คือการแบ่งความดันออกเป็นช่วงย่อย ๆ ในกังหันประกอบที่วางเรียงอนุกรมกัน ซึ่งเรียกว่ากังหันราโตะ (Rateau turbine) ซึ่งเป็นกังหันประกอบความดัน ที่แต่ละสเตจมีความเร็วเท่ากันจากสมการหัวฉีด ที่ไม่คิดความเร็วเดิมของไอน้ำที่ยังเหลืออยู่

$$V_{s1} = V_{s2} = V_{s3} \quad (๒๑)$$

เมื่อ Δh_{tot} เป็นค่าเอนทาลปีทั้งหมดที่ลดลงในกังหัน (ต้องแปลงหน่วย Btu ให้เป็น ft.lb ก่อน) และ n เป็นจำนวนสเตจ

ในรูปที่ ๑.๑๒ แสดงกังหันประกอบความดันสองสเตจ ข้อสังเกต ค่าเอนทาลปีลดลงในแต่ละสเตจเท่ากัน แต่ค่าความดันที่ลดลงจะไม่เท่ากัน

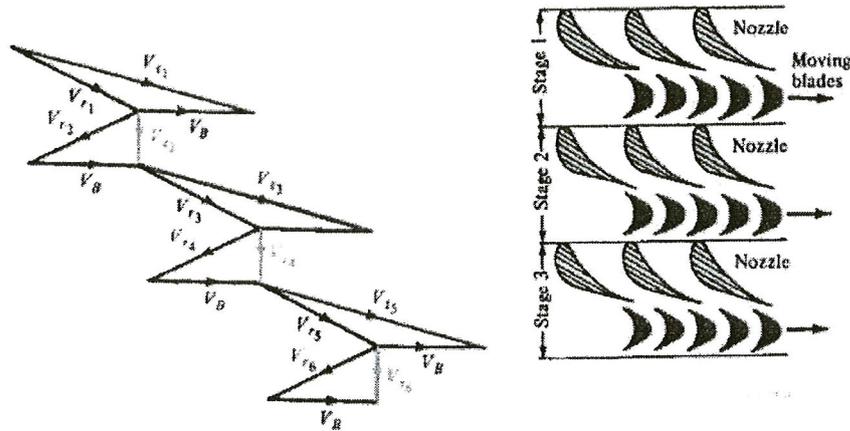
$$V_{s1} = V_{s2} = V_{s3} = \sqrt{\frac{2\Delta h_{tot}}{n}} \quad (๒๒)$$



รูปที่ ๑.๑๒ กังหันอิมพัลซ์ แบบประกอบความดัน สองสเตจ (Rateau) (สมาน เสนงาม, ๒๕๔๓)

ในรูปที่ ๑.๑๓ แสดงผังความเร็วของกังหันประกอบความดันสามสเตจ ที่มีความเสียดทาน ทำให้ $V_{r2} < V_{r1}$ ฯลฯ สามารถใช้สมการคำนวณของกังหันสเตจเดียวที่ละสเตจได้ ข้อสังเกตในการออกแบบจะให้ความเร็วทางออกในแกน x (velocity of whirl) มีค่าเป็นศูนย์ทุกสเตจ และในการคำนวณความเร็วไอน้ำทางเข้าตั้งแต่สเตจที่สอง ต้องนำพลังงานจลน์ของไอน้ำทางออกสเตจที่แล้วมาคำนวณด้วย

กังหันประกอบความดันมีข้อดีที่ใช้ความเร็วไอน้ำต่ำลง ความเร็วใบพัดต่ำลง ลดการสูญเสียจากความเสียดทาน และได้งานแต่ละสเตจเท่า ๆ กัน มีประสิทธิภาพสูง แต่ก็มีข้อเสียที่มีการสูญเสียความดันในชุดหัวฉีด ต้องกันการรั่วไหลของไอน้ำด้วยระบบไดอะแฟรมอย่างดี



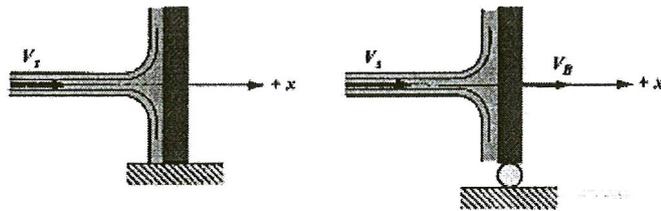
รูปที่ ๑.๑๓ ผังความเร็วของ กังหันอิมพัลส์ แบบประกอบความดัน สามสเตจ (Rateau)

(สมาน เสนงาม, ๒๕๔๓)



๑.๗.๕ หลักการอิมพัลซ์

ใช้ทฤษฎีโมเมนตัม (Momentum equation)



a) Fixed flat plate

b) Moving flat plate

รูปที่ ๑.๑๔ การกระทบของลำของไหล (สมาน เสนงาม, ๒๕๔๓)

แผ่นแบน (Flat plate)

ใบตรึง (Fixed blade)

$$F = \dot{m}(V_s - 0) \quad (๒๓)$$

ใบวิ่ง (Moving blade)

$$F = \dot{m}(V_s - V_B) \quad (๒๔)$$

กำลัง (Power output)

$$\dot{W} = FV_B = \dot{m}V_B(V_s - V_B) \quad (๒๕)$$

ประสิทธิภาพ (Efficiency)

$$\eta_{plate} = \frac{\dot{m}V_B(V_S - V_B)}{\frac{1}{2}\dot{m}V_S^2} = 2 \left[\frac{V_B}{V_S} - \left(\frac{V_B}{V_S}\right)^2 \right] \quad (26)$$

หาค่ากำลังสูงสุด (Maximum power) โดยการ Differentiate สมการกำลังข้างบน
ตามตัวแปร V_B แล้วตั้งค่าให้ $= 0$ และเมื่อ $\frac{dW}{dV_B} = 0$

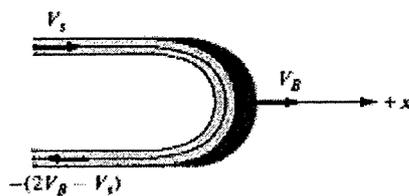
จะได้ $\dot{m}(V_S - 2V_B) = 0 \quad (27)$

ดังนั้น

$$V_{B,opt} = \frac{V_S}{2} \quad (28)$$

จะได้กำลังงานสูงสุดเป็น

$$W'_{max} = \frac{1}{4}\dot{m}V_S^2 \quad (29)$$



รูปที่ ๑.๑๕ การกระทบของลำของไหลบนใบพัดโค้ง ๑๘๐° (สมาน เสนงาม, ๒๕๔๓)

แผ่นโค้ง (Curved plate)

ใบวิ่ง (Moving blade)

$$F = \dot{m}(V_S - (2V_B - V_S)) \quad (30)$$

กำลัง (Power)

$$\dot{W} = FV_B = 2\dot{m}V_B(V_s - V_B) \quad (๓๑)$$

ประสิทธิภาพ (Isentropic efficiency)

$$\eta_b = \frac{\dot{m}V_B(V_s - V_B)}{\frac{1}{2}\dot{m}V_s^2} = 4 \left[\frac{V_B}{V_s} - \left(\frac{V_B}{V_s}\right)^2 \right] \quad (๓๒)$$

หาค่ากำลังสูงสุด (Maximum power) โดยการ Differentiate สมการกำลังข้างบน
ตามตัวแปร V_B แล้วตั้งค่าให้ = 0 หรือ $\frac{d\dot{W}}{dV_B} = 0$

ดังนั้น

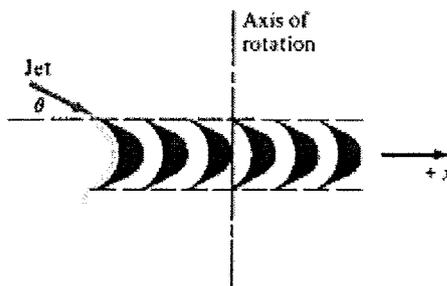
$$V_{B,opt} = \frac{V_s}{2} \quad (๓๓)$$

จะได้กำลังงานสูงสุดเป็น

$$\dot{W}_{max} = \frac{1}{2}\dot{m}V_s^2 \quad (๓๔)$$

นั่นคือ

$$\eta_{max} = 100\% \quad (๓๕)$$



รูปที่ ๑.๑๖ ภาพด้านบนของแฉกใบพัดอิมพัลส์บนกงล้อ (สมาน เสนงาม, ๒๕๔๓)

๑.๗.๖ Velocity Diagram

ใช้สำหรับหาแรงหรือกำลังจากใบพัดกังหันซึ่งอยู่ในทิศทางการเคลื่อนที่ จากสมการโมเมนตัมนั้นจะพบว่ากำลังได้จากอัตราการเปลี่ยนแปลงของโมเมนตัมและโมเมนตัมมีค่าเท่ากับมวลคูณด้วยความเร็ว เมื่อมวลหรืออัตราไหลคงที่การวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงของโมเมนตัมสามารถวิเคราะห์จากการเปลี่ยนแปลงเวกเตอร์ของความเร็วได้โดยตรงในที่นี้

เมื่อ V_{s1} คือ ความเร็วสัมบูรณ์ของของไหลออกจากหัวฉีด (Outlet Nozzle)

V_{s2} คือ ความเร็วสัมบูรณ์ของของไหลออกจากใบพัด

V_B คือ ความเร็วของใบพัด

V_{r1} คือ ความเร็วสัมพัทธ์ของของไหลเข้าใบพัด

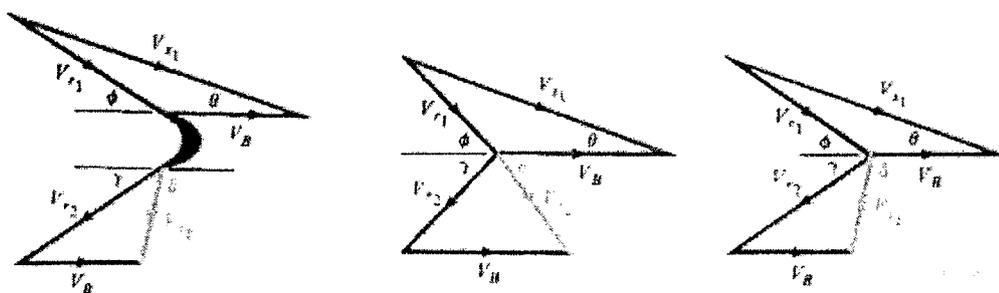
V_{r2} คือ ความเร็วสัมพัทธ์ของของไหลออกจากใบพัด

θ คือ มุมหัวฉีด

ϕ คือ มุมใบพัดขาเข้า

γ คือ มุมใบพัดขาออก

δ คือ มุมของไหลขาออก



รูปที่ ๑.๑๗ ผังความเร็วของใบพัดอิมพัลส์สเตจเดียว (สมาน เสงงาม, ๒๕๔๓)

ใช้หลักการอิมพัลส์-โมเมนตัม หากำลังที่เกิดขึ้น

$$F = m(V_{s1} \cos \theta - V_{s2} \cos \delta) \quad (๓๖)$$

หรือ

$$F = \dot{m}(V_s - (2V_B - V_s)) \quad (๓๓)$$

เมื่อ V_w เป็น Velocity of whirl หรือความเร็วโวน้ำในทิศทางเดียวกับการหมุน

$V_w = V_{s1} \cos \theta$ เป็น Velocity of whirl ขาเข้า

$V_w = V_{s1} \cos \delta$ เป็น Velocity of whirl ขาออก

กำลัง (Power)

$$\dot{W} = \dot{m}V_B(V_{s1} \cos \theta - V_{s2} \cos \delta) \quad (๓๔)$$

ประสิทธิภาพ (Isentropic efficiency)

$$\eta_b = 2 \left[\left(\frac{V_B}{V_{s1}} \right) \cos \theta - \left(\frac{V_B}{V_{s1}} \right) \left(\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \right) \cos \delta \right] \quad (๓๕)$$

ถ้าไม่มีแรงเสียดทาน (Friction) การขยายตัว (Expansion) และการหดตัว (Contraction) ความเร็วสัมพัทธ์จะมีขนาดคงที่ คือ $V_{s1} \cos \theta - V_{s2} \cos \delta$

ดังนั้นเวกเตอร์ความเร็วขาออก แกน x

$$V_{s2} \cos \delta = V_B - (V_{s1} \cos \theta - V_B) = 2V_B - V_{s1} \cos \theta \quad (๔๐)$$

แทนค่าในสมการกำลัง

$$\dot{W} = \dot{m}V_B(V_{s1} \cos \theta - 2(V_B - V_{s1} \cos \theta)) = \dot{m}V_B(V_{s1} \cos \theta - V_B) \quad (๔๑)$$

หาค่ากำลังสูงสุด (Maximum power) โดยการ Differentiate สมการกำลังข้างบนตามตัวแปร V_B แล้วตั้งค่าให้ = 0

ดังนั้น

$$V_{B,opt} = \frac{1}{2}V_{s1}\cos\theta \quad (๔๒)$$

จะได้กำลังงานสูงสุดเป็น

$$\dot{W}_{max} = 2\dot{m}V_{m,opt}^2 \quad (๔๓)$$

นั่นคือ

$$\eta_{b,max} = (\cos\theta)^2 \quad (๔๔)$$

จากกฎข้อที่ ๑ ถ้าไม่มีการถ่ายเทความร้อน และพลังงานศักย์คงที่จะได้ว่า งานได้จากการเปลี่ยนแปลงของเอนทัลปี (Enthalpy) และพลังงานจลน์นั้นคือ

$$\dot{W} = H_1 - H_2 + \frac{1}{2}\dot{m}(V_{s1}^2 - V_{s2}^2) \quad (๔๕)$$

การเปลี่ยนแปลงของเอนทัลปีหาได้จากการเปลี่ยนแปลงของความเร็วสัมพัทธ์ขณะวิ่งในใบพัด กล่าวคือถ้ามีการขยายตัวเอนทัลปีจะเปลี่ยนไปทำให้ความเร็วสัมพัทธ์เพิ่มขึ้นถ้าไม่มีการขยายตัวค่าปริมาตรจำเพาะยังคงเดิมความเร็วสัมพัทธ์ก็ยังคงเท่าเดิมนั่นเองได้ว่า

$$H_1 - H_2 = \frac{1}{2}\dot{m}(V_{r1}^2 - V_{r2}^2) \quad (๔๖)$$

รวมสองสมการเข้าด้วยกัน ได้สมการทั่วไปของกังหันว่า

$$\dot{W} = \frac{1}{2}\dot{m}[(V_{s1}^2 - V_{s2}^2) - (V_{r1}^2 - V_{r2}^2)] \quad (๔๗)$$

เป็นสมการทั่วไปที่ใช้กฎข้อที่ ๑ เข้ามาเสริมในส่วนที่รวมถึงผลของ

- แรงเสียดทาน
- การขยายตัว
- การหดตัว

กรณีที่เป็นกังหันที่มีอิมพัลส์อย่างเดียว (Pure impulse) และไม่มีแรงเสียดทาน

$$H_1 = H_2; V_{r2} = V_{r1}$$

$$\dot{W}_{pure\ impules} = \frac{1}{2} \dot{m} (V_{s1}^2 - V_{s2}^2) \quad (๕๘)$$

ในกรณีมีแรงเสียดทาน (Friction) นิยมแสดงผลของแรงเสียดทานอยู่ในรูปสัมประสิทธิ์ความเร็ว (Velocity coefficient)

$$k_v = \frac{V_{r2}}{V_{r1}} \quad (๕๙)$$

ประสิทธิภาพขั้น (Stage efficiency) เป็นค่าประสิทธิภาพรวมของแต่ละชั้นของกังหันที่ประกอบด้วย หัวฉีด และใบพัดอย่างละชุด

$$\eta_{\Delta H} = \frac{\dot{W}}{\Delta H_s} = \frac{\dot{W}}{\dot{m} \Delta h_s} \quad (๕๐)$$

๑.๓.๓/ แรงบิด (Torque)

แรงบิด คือ แรงพยายามของการหมุน สามารถคำนวณได้จากสูตร

$$T = F \times r \quad (๕๑)$$

เมื่อ T คือ แรงบิด (N.m)

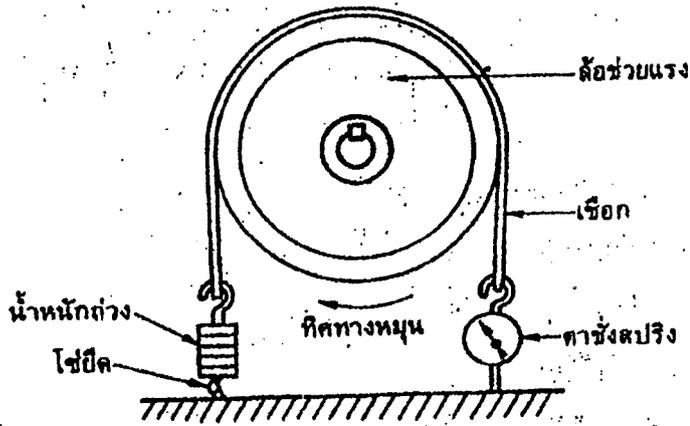
F คือ ค่าของแรงกระทำ (N)

r คือ รัศมีของรอบการหมุนเนื่องจากแรงกระทำ (m)

๑.๓๗.๘ Rope Brake

เป็นไดนาโมมิเตอร์อีกแบบหนึ่ง เครื่องวัดแบบเชือกรัด (rope brake) จะใช้เชือก หรือสายหนัง หรือสายพานพันรอบล้อช่วยแรง ปลายข้างหนึ่งของเชือกต่ออยู่กับตุ้มน้ำหนักโดยที่ปลายตุ้มน้ำหนักมีส่วนที่ยึดติดกับโช้อย่างหลวม ๆ อีกปลายข้างหนึ่งของเชือกจะถูกยึดไว้กับเครื่องชั่ง ดูรูปที่ ๑.๑๘ ประกอบ

ปกติน้ำหนักที่แขวนจะไว้ด้านตรงข้ามกับการหมุนของล้อช่วยแรง การวัดแรงม้าทุกแบบจะต้องการระบายความร้อนด้วยน้ำที่รอบ ๆ ขอบของล้อช่วยแรง ในการหาค่าแรงบิดของเครื่องยนต์



รูปที่ ๑.๑๘ การวัดแรงบิดด้วยวิธี Rope Brake

แรงบิด = แรงเบรคสุทธิ \times รัศมีเฉลี่ย

$$T = (W - S) \times \frac{(D + d)}{2} \quad (๕๒)$$

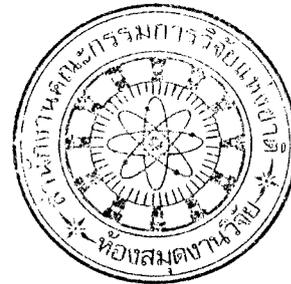
$$BP = 2\pi(W - S) \times \frac{D + d}{2} N \quad (๕๓)$$

กรณีนี้ ϕ เชือกที่ใช้ขนาดเล็กมากเมื่อเปรียบเทียบกับขนาดล้อหมุนจะได้

$$T = (W - S) \times \frac{(D)}{2} \quad (๕๔)$$

$$BP = 2\pi(W - S) \times \frac{D}{2} N \quad (๕๕)$$

- เมื่อ T คือ แรงบิดของเครื่องยนต์ (N, m)
 W คือ น้ำหนักที่แขวนไว้ที่ปลายคาน (N)
 S คือ ค่าที่อ่านได้จากสปริง (N)
 N คือ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ (rev/sec)
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของFlywheel (m)
 d คือ เส้นผ่านศูนย์กลางเชือก (m)
 BP คือ แรงม้าเบรก (watt)



๑.๗.๙ การคำนวณหาขนาดของเพลลา

$$d = \left\{ \frac{16}{\pi} n \left(\frac{2(K_f M)}{S_e} + \frac{[3(K_{fs} T)^2]^{1/2}}{S_{ut}} \right) \right\}^{1/3} \quad (๕๖)$$

$$S_e = 0.5S_{ut} \quad (๕๗)$$

- เมื่อ K_f คือ ตัวประกอบการล้าเนื่องจากการตัด
 K_{fs} คือ ตัวประกอบการล้าเนื่องจากการบิด
 T คือ ทอร์ค (N.m)
 M คือ โมเมนต์ (N.m)
 S_{ut} คือ Ultimate strength (Pa)
 n คือ Safety Factor