



บทที่ 2

ทฤษฎีเครื่องกังหันไอแบบแรงผลัก

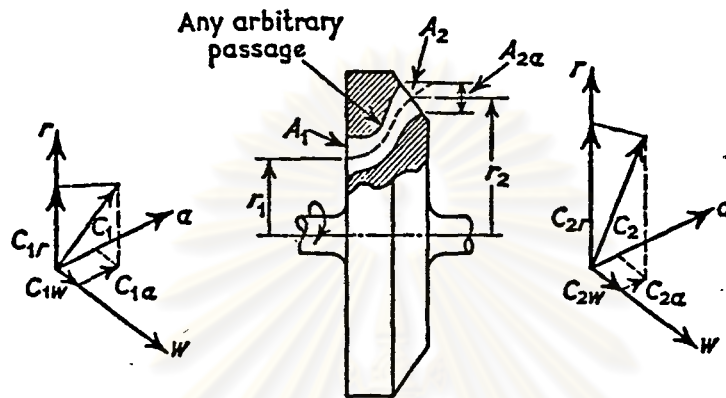
ในบทที่ 1 หัวข้อ 1.1 และ 1.2 ได้กล่าวถึงหลักการงานขึ้นพื้นฐาน ประเภท และชนิดต่าง ๆ ของเครื่องกังหันไอมาแล้ว เนื่องจากในงานวิสัยนี้เกี่ยวข้องกับเครื่องกังหันแบบแรงผลักเท่านั้น ในบทที่ 2 นี้จะกล่าวถึงเฉพาะทฤษฎีของเครื่องกังหันไอแบบแรงผลัก โดยละเอียดดังต่อไปนี้

2.1 การใช้หลักของโมเมนตัมกับการไหลผ่านล้อหมุน (Momentum principles applied to flow through a rotor) (13)

เครื่องกังหันสามารถหมุนได้เมื่อมีของไหลไหลผ่านใบกังหันเพราะเกิดแรงกระทำต่อใบกังหัน แรงที่เกิดขึ้นนี้เป็นผลมาจากการเปลี่ยนแปลงของโมเมนตัม หลักของการเกิดแรงกระทำต่อใบกังหันนี้มีอยู่ 2 หลักการคือ หลักของแรงผลัก (impulse principle) และหลักของแรงดันกลับ (reaction principle) ซึ่งขึ้นอยู่กับรูปร่างของใบกังหันอันจะทำให้ลักษณะอาการของการไหลผ่านต่างกัน ในที่นี้จะกล่าวถึง เฉพาะหลักของการเกิดแรงผลักเท่านั้น เนื่องจากเครื่องกังหันแบบแรงผลักเป็นแบบที่มีใช้กันอย่างกว้างขวางมากกว่าแบบอื่น ๆ แต่ก่อนที่จะกล่าวถึงรายละเอียดเกี่ยวกับหลักของแรงผลักในเครื่องกังหันแบบแรงผลัก จะพิจารณาในกรณีทั่ว ๆ ไปก่อน คือ การไหลของของไหลผ่านช่องทางผ่าน (passage) ในล้อหมุนตามลักษณะดังรูปที่ (2.1) โดยที่ความเร็วสัมบูรณ์ของของไหลมีส่วนประกอบอยู่ในทิศทางของแนวแกนแนวรัศมี และแนวสัมผัสของล้อหมุน ส่วนประกอบในแนวแกนและแนวรัศมีจะใช้สัญลักษณ์เป็น a และ r ตามลำดับ ส่วนประกอบในแนวสัมผัสซึ่งโดยทั่ว ๆ ไปมักจะเรียกว่า ความเร็วหมุนเวียน (velocity of whirl) จะใช้สัญลักษณ์เป็น w ในการวิเคราะห์ผลที่เกิดขึ้นจากการไหลของของไหลผ่านล้อหมุนนี้ เพื่อความง่ายเราจะสมมุติว่า

1. การไหลเป็นแบบสม่ำเสมอ (steady flow) และความเร็วของล้อหมุนสม่ำเสมอ
2. ความเร็วของของไหลที่ทางเข้าและทางออกอยู่ใน 1 เมตร นั่นคือของไหลเข้าสู่ล้อหมุนผ่านพื้นที่ A_1 อย่างสม่ำเสมอที่รัศมีเฉลี่ย r_1 และออกจากล้อหมุนผ่านพื้นที่ A_2 อย่าง

ลู่ผ่าเส้นมอที่รัศมีเฉลี่ย r_2 ซึ่งจะได้ว่าเวกเตอร์อันหนึ่งสามารถใช้แทนอนุภาคทั้งหมดของของไหลที่แต่ละตำแหน่งได้ ให้ความเร็วสัมบูรณ์ที่ทางเข้าและทางออกเป็น C_1 และ C_2 ตามลำดับ



รูปที่ 2.1 แสดงการไหลของของไหลผ่านช่องทางผ่านใด ๆ ในล้อหมุน (13)

จากรูปที่ (2.1) เราจะพิจารณาผลที่ของไหลกระทำต่อล้อหมุน ถ้าการไหลมีอัตราการไหลของมวลอย่างสม่ำเสมอเท่ากับ \dot{m} ซึ่งก็คือ แรงดันในแนวแกน (axial thrust) และแรงบิด (torque) ที่ของไหลกระทำต่อล้อหมุน

2.1.1 แรงดันแนวแกนบนล้อหมุน (Axial thrust on the rotor) จากการใช้กฎการเคลื่อนที่ข้อที่ 2 ของนิวตันกับการไหลของของไหลโดยถือว่าการไหลเป็นแบบสม่ำเสมอ (steady flow) ใน 1 มิติ จะได้ว่า ผลบวกเวกเตอร์ของแรงภายนอกทั้งหมดที่กระทำต่อของไหลในช่องทางผ่านเท่ากับอัตราการเปลี่ยนของโมเมนตัมระหว่างภาคตัดขวางที่ทางเข้าและที่ทางออก ดังนั้น สำหรับส่วนประกอบของแรงและความเร็วในแนวแกน ในกรณีนี้เราจะมี

$$\Sigma F_a = \dot{m}(C_{2a} - C_{1a}) \quad (2.1)$$

ผลบวกเวกเตอร์ ΣF_a อาจแยกออกได้เป็น 2 ส่วน คือ (1) R_a' เท่ากับผลบวกของแรงความดัน (pressure forces) กับแรงเสียดทานเนื่องจากความเสียดทาน (friction

shear forces) ซึ่งผนังของช่องทางผ่านกระทำต่อของไหล (2) แรงสุทธิเนื่องจากความดันไฮโดรสแตติกส์ $(p_1 A_1 - p_2 A_2)_a$ ซึ่งของไหลกระทำต่อพื้นที่ที่ทางเข้าและทางออกในทิศของแนวแกน สัมการข้างต้นก็จะกลายเป็น

$$R'_a + (p_1 A_1 - p_2 A_2)_a = \dot{m}(C_{2a} - C_{1a}) \quad (2.2)$$

เมื่อ R'_a เป็นผลบวกเวกเตอร์ของแรงเนื่องจากความดันกับแรงเสียดทานที่ของไหลกระทำต่อผนังของช่องทางผ่าน ซึ่งจะต้องเท่ากับ $-R'_a$ ดังนั้น แรงในแนวแกนที่ของไหลกระทำต่อล้อหมุน คือ

$$R_a = \dot{m}(C_{1a} - C_{2a}) + (p_1 A_1 - p_2 A_2)_a \quad (2.3)$$

เนื่องจากไม่มีการเคลื่อนที่ในแนวแกนของล้อหมุน แรง R_a จึงไม่ทำให้เกิดงาน มันเพียงแต่ทำให้เกิดแรงรูน (thrust) ในแนวแกนเท่านั้นซึ่งจะต้องมีการรองรับแรงนี้ด้วยแบร์ริงแรงรูน (thrust bearing) ที่เหมาะสม

2.1.2 แรงบิดที่กระทำบนล้อหมุน (Torque exerted on the rotor)

เนื่องจากของไหลอาจจะไม่ไหลตามช่องทางผ่านที่มีรัศมีคงที่ จึงไม่สะดวกที่จะอนุมานแรงบิดจากแรงในแนวสัมผัส (tangential or whirl force) ที่ของไหลกระทำต่อทางผ่านโดยตรง วิธีที่ง่ายกว่าคือ การใช้โมเมนตัมเชิงมุมของโมเมนตัมเชิงมุม (angular momentum) ซึ่งก็คือโมเมนตัมของโมเมนตัม โดยทั่ว ๆ ไป หลักของโมเมนตัมเชิงมุมที่ได้กล่าวไว้ในวิชากลศาสตร์จะมีดังนี้ "อัตราการเปลี่ยนแปลงของโมเมนตัมเชิงมุมของระบบของอนุภาครอบจุดคงที่ จะเท่ากับผลบวกของโมเมนต์ของแรงภายนอกรอบจุดนั้น" ผลบวกของโมเมนต์เหล่านี้ก็คือ แรงบิดที่กระทำต่อระบบภายใต้การเปลี่ยนแปลงของโมเมนตัม จากกรณีในรูปที่ (2.1) เมื่อใช้หลักของโมเมนตัมเชิงมุมกับการไหลผ่านล้อหมุนของของไหล ให้เราพิจารณาระบบที่ประกอบด้วยมวลของของไหลที่อยู่ภายในช่องทางผ่านกับมวลจำนวนน้อย ๆ δm ในช่วงเวลา δt มีมวลจำนวนน้อย ๆ δm เข้าสู่ล้อหมุนผ่านพื้นที่ A_1 ขณะเดียวกันก็มีมวลจำนวน δm เท่ากันออกจากล้อหมุนผ่านพื้นที่ A_2 สำหรับการไหลแบบสม่ำเสมอ โมเมนตัมเชิงมุมของของไหลที่อยู่ภายในช่องทางผ่านจะไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา ดังนั้น โมเมนตัมเชิงมุมที่เปลี่ยนไปทั้งหมดในช่วงเวลา δt จะเท่ากับผลต่างระหว่างโมเมนตัมเชิงมุมของมวล δm ที่ทางเข้าและทางออกนั่นคือ

$$\delta L = \delta m (r_2 C_{2w} - r_1 C_{1w}) \quad (2.4)$$

และอัตราการเปลี่ยนแปลงของโมเมนตัมเชิงมุม

$$\frac{\delta L}{\delta t} = \frac{\delta m}{\delta t} (r_2 C_{2w} - r_1 C_{1w}) \quad (2.5)$$

$$\text{ใน limit } \delta t \rightarrow 0; \quad \frac{dL}{dt} = \frac{dm}{dt} (r_2 C_{2w} - r_1 C_{1w}) \quad (2.6)$$

ซึ่งจะต้องเท่ากับโมเมนตัมรอบแกนของแรงภายนอกทั้งหมดที่ล้อหมุนกระทำต่อของไหล ซึ่งก็คือ แรงบิด (torque) เขียนแทนด้วย τ' และ $\frac{dm}{dt}$ คืออัตราการไหลของมวล เขียนแทนด้วย \dot{m} ดังนั้น

$$\tau' = \dot{m} (r_2 C_{2w} - r_1 C_{1w})$$

จากกฎข้อที่ 3 ของนิวตัน จะได้ตามมว่า แรงบิด τ ที่ของไหลกระทำต่อล้อหมุน เท่ากับ $-\tau'$ นั่นคือ

$$\tau = \dot{m} (r_1 C_{1w} - r_2 C_{2w}) \quad (2.7)$$

ถ้าล้อหมุนมีความเร็วเชิงมุมสม่ำเสมอเท่ากับ ω จะได้ว่าอัตราของการทำงาน ซึ่งก็คือ กำลังงาน

$$P = \tau \omega = \dot{m} \omega (r_1 C_{1w} - r_2 C_{2w})$$

ถ้า U_1 และ U_2 เป็นความเร็วของล้อหมุนที่ทางเข้าและทางออกตามลำดับ จะได้ว่า

$$P = \dot{m} (U_1 C_{1w} - U_2 C_{2w}) \quad (2.8)$$



เมื่อ $r_1 = r_2 = r$ ดังเช่นในเครื่องกังหันแบบไหลตามแกน แรงบิดก็จะเขียนได้ในรูปที่ง่ายขึ้น

$$\tau = \dot{m}(C_{1w} - C_{2w})r \quad (2.9)$$

ในกรณีง่าย ๆ เช่นนี้ สามารถแสดงแรงบิดได้ด้วยแรงที่กระทำในแนวเส้นสัมผัสล้อหมุนที่รัศมี r

$$F_w = \dot{m}(C_{1w} - C_{2w}) \quad (2.10)$$

และจะได้ว่าอัตราการทำงานหรือกำลังงาน

$$P = \dot{m}U (C_{1w} - C_{2w}) \quad (2.11)$$

โดยที่ U คือความเร็วของใบกังหัน (ωr) ของเครื่องกังหันแบบไหลตามแกน

สำหรับส่วนประกอบของความเร็วสัมบูรณ์ในแนวรัศมีของของไหล การเปลี่ยนความเร็วในส่วนประกอบนี้ ตามปกติแล้วจะไม่เกิดแรงสู่ทิศกระทำต่อล้อหมุนถ้าการไหลถูกจัดระเบียบอย่างสมมาตรรอบแกนหมุน นอกจากการไหลไม่สมมาตรรอบแกนหมุนเท่านั้น แต่ก็ไม่มีงานเกิดขึ้นเนื่องจากแรงนี้เพราะไม่มีการเคลื่อนที่ในแนวรัศมี

จากการพิจารณาการไหลผ่านล้อหมุนของของไหลโดยใช้หลักของโมเมนตัม สรุปได้ว่า (14)

1. ส่วนประกอบในแนวเส้นสัมผัสของความเร็วของของไหลเท่านั้นที่เกี่ยวข้องกับแรงบิดหรืองานที่ได้ ส่วนประกอบในแนวแกนและแนวรัศมี เพียงแต่ทำให้เกิดแรงกระทำเท่านั้น ไม่ก่อให้เกิดงานเนื่องจากไม่มีการเคลื่อนที่ในแนวของแรงทั้งสองนี้

2. ในการไหลผ่านล้อหมุนถ้ามีการถ่ายเทความร้อนหรือมีความเสียดทานของของไหล ก็ไม่จำเป็นต้องมีเทอมแก้ไขใด ๆ เนื่องจากผลของมันจะรวมอยู่ในความเร็วที่ทางออกแล้ว

3. เนื่องจากความเร็วที่เข้าและออกเท่ากันที่เกี่ยวข้อง เส้นทางผ่านของของไหล ภายในล้อหมุนจะไม่ทำให้การถ่ายเทพลังงานเปลี่ยนไป ดังนั้นในเครื่องกังหันควรจะออกแบบ ใบกังหันให้มีความเสียดทานต่อการไหลน้อยที่สุด

2.2 การไหลของไอผ่านใบกังหันแบบแรงผลักดัน (Flow of vapour through impulse turbine blades)

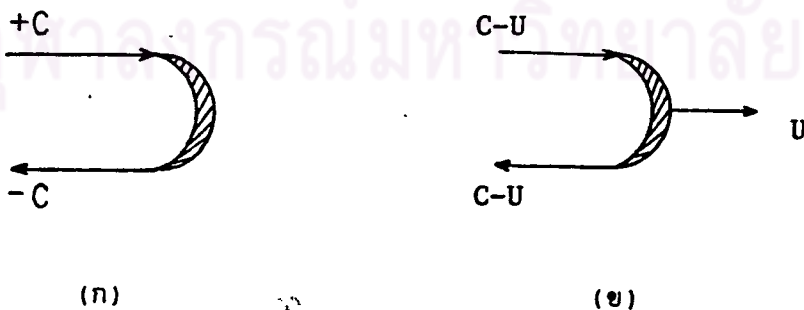
ในเครื่องกังหันแบบแรงผลักดัน ตามปกติแล้วใบกังหันจะมีรูปร่างสมมาตรระหว่าง ซิกซ้ายและซิกขวาของเส้นลากผ่านกึ่งกลางใบ และจะทำหน้าที่เบี่ยงเบนทิศทางของการไหล ของไอเท่านั้น นั่นคือ ไอจะไหลผ่านใบกังหันด้วยอัตราเร็วคงที่เมื่อเทียบกับใบกังหันเมื่อไม่มี ความเสียดทานต่อการไหล พิจารณาในกรณีง่าย ๆ ดังรูปที่ (2.2 ก) ใบกังหันอยู่กับที่ ไอไหลเข้าสู่ใบกังหันด้วยความเร็ว $+C$ และออกจากใบกังหันด้วยความเร็ว $-C$ เพราะความเร็ว ที่เปลี่ยนไปในทิศทางบวก เท่ากับ $-C - C = -2C$ ถ้าการไหลผ่านใบกังหันนี้มีอัตราการไหลของ มวลเท่ากับ \dot{m} ดังนั้นแรงที่ใบกังหันกระทำต่อลำไอที่ไหลผ่าน คือ

$$F = -\dot{m}2C \quad (2.12)$$

หรือแรงที่ไอกระทำต่อใบกังหัน

$$F = \dot{m}2C \quad (2.13)$$

ถ้าใบกังหันติดอยู่บนล้อที่หมุนได้ แรงนี้ก็จะทำให้เกิดการหมุน



รูปที่ 2.2 แสดงการไหลผ่านใบกังหันแบบแรงผลักดัน

(ก) ใบกังหันอยู่นิ่งกับที่

(ข) ใบกังหันเคลื่อนที่ด้วยความเร็ว U

พิจารณาในกรณีที่ใบกังหันเคลื่อนที่ด้วยความเร็ว U ดังแสดงในรูปที่ (2.2 ข) ล้ำไอพุ่งเข้าสู่ใบกังหันด้วยความเร็ว C โดยที่ $U < C$ นั่นคือล้ำไอพุ่งเข้าสู่ใบกังหันด้วยความเร็วสัมพัทธ์ $C - U$ ถ้าถือว่าไม่มีความเสียดทานต่อการไหลล้ำไอจะออกจากใบกังหันด้วยความเร็วสัมพัทธ์ $-(C-U)$ ดังนั้นความเร็วของไอที่เปลี่ยนไป เท่ากับ $-(C-U) - (C-U) = -2(C-U)$ ถ้าการไหลของไอมีอัตราการไหลของมวลเท่ากับ \dot{m} จะได้ว่าแรงที่ใบกังหันกระทำต่อไอ

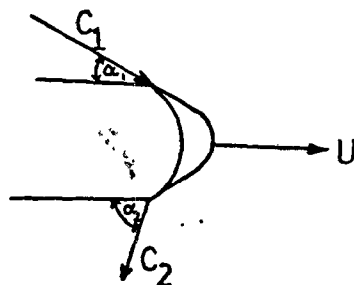
$$F = -2\dot{m}(C-U) \quad (2.14)$$

นั่นคือ แรงที่ไอกระทำต่อใบกังหันในทิศทางของการเคลื่อนที่ คือ

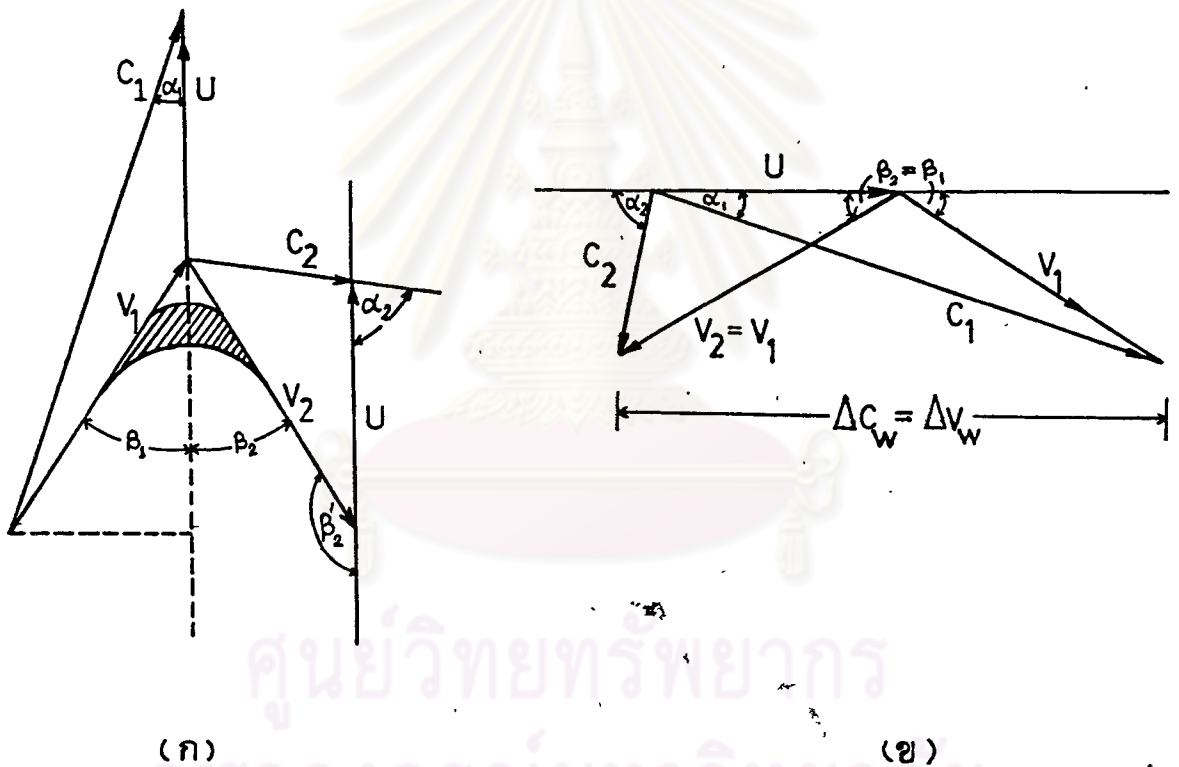
$$F = 2\dot{m}(C-U) \quad (2.15)$$

แต่เนื่องจากในทางปฏิบัติ บนล้อกังหันจะมีใบติดอยู่เป็นจำนวนมากเรียงกันไปรอบวงล้อ

ซึ่งไม่สามารถทำให้ล้ำไอที่ออกจากหัวฉีดพุ่งเข้าสู่ใบกังหันในทิศทางเดียวกับการเคลื่อนที่ของใบกังหันได้ ดังรูปที่ (2.2) หัวฉีดจะต้องทำมุมเอียงกับระนาบของล้อหมุนเล็กน้อย ดังแสดงในรูปที่ (2.3) ล้ำไอพุ่งเข้าสู่ใบกังหันด้วยความเร็ว C_1 ทำมุม α_1 และออกจากใบกังหันด้วยความเร็ว C_2 ทำมุม α_2 ใบกังหันเคลื่อนที่ด้วยความเร็ว U ถ้าสามารถเขียนไดอะแกรมของความเร็วที่เข้าและออกจากใบกังหัน และความเร็วของใบกังหันได้ ก็จะสามารถคำนวณหาแรงบิดและกำลังงานของล้อหมุนได้ แต่อย่างไรก็ตามแรงบิดหรือกำลังงานที่เพลลา (shaft torque or power) จะต่างจากค่าที่คำนวณได้เนื่องจากมีการสูญเสียต่าง ๆ เช่น การสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานของแบร์ริง



2.2.1 ไดอะแกรมความเร็ว (Velocity diagram) เนื่องจากหน้าที่ของ ใบหมุน (moving blade) ก็คือ เปลี่ยนโมเมนตัมของไอที่ไหลผ่านไปเป็นแรงบิดของล้อหมุน ซึ่งนำออกไปใช้งานที่เพลาของเครื่องกังหัน ดังนั้นการวิเคราะห์หาแรงบิดหรือกำลังงานของ เครื่องกังหันจึงวิเคราะห์จากการไหลของไอผ่านใบกังหัน สำหรับการวิเคราะห์ทั่ว ๆ ไป ที่ไม่จำเป็นต้องใช้ความละเอียดมากก็สามารถวิเคราะห์จากไดอะแกรมความเร็วโดยใช้ค่ารัศมีเฉลี่ยและอัตราเร็วเฉลี่ยของใบกังหัน สำหรับการไหลผ่านใบกังหันทั้งหมด (9)



รูปที่ 2.4 ไดอะแกรมความเร็วของเครื่องกังหันแบบแรงผลึกชนิดธรรมดา

รูปที่ 2.4 แสดงไดอะแกรมความเร็วสำหรับขั้น (stage) หนึ่งของเครื่องกังหันแบบแรงผลึก ล้อไอที่ออกจากหัวฉีดพุ่งเข้าสู่ใบกังหันด้วยความเร็ว C_1 ทำมุม α_1 กับระนาบของการหมุน ใบกังหันมีความเร็วในแนวเส้นสัมผัสเท่ากับ U ขณะที่มันหมุนรอบแกนของเครื่องกังหัน ให้ V_1 เป็นความเร็วสัมผัสที่ไอเข้าสู่ใบกังหันทำมุม β_1 กับทิศทางการเคลื่อนที่ของ

ใบกังหัน V_2 เป็นความเร็วสัมพัทธ์ที่ออกจากใบกังหันทำมุม β_2 กับระนาบของการหมุนนั่นคือ V_2 จะทำมุมกับทิศการเคลื่อนที่ของใบกังหันเท่ากับ $\beta_2' = 180^\circ - \beta_2$ มุม β_1 และ β_2 ถูกกำหนดโดยมุมของใบกังหันที่ทางเข้าและทางออก (6) ในเครื่องกังหันแบบแรงผลักดัน ถ้าไม่มีการเปลี่ยนแปลงของความดันของไอในระหว่างทางที่เคลื่อนผ่านใบกังหัน ความเร็วสัมพัทธ์ของไอจะยังคงเท่าเดิม นั่นคือ $V_1 = V_2$ ยกเว้นความเร็วถูกทำให้ลดลงเนื่องจากความเสียดต่อการไหลซึ่งจะได้ว่า $V_2 < V_1$ เมื่อเขียนเวกเตอร์ของความเร็ว U แล้วก็จะสามารถทำให้ไดอะแกรมความเร็วเส้นสัมผัสสมบูรณ์ได้ ซึ่งจะหาได้ว่าความเร็วสัมบูรณ์ของไอที่ออกจากใบกังหันมีขนาด C_2 ทำมุม α_2 กับระนาบของการหมุน ในการไหลของไอน้ำผ่านช่องทางผ่านในใบกังหันความเร็วสัมบูรณ์จะมีขนาดลดลงจาก C_1 เป็น C_2 และทิศทางก็ถูกเปลี่ยนไปด้วย

เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงความเร็วของส่วนประกอบในแนวสัมผัสของการเคลื่อนที่ของใบกังหันเท่านั้นทำให้เกิดแรงผลักระหว่างใบกังหัน ดังนั้นการวิเคราะห์ไดอะแกรมความเร็วหาแรงหรืองานที่กระทำบนใบกังหัน จึงวิเคราะห์จากส่วนประกอบของเวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัส จากไดอะแกรมความเร็วในรูปที่ (2.4) จะเห็นว่าส่วนประกอบในแนวสัมผัสของความเร็วสัมบูรณ์ที่เปลี่ยนไป

$$\Delta C_w = C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2 \quad (2.16)$$

และส่วนประกอบในแนวสัมผัสของความเร็วสัมพัทธ์ที่เปลี่ยนไป

$$\Delta V_w = V_1 \cos \beta_1 + V_2 \cos \beta_2 \quad (2.17)$$

จากไดอะแกรมความเร็วรูปที่ (2.4 ข) ซึ่งเป็นการเขียนสามเหลี่ยมความเร็วที่เข้าและออกจากใบกังหันร่วมกันเพื่อความง่ายที่จะเห็นได้ว่า ผลต่างทางพีชคณิตของ C_{1w} กับ C_{2w} เท่ากับผลต่างทางพีชคณิตของ V_{1w} กับ V_{2w} นั่นคือ $\Delta C_w = \Delta V_w$

จากสมการ (2.10) จะได้ว่า แรงขับที่กระทำต่อใบกังหัน

$$F = \dot{m} \Delta C_w = \dot{m} \Delta V_w$$

$$= \dot{m}(V_1 \cos \beta_1 + V_2 \cos \beta_2) \quad (2.18)$$

$$\text{เกิดแรงบิดที่ล็อกังหัน } \tau = \dot{m} \Delta C_w r = \dot{m} \Delta V_w r \quad (2.19)$$

และจากสมการ (2.11) จะได้ว่า กำลังงานหรืออัตราการทำงานที่กระทำบนใบกังหัน

$$\begin{aligned} P &= \dot{m} U \Delta C_w = \dot{m} U \Delta V_w \\ &= \dot{m} U (V_1 \cos \beta_1 + V_2 \cos \beta_2) \end{aligned} \quad (2.20)$$

สำหรับในกรณีนี้ ใบกังหันเป็นแบบสมมาตรและไม่มีควมเสียดทานต่อการไหล (กรณีที่เป็นเครื่องอุทกคติ) นั่นคือ $\beta_1 = \beta_2$ และ $V_1 = V_2$

$$\text{จากสมการ (2.17) จะได้ว่า } \Delta V_w = 2V_1 \cos \beta_1 \quad (2.21)$$

$$\text{แต่จากไดอะแกรมความเร็ว } V_1 \cos \beta_1 = C_1 \cos \alpha_1 - U \quad (2.22)$$

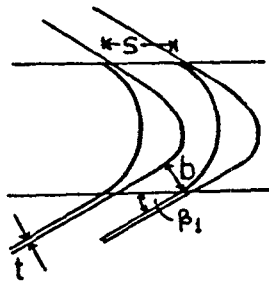
$$\Delta V_w = 2(C_1 \cos \alpha_1 - U) \quad (2.23)$$

$$\text{ดังนั้น แรงขับที่กระทำต่อใบกังหัน } F = 2\dot{m}(C_1 \cos \alpha_1 - U) \quad (2.24)$$

$$\text{เกิดแรงบิด } \tau = 2\dot{m}r(C_1 \cos \alpha_1 - U) \quad (2.25)$$

$$\text{และกำลังงานที่กระทำบนใบกังหัน } P = 2\dot{m}U(C_1 \cos \alpha_1 - U) \quad (2.26)$$

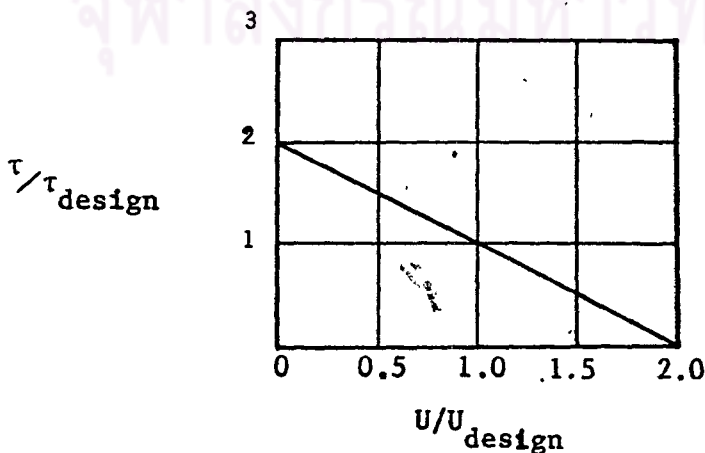
จะเห็นว่า ถ้ามีอัตราการไหลของมวลเท่ากับ 1 กิโลกรัม/วินาที อัตราของการทำงานที่กระทำบนใบกังหัน จะเท่ากับ $2U(C_1 \cos \alpha_1 - U)$ สำหรับความเร็วของไอ C_1 และความเร็วใบกังหัน U ที่กำหนด ก็จะได้เห็นว่า อัตราของการทำงานจะมากที่สุด เมื่อ $\cos \alpha_1 = 1$ (นั่นคือ เมื่อ $\alpha_1 = 0$) แต่เนื่องจากในเครื่องกังหันลม α_1 จะเท่ากับศูนย์ไม่ได้เพราะการไหลของไอมานใบกังหันจะต้องให้ไอเข้าที่ด้านหนึ่งแล้วสัณไถลไปตามความโค้งของใบกังหันไปออกอีกด้านหนึ่ง เมื่อพิจารณาต่อไปจะเห็นว่า เมื่อ α_1 มีค่าเพิ่มขึ้น อัตราการทำงานบนใบกังหันก็จะลดลง แต่พื้นที่วงแหวนของแถวใบกังหันที่ต้องการสำหรับให้มวลจำนวนเท่าเดิมของไอไหลผ่านจะถูกลดลงเนื่องจากส่วนประกอบเวกเตอร์ของความเร็วในแนวแกน ($C_1 \sin \alpha_1$) เพิ่มขึ้น นอกจากนั้นพื้นที่ผิวของใบกังหันจะถูกลดลงเมื่อ α_1 มีค่ามากขึ้น ซึ่งก็จะทำให้ความสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานลดลง จากรูปที่ 2.5 b เป็นความกว้างของช่องผ่านระหว่าง



รูปที่ 2.5 แสดงช่องผ่านระหว่างใบก้านที่ให้อไหลผ่าน

ใบก้านที่ให้อไหลผ่าน, t เป็นความหนาของขอบใบ, $s-t$ เป็นความกว้างของพื้นที่วงแหวนระหว่างใบก้าน ดังนั้นการเลือกมุม α_1 จะต้องอยู่บนพื้นฐานของความต้อการที่ยึดแย้งกันเหล่านี้ ตามปกติค่าของ α_1 จะมีค่าอยู่ระหว่าง $15^\circ - 30^\circ$ (6)

จากสมการ (2.25) จะเห็นว่า สำหรับภาวะที่ทางเข้าสู่ใบก้านคงที่ คือ \dot{m} , C_1 และ α_1 คงที่ แรงบิดจะเป็นฟังก์ชันเชิงเส้นของอัตราเร็วของใบก้าน เมื่อ $U = 0$ จะได้ $\tau = 2\dot{m}rC_1 \cos\alpha_1$ เมื่อ $U = \frac{C_1 \cos\alpha_1}{2}$ จะได้ $\tau = \dot{m}rC_1 \cos\alpha_1$ และเมื่อ $U = C_1 \cos\alpha_1$ จะได้ $\tau = 0$ ซึ่งก็คืออัตราเร็วสูงสุดขณะที่ไม่มีภาระ นั่นคือ แรงบิดจะมีค่าสูงสุดเมื่ออัตราเร็วของใบก้านเท่ากับศูนย์ และจะมีค่าต่ำสุดเท่ากับศูนย์เมื่ออัตราเร็วของใบก้าน $U = C_1 \cos\alpha_1$ โดยที่ $U = \frac{C_1 \cos\alpha_1}{2}$ เป็นเงื่อนไขที่ไข่ออกแบบซึ่งจะให้ประสิทธิภาพในทางทฤษฎีสูงสุด (15) ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับอัตราเร็วของใบก้านของเครื่องก้านแบบแรงผลักดันธรรมดาจะเป็นดังแสดงในรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับอัตราเร็วของใบก้าน

สำหรับในกรณีที่มิใช่ใบหมุน 2 แถว คือเป็นเครื่องกังหันชนิด 2 ชั้นความเร็ว ความเร็วสัมบูรณ์ที่ออกจากใบหมุนแถวแรกด้วยความเร็ว C_2 ทำมุม α_2 กับระนาบของการหมุนเข้าสู่ใบหน้าด้วยมุม α_2 ใบหน้าจะทำหน้าที่ก่สับทิศของล้าไอให้เข้าสู่ใบหมุนแถวที่ 2 ตามปกติใบหน้ามักจะทำให้มีรูปร่างสมมาตร คือ ทำให้มีมุมออก α_3 เท่ากับมุมเข้า α_2 นั่นคือ ล้าไอจะเข้าสู่ใบหมุนแถวที่ 2 ด้วยมุม α_3 และความเร็วสัมบูรณ์ C_3 ถ้าไม่มีความเสียดทานต่อการไหลผ่านใบกังหันแล้วความเร็ว $C_3 = C_2$ มีความเร็วสัมพัทธ์เข้าสู่ใบหมุนแถวที่ 2 เป็น V_3 ทำมุม β_3 แล้วออกจากใบหมุนแถวที่ 2 ด้วยความเร็วสัมบูรณ์ C_4 ทำมุม α_4 และความเร็วสัมพัทธ์ V_4 ทำมุม β_4 เมื่อเขียนไดอะแกรมความเร็วจะเป็นดังรูปที่ 2.7

จากไดอะแกรมความเร็วรูปที่ 2.7 ซึ่งเป็นกรณีที่ $V_1 = V_2$, $\beta_1 = \beta_2$ สำหรับใบหมุนแถวที่ 1 $C_2 = C_3$, $\alpha_2 = \alpha_3$ สำหรับใบหน้า และ $V_3 = V_4$, $\beta_3 = \beta_4$ สำหรับใบหมุนแถวที่ 2 จะสามารถหาแรงขับที่กระทำต่อล้อกังหัน แรงบิดของล้อกังหันและกำลังงานหรืออัตราการทำงานที่กระทำบนใบกังหันทั้งหมดได้ จากการวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงของส่วนประกอบในแนวสัมผัส จะได้ว่ากำลังงานหรืออัตราการทำงานที่กระทำได้

$$\text{สำหรับแถวที่ 1} \quad P_1 = \dot{m}U\Delta V_{w1} \quad (2.27)$$

$$\text{สำหรับแถวที่ 2} \quad P_2 = \dot{m}U\Delta V_{w2} \quad (2.28)$$

$$\text{ดังนั้นกำลังงานทั้งหมดที่กระทำบนล้อกังหัน} \quad P = \dot{m}U(\Delta V_{w1} + \Delta V_{w2}) \quad (2.29)$$

$$\text{จากเงื่อนไขดังกล่าวข้างต้นจะได้ว่า} \quad \Delta V_{w1} + \Delta V_{w2} = 4(C_1 \cos \alpha_1 - 2U) \quad (2.30)$$

$$\text{และ} \quad P = 4\dot{m}U(C_1 \cos \alpha_1 - 2U) \quad (2.31)$$

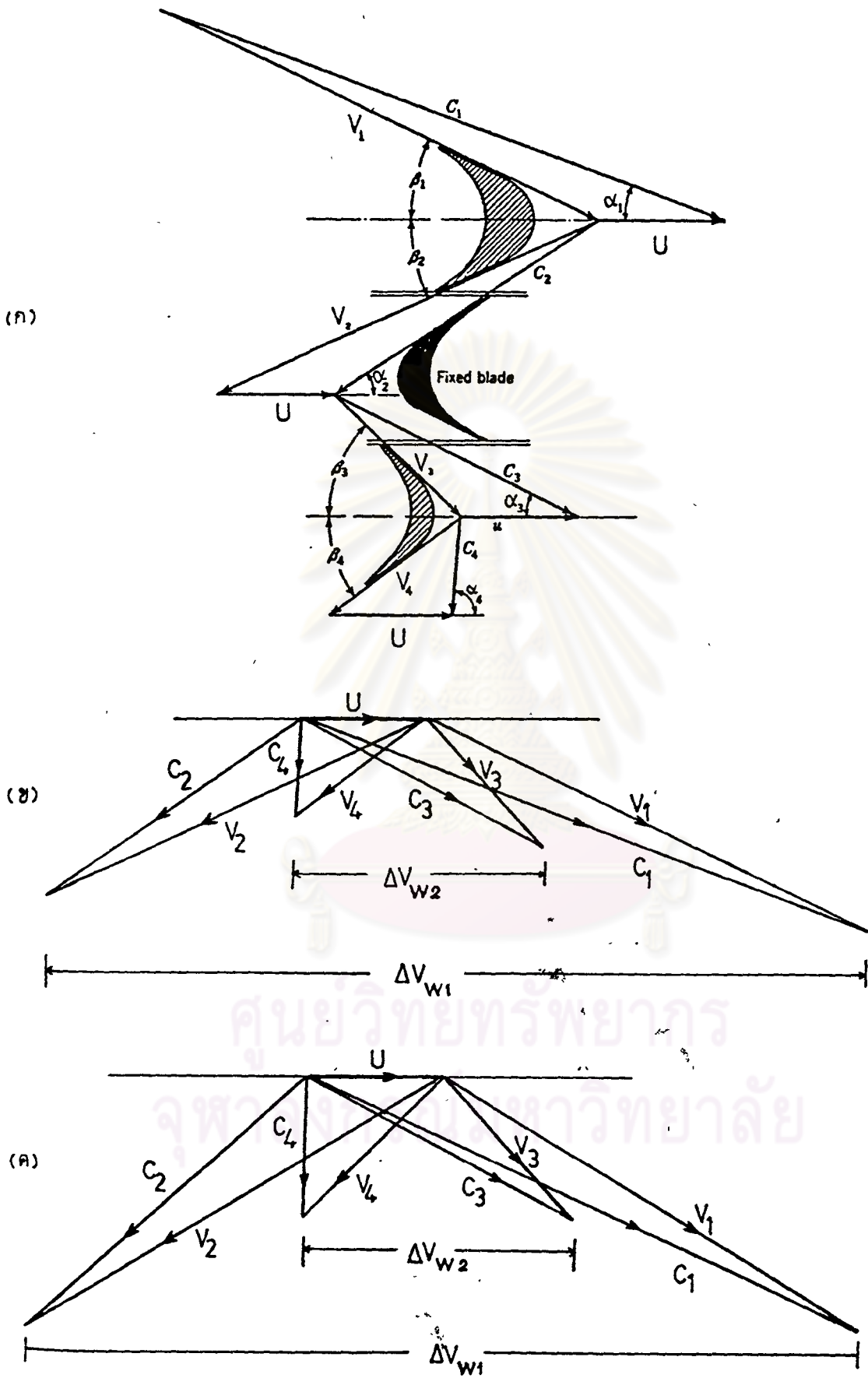
$$\text{สำหรับแรงขับที่กระทำต่อใบหมุนทั้งหมด} \quad F = \dot{m}(\Delta V_{w1} + \Delta V_{w2}) \quad (2.32)$$

$$= 4\dot{m}(C_1 \cos \alpha_1 - 2U) \quad (2.33)$$

$$\text{และแรงบิดของล้อหมุนทั้งหมด} \quad \tau = \dot{m}r(\Delta V_{w1} + \Delta V_{w2}) \quad (2.34)$$

$$= 4\dot{m}r(C_1 \cos \alpha_1 - 2U) \quad (2.35)$$

สำหรับเครื่องกังหันชนิดรวมความดันนั้นความจริงแล้วก็คือเครื่องกังหันที่ประกอบขึ้นจากเครื่องกังหันชนิดแรงผลักดัน (1 ชั้นความเร็ว) มาต่ออนุกรมกันหลาย ๆ ชั้น งานที่ได้จะเท่ากับงานที่เกิดขึ้นในแต่ละชั้นรวมกัน



รูปที่ 2.7 แสดงไดอะแกรมความเร็วสำหรับเครื่องกังหันชนิด 2 ชั้นความเร็ว
 (ก) และ (ข) ในกรณีที่มีใบกังหันมีความเสียดทานต่อการไหล
 (ค) ในกรณีที่มีใบกังหันไม่มีความเสียดทาน

2.2.2 ประสิทธิภาพโตอะแกรม (Diagram efficiency) ในการวิเคราะห์

เครื่องกังหันมีบรรทัดฐานอันหนึ่งที่มีประโยชน์มาก ซึ่งจะบ่งชี้ถึงความบังผลของการเปลี่ยนพลังงานจลน์ไปเป็นงานเชิงกลในชั้น (stage) หนึ่ง คือ ประสิทธิภาพโตอะแกรม η_d (diagram efficiency) ซึ่งบางทีก็เรียกว่า utilization factor ซึ่งนิยามดังนี้ ประสิทธิภาพโตอะแกรม คือ อัตราส่วนระหว่าง งานที่คำนวณได้จากโตอะแกรมความเร็ว (งานที่กระทำบนใบกังหันทางทฤษฎี) ต่อพลังงานจลน์ของของไหลที่เข้าสู่ใบกังหัน

นั่นคือ

$$\eta_d = \frac{\text{งานที่คำนวณได้จากโตอะแกรมความเร็ว}}{\text{พลังงานจลน์ของของไหลที่เข้าสู่ใบกังหัน}}$$

η_d เป็นค่าที่แสดงถึงประสิทธิภาพในทางทฤษฎีของการเปลี่ยนพลังงานจลน์ไปเป็นงาน

จากสมการ (2.26) งานที่คำนวณได้จากโตอะแกรมความเร็วต่อเวลา เท่ากับ $2\dot{m}U (C_1 \cos\alpha_1 - U)$ ซึ่งเป็นกรณีของเครื่องกังหันชนิดแรงผลักรรมาดาแบบอุดมคติ และมีพลังงานจลน์ของไอที่เข้าสู่ใบกังหัน เท่ากับ $\frac{1}{2}\dot{m}C_1^2$ ดังนั้นจะมีประสิทธิภาพโตอะแกรม

$$\eta_d = \frac{2\dot{m}U (C_1 \cos\alpha_1 - U)}{\frac{1}{2}\dot{m}C_1^2} = \frac{4U}{C_1} \left(\cos\alpha_1 - \frac{U}{C_1} \right) \quad (2.36)$$

อัตราส่วน $\frac{U}{C_1}$ เรียกว่า "อัตราส่วนของอัตราเร็วใบกังหัน" (blade speed ratio)

ซึ่งก็คือ อัตราส่วนของอัตราเร็วใบกังหันต่ออัตราเร็วของไอที่เข้าสู่ใบกังหัน บางทีก็เรียก

สั้น ๆ ว่า "อัตราส่วนความเร็ว" (velocity ratio) สำหรับมุมที่ลำไอพุ่งเข้าสู่ใบกังหัน

α_1 มีค่าคงที่ค่าหนึ่ง อัตราส่วนของอัตราเร็วใบกังหันที่เหมาะสมที่ทำให้มีประสิทธิภาพโตอะแกรม

สูงสุด สามารถหาได้โดยการหาอนุพันธ์ (differentiate) สมการ (2.36) เทียบกับ

$$\frac{U}{C_1} \text{ แล้วให้เท่ากับศูนย์ ดังนี้}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{d(\eta_d)}{d\left(\frac{U}{C_1}\right)} &= 4\frac{U}{C_1}(-1) + 4\left(\cos\alpha_1 - \frac{U}{C_1}\right) \\
 &= 4\cos\alpha_1 - 8\frac{U}{C_1} = 0 \\
 \frac{U}{C_1} &= \frac{\cos\alpha_1}{2} \quad (2.37)
 \end{aligned}$$

นั่นคือ ประสิทธิภาพโตอะแกรมสูงสุด

$$\begin{aligned}
 (\eta_d)_{\max} &= \frac{4\cos\alpha_1}{2} \left(\cos\alpha_1 - \frac{\cos\alpha_1}{2}\right) \quad (2.38) \\
 &= \cos^2\alpha_1
 \end{aligned}$$

แทนค่า $\frac{U}{C_1}$ จากสมการ (2.37) ลงในสมการ (2.26) จะได้อัตราการทำงานที่สอดคล้องกับประสิทธิภาพโตอะแกรมสูงสุด นั่นคือ กำลังงานสูงสุดที่ลำโพงจะสามารถทำได้นั้นในเชิงกัน

$$P_{\max} = 2mU^2 \quad (2.39)$$

สำหรับในเครื่องกังหันชนิดรวมความเร็วที่มีใบหมุน 2 แถว หรือเครื่องกังหันเคอร์ติส (1 ชั้น ประกอบด้วยใบหมุน 2 แถว) ด้วยข้อสมมติเช่นเดียวกับในกรณีที่มีใบหมุนแถวเดียวกล่าวคือ ความสัมพันธ์ของใบหมุนและใบนำ และความเร็วสัมพัทธ์ที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงในใบหมุนและใบนำ นั่นคือ $\beta_1 = \beta_2$, $\alpha_2 = \alpha_3$, $\beta_3 = \beta_4$, $V_1 = V_2$, $C_2 = C_3$ และ $V_3 = V_4$ โดยใช้วิธีการเช่นเดียวกับในกรณีที่มีใบหมุนแถวเดียว ก็จะสามารถแสดงได้ว่า สำหรับค่า α_1 ที่กำหนดค่าหนึ่ง ประสิทธิภาพโตอะแกรมจะมีค่ามากที่สุด (6, 11) เมื่อ

$$\frac{U}{C_1} = \frac{\cos\alpha_1}{4} \quad (2.40)$$

ซึ่งในกรณีนี้จะได้ว่า ความเร็ว C_4 ที่ออกจากใบหมุนแถวที่ 2 จะอยู่ในแนวแกนพอดี และค่า $\frac{U}{C_1}$ ที่เหมาะสมนี้ จะทำให้ประสิทธิภาพโตอะแกรมมีค่ามากที่สุดเป็น

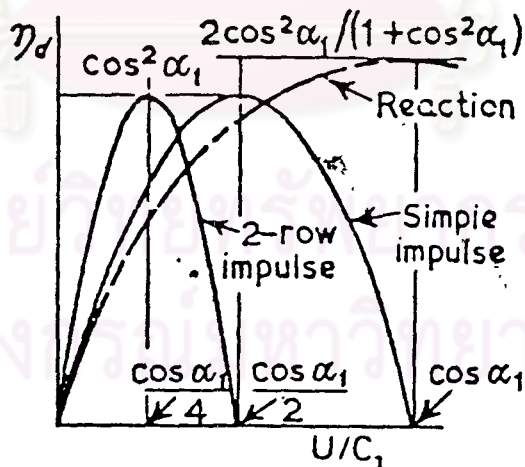
$$(\eta_d)_{\max} = \cos^2\alpha_1 \quad (2.41)$$

และจะทำให้ได้อัตราการทำงานที่สอดคล้องกับประสิทธิภาพโตอะแกรมสูงสุด ซึ่งก็คือกำลังงานสูงสุดที่ลำไอจะสามารถทำได้บนใบกังหัน

$$P_{\max} = 6\dot{m}U^2 + 2\dot{m}U^2 = 8\dot{m}U^2 \quad (2.42)$$

จากการเปรียบเทียบสมการ (2.37) กับ (2.40) จะเห็นว่า สำหรับความเร็ว C_1 และมุม α_1 เท่ากัน อัตราเร็วของใบกังหันชนิด 2 ชั้นความเร็วจะมีค่าเพียงครึ่งหนึ่งของชนิด 1 ชั้นความเร็ว และจากการเปรียบเทียบสมการ (2.39) กับ (2.42) จะเห็นว่า สำหรับอัตราเร็วของใบกังหันที่กำหนดให้ใด ๆ เครื่องกังหันชนิด 2 ชั้นความเร็วสามารถใช้เอนทัลปี (enthalpy drop) ได้มากเป็น 4 เท่าของชนิด 1 ชั้นความเร็ว กล่าวคือ ชนิด 2 ชั้นความเร็วสามารถเปลี่ยนพลังงานจลน์ที่เข้าสู่ใบกังหันไปเป็นงานได้มากเป็น 4 เท่าของชนิด 1 ชั้นความเร็ว โดยมีประสิทธิภาพโตอะแกรมเท่ากัน

การผันแปรของค่าประสิทธิภาพโตอะแกรม η_d เมื่อค่าอัตราส่วน $\frac{U}{C_1}$ เปลี่ยนไปจะมีลักษณะดังรูปที่ (2.8)

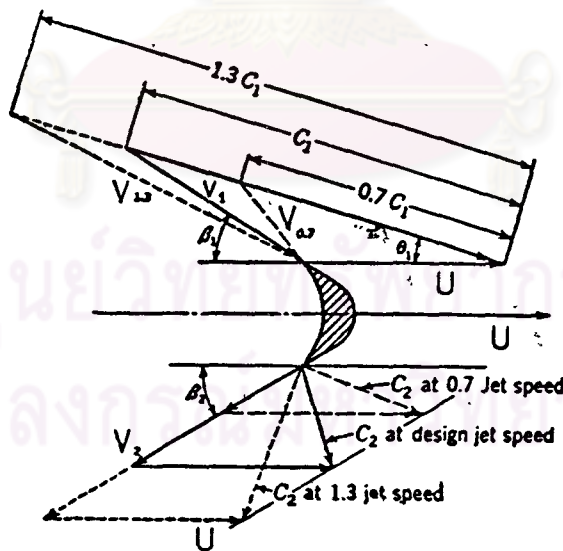


รูปที่ 2.8 แสดงการแปรผันของค่าประสิทธิภาพโตอะแกรมกับอัตราส่วนความเร็ว (11)

อัตราส่วนของความเร็ว $\frac{U}{C_1}$ ที่ทำให้มีประสิทธิภาพโตอะแกรมสูงที่สุดนั้นขึ้นอยู่กับมุม α_1 เช่น ในเครื่องกังหันชนิดธรรมดา จากสมการ (2.37) สำหรับ $\alpha_1 = 20^\circ$ อัตราส่วน $\frac{U}{C_1}$ ที่เหมาะสมที่สุด ควรจะมีค่าประมาณ 0.47 ส่วนในเครื่องกังหันชนิด 2 ชั้นความเร็ว จากสมการ (2.40) สำหรับ $\alpha_1 = 20^\circ$ อัตราส่วน $\frac{U}{C_1}$ ที่เหมาะสมควรจะมีค่าประมาณ 0.23

2.2.3 ผลของอัตราส่วนความเร็วที่มีต่อสมรรถนะของใบกังหัน ในการวิเคราะห์

โตอะแกรมความเร็วนั้นได้ใช้ข้อสมมุติซึ่งเป็นที่ทราบกันโดยปริยายว่าไอจะไหลตามช่องทางผ่านในทิศทางที่ถูกกำหนดโดยมุมของใบกังหัน ซึ่งจะเป็นจริงสำหรับการทำงานภายใต้เงื่อนไขที่ออกแบบแต่จะไม่เป็นจริงตลอดทั้งช่วงของภาวะที่ทำงาน (operating conditions) จากการศึกษารูปที่ 2.9 ซึ่งแสดงผลของการทำงานที่อัตราส่วนความเร็วที่ต่างไปจากอัตราส่วน



รูปที่ 2.9 แสดงผลของลำไอที่เข้าสู่ใบกังหันด้วยความเร็วแตกต่างกัน (9)

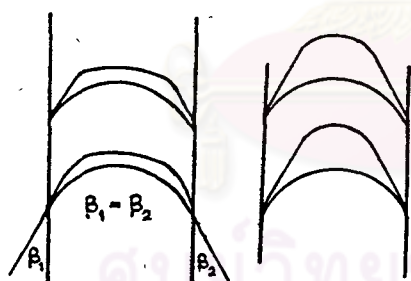
ซึ่งในการออกแบบได้กำหนดไว้สำหรับใบกังหันแบบแรงผลึก เจริญของอัตราเร็วที่ออกแบบไว้ คือ ความเร็วสัมบูรณ์ที่ทางเข้าเป็น C_1 หัวฉีดที่มุม α_1 มุมเข้าของใบกังหัน β_1 และความเร็วสัมพัทธ์ V_1 ในการออกแบบกำหนดเงื่อนไขที่ออกจากใบกังหันด้วยความเร็วสัมพัทธ์ V_2 (ให้เท่ากับ $0.9 V_1$) ด้วยความเร็วสัมบูรณ์ C_2 ซึ่งเป็นผลมาจากความเร็วสัมพัทธ์ ถ้ารูปร่างและอัตราเร็วของใบกังหันยังคงเดิมไม่เปลี่ยนแปลง ขณะที่ความเร็วของลำไอที่เข้าสู่ใบกังหัน ลดลงเหลือเท่ากับ $0.7 C_1$ ก็จะได้เห็นว่าความเร็วสัมพัทธ์ที่เข้า $V_{0.7}$ จะพุ่งชนด้านหลังของใบกังหัน อันเป็นสาเหตุทำให้เกิดแรงหมุนงกระทำต่อใบกังหันนอกเหนือจากการสูญเสียจากการไหลแบบปั่นป่วนที่เนื่องมาจากการกระทบของลำไอกับใบกังหัน ถ้าไอเข้าสู่ใบกังหันด้วยความเร็วเพิ่มขึ้นเป็น 130 เปอร์เซ็นต์ของความเร็วที่ออกแบบ ($1.3 C_1$) ก็จะมีการกระแทก (shock) บางอย่างของการไหลเข้าปรากฏขึ้นและลำไอจะกระทบด้านหน้าของใบกังหันดังที่แสดงให้เห็นโดยทิศทางของ $V_{1.3}$ ส่วนภาวะที่ออกจากใบกังหันนั้นได้แสดงไว้ในไดอะแกรมซึ่งอยู่บนสมมติฐานที่ว่า ความเร็วสัมพัทธ์ที่ทางออกจะเป็นไปตามขอบเขตของช่องทางผ่านและมุมของใบกังหัน ผลของการเปลี่ยนความเร็วที่เข้าสู่ใบกังหันทำให้อัตราส่วนความเร็วเปลี่ยนไป การลดลงของอัตราส่วนความเร็ว ดังเช่นเมื่อความเร็ว C_1 เพิ่มขึ้นเป็น $1.3 C_1$ จะมีผลทำให้เกิดการสูญเสียที่เนื่องมาจากสภาวะของการออกจากใบกังหัน (leaving loss) น้อยกว่าเมื่ออัตราส่วนความเร็วมีค่าเพิ่มขึ้น ดังเช่นเมื่อ C_1 ลดลงเป็น $0.7 C_1$ (7, 16) สภาวะทำนองเดียวกันนี้ก็อาจเกิดขึ้นได้ ถ้าอัตราเร็วของใบกังหันเปลี่ยนไป โดยที่ความเร็ว C_1 คงที่ กล่าวคือ ถ้าอัตราเร็ว U เพิ่มขึ้นก็จะเกิดการพุ่งชนด้านหลังของใบกังหันทำให้เกิดการสูญเสีย เรียกว่าเป็นภาวะที่อัตราเร็วสูงเกิน (overspeeding) แต่ถ้าอัตราเร็ว U ลดลงต่ำกว่าค่าที่ออกแบบไว้ ก็จะเป็นภาวะที่เรียกว่า อัตราเร็วต่ำเกิน (underspeeding)

2.3 ช่องทางผ่านของการไหลในเครื่องกังหันแบบแรงผลึก (Impulse turbine flow passages)

ช่องทางผ่านสำหรับการไหลระหว่างใบกังหันที่อยู่ติดกันนั้นถูกกำหนดโดยรูปร่างของใบกังหัน โดยความสูงของใบกังหันและโดยระยะห่างของใบกังหัน ซึ่งแฟคเตอร์เหล่านี้ต่างก็มี

อิทธิพลต่อการไหลผ่านช่องทางผ่าน ดังเช่น เมื่อระยะห่างลดลง ความเสียดทานผิวต่อการไหล จะเพิ่มขึ้นเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของผิวเสียดสี (rubbing surface) แต่เราก็ไม่สามารถสร้าง กฎที่สมบูรณ์ที่จะกำหนดว่าช่องทางผ่านจะต้องมีรูปร่างอย่างไร

2.3.1 รูปร่างใบกังหัน (blade shape or profile) เนื่องจากในทางทฤษฎีแล้ว จะไม่มีความผันผวนลง เกิดขึ้นในช่องทางผ่านใบกังหันแบบแรงผลึก ดังนั้นจุดประสงค์ของใบกังหัน ก็เพื่อทำให้การไหลมีการเบี่ยงเบนมากที่สุดด้วยประสิทธิภาพสูง การสูญเสียที่เนื่องจากความ เสียดทาน ความปั่นป่วนและการกระแทกในการไหลจะต้องทำให้มีค่าน้อยที่สุด ดังนั้นในแง่ของ การออกแบบและสมรรถภาพของเครื่องกังหันแล้ว รูปร่างของใบกังหันก็เป็นสิ่งสำคัญทั้งนี้ต้อง คำนึงถึงความง่ายในการสร้างและการติดตั้งใบเข้ากับล้อกังหันด้วย รูปร่างของใบกังหันแบบ แรงผลึกอาจจะมีลักษณะเป็นแผ่นโลหะตัดโค้ง ดังแสดงในรูปที่ 2.10 (ก) ใบกังหันชนิดนี้ สร้างง่าย น้ำหนักเบาและติดตั้งง่ายด้วย จากการพิจารณารูปร่างตัดของช่องทางผ่านสำหรับ



(ก)

(ข)

รูปที่ 2.10 แสดงรูปร่างใบกังหันแบบแรงผลึก

การไหลของไอ จะเห็นว่าความกว้างของช่องทางผ่านจากทางเข้าจะเพิ่มขึ้นจนถึงจุดกึ่งกลาง แล้วลดลงจนถึงทางออก ดังนั้นเมื่อลำไอไหลมาถึงส่วนตรงกลางของใบจะเกิดการแตกออก ทำให้เกิดสภาพเอ็ดดี้ (eddy) ขึ้น ซึ่งจะทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานของลำไอ ความสูญเสีย

อันนี้แก้ไขได้โดยทำส่วนตรงกลางของใบกังหันให้หนาขึ้นเติมเนื้อที่ของช่องว่างที่เกิดสภาพเอ็ดดี้ (eddy space) ของชนิดแผ่นโค้ง (16) ดังแสดงในรูปที่ 2.10 (ข) ซึ่งจะทำให้ช่องทางผ่านระหว่างใบกังหันมีความกว้างคงที่ การสร้างใบกังหันชนิดนี้ก็กระทำไม่ยาก ผิวโค้งด้านหน้าและด้านหลังเป็นส่วนโค้งของวงกลม โดยที่ผิวโค้งด้านหน้ามีรัศมีโตกว่าผิวโค้งด้านหลังแล้วลากเส้นสัมผัสส่วนโค้งวงกลมด้านหลังไปยังด้านหน้าของใบดังรูปที่ 2.11 อันเป็นใบกังหันที่มีรูปร่างสมมาตร สำหรับขอบใบจะต้องทำให้บาง ๆ คล้ายคมมีดเพื่อลดการรบกวนต่อการไหลเข้าของไอที่เกิดจากการพุ่งชนขอบใบ ทั้งนี้จะต้องมีความหนาพอที่จะทำให้ใบกังหันนั้นแข็งแรงพอที่จะใช้งานได้ ในทางปฏิบัติใบกังหันอาจจะยึดขอบตรงยาวออกไปอีกที่ทางออกเพื่อควบคุมทิศทางการไหลออกของลำไอให้ดีขึ้น ดังรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.11 แสดงโครงสร้างของใบกังหันแบบแรงผลักดันที่มีรูปร่างสมมาตร

รูปที่ 2.12 แสดงใบกังหันที่มีขอบตรงที่ทางออก

2.3.2 ระยะห่างและความกว้างของใบกังหัน (Blade pitch (s) and

width (y)) (16, 18) ในการหาจำนวนใบกังหันที่สามารถจะมีได้ในล้อกังหันจะต้องพิจารณาถึงปัจจัย 2 อย่าง คือระยะห่างและความกว้าง นอกจากนี้ยังต้องคำนึงถึงความหนาของขอบใบกังหันด้วย ซึ่งจะเห็นได้ชัดว่าถ้ามีจำนวนใบกังหันมากเกินไปก็จะทำให้การสูญเสียเนื่องจาก

ความเสียดทานเพิ่มขึ้น แต่ถ้ามีจำนวนใบกังหันน้อยเกินไปก็จะทำให้ของไหลไหลผ่านไปโดยขาดการเปียงเบนอย่างเต็มที่ ซึ่งจะทำให้ประสิทธิภาพลดลงเนื่องจากการถ่ายโอนพลังงานให้กับล้อหมุนขึ้นอยู่กับขนาดการเปียงเบนของของไหล มันเป็นการยากที่จะสร้างความสัมพันธ์ระหว่างวงล้อ เหล่านี้ทั้งหมด ดังนั้น จำนวนใบกังหันหรือระยะห่างที่เหมาะสมจึงเป็นเรื่องของการหาแบบเอมิไพริคัล (empirical) ซึ่งจากประสบการณ์บ่งชี้ว่าระยะห่างของใบกังหันที่ดีที่สุดเมื่ออัตราส่วนของ ระยะห่าง (s) ต่อความกว้าง (y) คือ $\frac{s}{y}$ จะต้องมีค่าอยู่ระหว่าง 0.5-0.6

สำหรับความกว้าง (y) โดยทั่ว ๆ ไปอาจกล่าวได้ว่า ความกว้างของใบเป็นฟังก์ชันบางอย่างของความสูงของใบและขนาดของความเร็วของของไหลที่เข้าสู่ใบกังหัน ซึ่งจากประสบการณ์พบว่าความกว้างจะต้องไม่น้อยกว่า $\frac{1}{10}$ ถึง $\frac{1}{8}$ ของความสูง (h) และไม้มากกว่า $\frac{1}{3}$ หรือ $\frac{1}{2}$ ของความสูงหรือความกว้างควรจะอยู่ในช่วง 1.0 ถึง 1.7 เท่าของระยะห่าง ในเครื่องกังหันเคอร์ติสความกว้างของใบกังหันจะลดลงตามลำดับจากแถวแรกเนื่องจากความเร็วของของไหลลดลง

2.3.3 ความสูงของใบกังหัน (Blade height, h) (16, 18) ความสูงของใบเป็นฟังก์ชันของพื้นที่วงแหวนทั้งหมดที่ต้องการสำหรับให้ของไหลไหลผ่าน (พื้นที่ที่ตั้งจากกับทิศของการไหล) และพื้นที่วงแหวนก็กลับเป็นฟังก์ชันของอัตราการไหลของมวล ปริมาตร ค่าเฉพาะ และอัตราส่วนความเร็ว จากรูปที่ 2.5 ซึ่งมีความกว้างของช่องทางผ่าน = b, ระยะห่าง = s, ความหนาของขอบใบ = t, และมุมเข้าของใบกังหัน = β_1 จะได้ว่าพื้นที่วงแหวนที่ต้องการสำหรับ 1 ช่องทางผ่านของใบกังหัน

$$a_b = hb = h(s \sin \beta_1 - t) \quad (2.43)$$

พื้นที่วงแหวนที่ต้องการทั้งหมดหาได้โดยคูณสมการ (2.43) ด้วยจำนวนใบกังหันทั้งหมดในแถว จำนวนใบกังหันทั้งหมด n_b ในแถวหนึ่ง สามารถหาได้เมื่อทราบระยะห่าง s ที่วัดตามความยาวเส้นรอบวงที่รัศมีใด ๆ โดยเฉพาะสำหรับ s ที่รัศมีใบกังหันเฉลี่ย r_m

$$\begin{aligned}
 n_b &= \frac{2\pi r_m}{s} \\
 &= \frac{\pi D_m}{s}
 \end{aligned}
 \tag{2.44}$$

โดยที่ s เป็นระยะห่างซึ่งวัดที่ระยะรัศมีเฉลี่ย r_m และระยะ s สามารถปรับได้เพื่อทำให้ค่า n_b เป็นเลขจำนวนเต็ม

$$\begin{aligned}
 \text{ดังนั้นพื้นที่วงแหวนที่ต้องการทั้งหมด } A_b &= n_b a_b \\
 &= \frac{\pi D_m h}{s} (s \sin\beta_1 - t)
 \end{aligned}
 \tag{2.45}$$

สำหรับการไหลเข้าสู่แฉกใบกังหันแบบเต็มพื้นที่วงแหวน (full admission) อัตราการไหลของมวลที่ออกจากหัวฉีดจะผ่านเข้าแฉกใบกังหันทั้งหมด เมื่อทราบปริมาตรจำเพาะ V ความเร็ว (ทั้งความเร็วสัมบูรณ์ C_1 และความเร็วสัมพัทธ์ V_1) ที่เข้าสู่แฉกใบกังหัน ก็จะสามารถหาพื้นที่วงแหวนที่ต้องการทั้งหมดสำหรับการไหลเข้าของของไหลได้

$$A_b = \frac{\dot{m}v}{V_1}
 \tag{2.46}$$

โดย \dot{m} = อัตราการไหลของมวล

จากรูปที่ 2.4 จะเห็นว่าความเร็วในแนวแกน

$$V_1 \sin\beta_1 = C_1 \sin\alpha_1
 \tag{2.47}$$

จะได้ว่า

$$A_b = \frac{\dot{m}v \sin\beta_1}{C_1 \sin\alpha_1}
 \tag{2.48}$$

เมื่อทราบพื้นที่ที่ต้องการก็จะสามารถหาความสูงของใบกังหันที่ต้องการได้

$$h = \frac{\dot{m}sv \sin\beta_1}{\pi D_m (s \sin\beta_1 - t) C_1 \sin\alpha_1}
 \tag{2.49}$$

ตามปกติแล้วในทางปฏิบัติจะสร้างใบกังหันให้สูงกว่าค่าที่คำนวณได้เล็กน้อย เพื่อหลีกเลี่ยงการล้นออกของของไหลที่ไหลผ่านทางฐานฐานก็เช่นเดียวกันจะทำให้เหลือมต่ำลงมาเล็กน้อย อนึ่งในการหาความสูงของใบกังหันนั้นจะต้องใช้ความสูงของหัวฉีดเป็นหลัก กล่าวคือใช้ระยะรัศมีเฉลี่ยของใบกังหันและหัวฉีดเท่ากัน และความยาวหรือความสูงของใบกังหันจะต้องครอบคลุมความสูงของหัวฉีด

ในบางกรณีเช่น ที่ความดันสูง ๆ จะมีปริมาณน้ำเพาะเล็ก หรือในเครื่องกังหันขนาดเล็กต้องการอัตราการไหลของมวลน้อย ถ้ายังคงให้การไหลเข้าสู่ใบกังหันเป็นแบบเต็มพื้นที่วงแหวนแล้วก็จะทำให้หัวฉีดแต่ละอันต้องมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเล็กมาก ซึ่งจากประสบการณ์และการทดลองพบว่า หัวฉีดที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเล็กจะมีประสิทธิภาพน้อยกว่าที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางโตกว่า นอกจากนี้ยังทำให้ใบกังหันมีขนาดสั้นมากอีกด้วยซึ่งจะทำให้การสูญเสียเนื่องจากการไหลผ่านใบกังหันมีสัดส่วนเป็นปริมาณที่มากอันเป็นการทำให้ประสิทธิภาพของใบกังหันลดลง เพื่อหลีกเลี่ยงปัญหานี้จะต้องใช้วิธีให้ของไหลเข้าสู่แฉกใบกังหันเพียงบางส่วน (partial admission) นั่นคือ ใบกังหันทั้งหมดจะไม่ได้รับการไหลจากหัวฉีดตลอดเวลา แต่จะสลับกันเข้ารับการไหล ความสูงของใบกังหันที่มากที่สุดจะถูกจำกัดไว้ด้วยความเค้นของใบกังหันที่เนื่องมาจากแรงหนีศูนย์กลางและการโค้งงอในขณะทำงาน ซึ่งพบว่าความสูงมากที่สุดของใบกังหันแบบแรงผลักดันมีค่าประมาณ 20 เปอร์เซ็นต์ของเส้นผ่าศูนย์กลางเฉลี่ยของวงล้อใบกังหัน

2.3.4 เรขาคณิตของรูปแบบใบกังหันแบบแรงผลักดัน (Geometry of impulse blade profiles) (9, 16) สำหรับใบกังหันที่มีรูปร่างสมมาตรตั้งแสดงในรูปที่ 2.13 (ก) จะเห็นว่าจุดศูนย์กลางความโค้งของด้านหลัง (ด้านหลัง) และด้านหน้า (ด้านเว้า) ของใบที่อยู่ติดกันมีจุดศูนย์กลางร่วมกันซึ่งทำให้ขนาดของช่องทางผ่านมีความกว้างคงที่ จุด 0 เป็นจุดศูนย์กลางความโค้งของผิวด้านหน้า รัศมี r และจุด $0'$ เป็นจุดศูนย์กลางความโค้งของผิวด้านหลังรัศมี r' และเนื่องจากมุม $\beta_1 = \beta_2$ เพราะใบกังหันเป็นแบบสมมาตรมุมเข้าเท่ากับมุมออก จะได้ว่าความกว้างของใบกังหัน



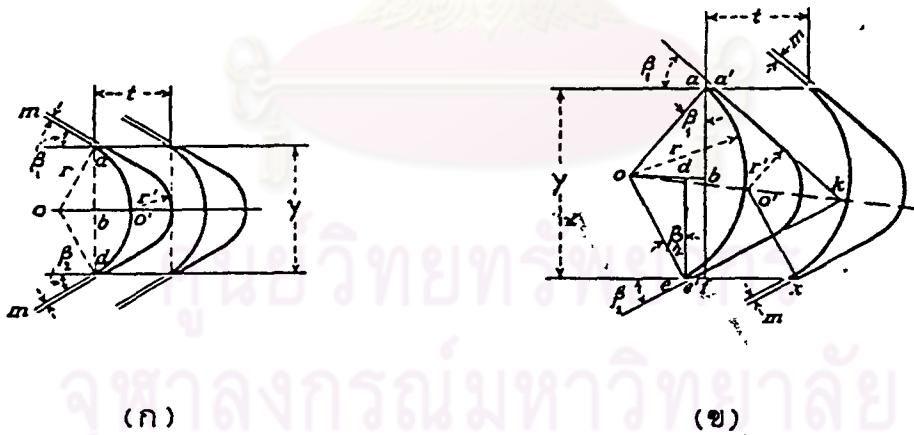
$$\begin{aligned}
 y &= ab + bd \\
 &= 2r \cos\beta_1
 \end{aligned}
 \tag{2.50}$$

ดังนั้น

$$r = \frac{y}{2\cos\beta_1}
 \tag{2.51}$$

สำหรับรัศมีมีความโค้ง r' นั้นจะถูกกำหนดโดยระยะห่างของใบกังหันและความกว้างของช่องทางผ่าน นั่นคือ

$$r' = s - b
 \tag{2.52}$$



รูปที่ 2.13 (ก) แสดงโครงสร้างเรขาคณิตของใบกังหันแบบแรงผลักรัดสมมาตร
 (ข) แสดงโครงสร้างเรขาคณิตของใบกังหันแบบแรงผลักรัดไม่สมมาตร

สำหรับใบกังหันชนิดไม่สมมาตร (unsymmetrical) เนื่องจากโดยทั่วไปในทางปฏิบัติแล้ว การไหลผ่านใบกังหันของไอจะต้องมีความเสียดทานเสมอ เมื่อค่านี้ถึงความเสียดทาน ในการคำนวณด้วยแล้วจะได้ว่ามุมเข้า β_1 จะโตกว่ามุมออก β_2 เสมอ ดังนั้นรูปร่างใบ กังหันจึงไม่เหมือนกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.13 (ข) จะได้ว่ารัศมีความโค้งของผิวด้านหน้า

$$r = \frac{y}{\cos\beta_1 + \cos\beta_2} \quad (2.53)$$

ก่อนที่จะหาจุดศูนย์กลาง O จะต้องทราบตำแหน่งของจุด e ก่อน คือทราบระยะ bd

$$bd = r(\sin\beta_1 - \sin\beta_2) \quad (2.54)$$

เมื่อทราบค่า r ก็จะหาตำแหน่งของจุด O ได้

สำหรับจุดศูนย์กลาง O' นั้นจะต้องหาตำแหน่งของจุด k ก่อน ซึ่งเป็นจุดตัดของเส้นตรงที่เป็นส่วนประกอบด้านหลังของใบตัดกัน ลากเส้นจากจุด x ตั้งฉากกับ ek แล้วเลยไปตัดเส้น ok ที่จุด O' ซึ่งเป็นตำแหน่งจุดศูนย์กลางความโค้งของผิวด้านหลังของใบกังหัน

2.4 หลักการออกแบบเครื่องกังหันไอ (18)

ในการออกแบบเครื่องกังหันไอนั้น ขั้นแรกจะต้องทำการตัดสินใจเลือกชนิดของ เครื่องกังหันก่อนว่าจะเป็นชนิดรวมความดัน, รวมความเร็ว หรือแรงดันกลับ ขั้นที่สองจะต้อง เลือกว่าจะให้เป็นเครื่องกังหันแบบขั้นเดียว (single-stage turbine) ซึ่งน่าจะมีประสิทธิภาพ ต่ำหรือจะเป็นแบบหลายขั้น (multistage turbine) ซึ่งมีประสิทธิภาพสูงกว่า เมื่อเลือก ชนิดของเครื่องกังหันได้แล้วก็จะสามารถเลือกค่าอัตราส่วนของอัตราเร็วใบกังหัน $\frac{U}{C_1}$ ที่ จะทำให้มีประสิทธิภาพมากที่สุดตามเหตุผลอันสมควร ขั้นต่อไปจะต้องกำหนดอัตราเร็วใบกังหัน (U) จากอัตราเร็วรอบหมุนของ เครื่องกังหันตามที่ต้องการสำหรับขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหรือ

ขนาดเครื่องกังหันที่กำหนด ซึ่งในทางปฏิบัติแล้วอัตราเร็วใบกังหันสูงสุดจะถูกจำกัดอยู่ที่ค่าประมาณ 420 เมตร/วินาที (6) จากความดันไอที่เครื่องกังหันจะใช้ทำงานสามารถหาความเร็วของไอ (C_1) ที่ออกจากหัวฉีดได้ ซึ่งจะทำให้สามารถคำนวณหาอัตราไหลของมวลที่เครื่องกังหันจะต้องใช้เพื่อผลิตกำลังงานออกมาตามที่ต้องการ จากการพิจารณาตัดสินในขั้นต้นนี้แล้วก็จะสามารถดำเนินการออกแบบในรายละเอียดตามวัตถุประสงค์ต่อไปได้

ตามปกติแล้วการคำนวณออกแบบจะใช้ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเฉลี่ยของวงล้อใบกังหันหรือความสูงเฉลี่ยของใบกังหันในการคำนวณแล้วจึงปรับให้เหมาะสมกับสภาพของการไหลที่ปลายผลที่ฐานของใบกังหัน ซึ่งค่าเป็นสำหรับในกรณีทั่วไปกังหันมีขนาดยาว ๆ ดังเช่นในเครื่องกังหันขนาดใหญ่ สำหรับในเครื่องกังหันขนาดเล็กซึ่งมีความยาวของใบกังหันสั้นนั้นไม่จำเป็น โดยเฉพาะอย่างยิ่งในใบกังหันที่มีรูปร่างเหมือนกันตลอดทั้งใบ ในที่นี้จะกล่าวถึงขั้นตอนการออกแบบสำหรับเครื่องกังหันแบบแรงผลึก มีขั้นตอนดังนี้

1. สำหรับเอนทาลปี (enthalpy) หรือความดันที่ลดลงสามารถมีได้สำหรับขั้น (stage) ที่กำหนด ทำให้สามารถหาความเร็วของไอที่ออกจากหัวฉีด (C_1) ได้ เลือกมุมของหัวฉีดโดยใช้ความสัมพันธ์ของอัตราส่วนของอัตราเร็วใบกังหัน $\frac{U}{C_1}$ ที่ทำให้ประสิทธิภาพโตอะแกรมมีค่าสูงสุดเป็นหลัก สำหรับอัตราเร็วใบกังหันเฉลี่ย (U) นั้นสัมพันธ์อยู่กับขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเฉลี่ย (D_m) และอัตราเร็วรอบหมุนต่อนาที (N) คือ

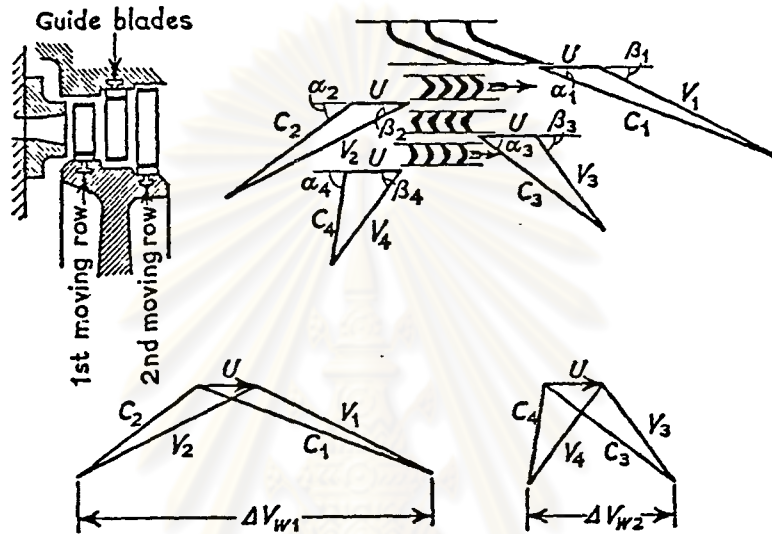
$$U = \frac{\pi D_m N}{60} \quad (2.55)$$

จากเงื่อนไข U และ N ที่กำหนด ก็สามารถหาขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางล้อกังหันได้ แล้วคำนวณหามุมเข้าและมุมออกของใบกังหันจากโตอะแกรมความเร็ว

2. คำนวณหาอัตราไหลของมวลที่เครื่องกังหันต้องใช้ในการผลิตกำลังงานที่ต้องการจากเอนทาลปีหรือความดันที่ลดลง เพื่อนำไปใช้สำหรับ

3. คำนวณหารูปร่างของช่องทางผ่านและความยาวของใบกังหันสำหรับให้มวลไหลผ่านในอัตราและความเร็วตามที่ได้คำนวณไว้ ซึ่งก็คือจะทำให้เราทราบความกว้างของช่องทางผ่าน, ระยะห่างและความกว้างของใบกังหัน จากนั้นก็สามารถคำนวณหาจำนวนใบกังหันทั้งหมดในแถวได้

4. รูปร่างของใบกังหันที่จะสร้างต้องคำนึงถึงความแข็งแรง และสมบัติทางกายภาพค่าสถิตด้วย



รูปที่ 2.14 แสดงไดอะแกรมความเร็วของเครื่องกังหันชนิด 2 ชั้นความเร็ว (11)

ตัวอย่างขั้นตอนการคำนวณออกแบบเครื่องกังหันชนิด 2 ชั้นความเร็ว จากไดอะแกรมความเร็ว ดังแสดงในรูปที่ 2.14 ซึ่งเป็นกรณีที่เหมาะสมที่สุดว่าใบกังหันไม่มีความเสียดทานต่อการไหลผ่านของไอ จากความเร็วของไอที่ออกจากหัวฉีด C_1 ที่ทราบ จะเลือกกำหนดค่าอัตราส่วนความเร็ว $\frac{U}{C_1}$ และมุมที่หัวฉีดทำกับระนาบของการหมุน α_1 ที่เหมาะสม แล้วคำนวณหาอัตราเร็วใบกังหัน ซึ่งล้อหมุนทั้งสองแถวจะมีอัตราเร็วใบกังหันเท่ากัน ก็จะสามารคำนวณหามุมเข้าและออกของใบกังหัน ความเร็วเข้าและออกสำหรับใบกังหันแต่ละแถวได้ดังนี้

๗

สำหรับแถวหมุนแถวที่ 1

มุมเข้าของใบกังหัน β_1 หาได้จากความสัมพันธ์

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{C_1 \cos \alpha_1 - U} \quad (2.56)$$

ความเร็วสัมพัทธ์ที่เข้าสู่ใบกังหัน

$$V_1 = \frac{C_1 \cos \alpha_1 - U}{\cos \beta_1} \quad (2.57)$$

เนื่องจากใบกังหันเป็นแบบสมมาตรและไม่มีควมเสียดทาน

จะได้ว่า $\beta_1 = \beta_2$ และ $V_1 = V_2$

หามุม α_2 และความเร็วสัมบูรณ์ C_2 ที่ออกจากใบกังหันได้จาก

$$\tan \alpha_2 = \frac{V_2 \sin \beta_2}{V_2 \cos \beta_2 - U} \quad (2.58)$$

และ

$$C_2 = \frac{V_2 \cos \beta_2 - U}{\cos \alpha_2} \quad (2.59)$$

สำหรับแถวที่อยู่ฝั่ง

ไอทีไหลออกจากแถวแรกจะเข้าสู่แถวนี้ด้วยมุม α_2 ความเร็ว C_2 แล้วถูกกลับทิศออกด้วย

มุม α_3 และความเร็ว C_3 เนื่องจากใบกังหันเป็นแบบสมมาตรและไม่มีควมเสียดทาน

จะได้ว่า $\alpha_2 = \alpha_3$ และ $C_2 = C_3$

สำหรับแถวหมุนแถวที่ 2

มุมเข้าของใบกังหัน β_3 หาได้จากความสัมพันธ์

$$\tan \beta_3 = \frac{C_3 \sin \alpha_3}{C_3 \cos \alpha_3 - U} \quad (2.60)$$

ความเร็วสัมพัทธ์ที่เข้าสู่ใบกังหัน $V_3 = \frac{C_3 \cos \alpha_3 - U}{\cos \beta_3}$ (2.61)

เนื่องจากใบกังหันลมนมาตรและไม่มีความเร็วเสียดทาน

จะได้ว่า $\beta_3 = \beta_4$ และ $V_3 = V_4$

หามุม α_4 และความเร็วสัมบูรณ์ C_4 ที่ออกจากใบกังหันได้จาก

$$\tan \alpha_4 = \frac{V_4 \sin \beta_4}{V_4 \cos \beta_4 - U} \quad (2.62)$$

และ $C_4 = \frac{V_4 \cos \beta_4 - U}{\cos \alpha_4}$ (2.63)

สำหรับแถวหมุนแถวแรก การเปลี่ยนแปลงของความเร็วหมุนมัน

$$\Delta V_{w1} = V_1 \cos \beta_1 + V_2 \cos \beta_2 \quad (2.64)$$

$$= 2V_1 \cos \beta_1 \quad (2.65)$$

สำหรับแถวหมุนแถวที่ 2 ความเร็วหมุนมันที่เปลี่ยนไป

$$\Delta V_{w2} = V_3 \cos \beta_3 + V_4 \cos \beta_4 \quad (2.66)$$

$$= 2V_3 \cos \beta_3 \quad (2.67)$$

ความเร็วหมุนมันที่เปลี่ยนไปทั้งหมด

$$\Delta V_w = \Delta V_{w1} + \Delta V_{w2} \quad (2.68)$$

จากสมการ (2.29) จะได้ว่ากำลังงานที่ไอกระทำได้จากอัตราไหลของมวล \dot{m}

$$P = \dot{m}(\Delta V_w)U \quad (2.69)$$

ประสิทธิภาพโตะแกรม

$$\eta_d = \frac{\dot{m}U(\Delta V_w)}{\frac{1}{2} \dot{m}C_1^2} = \frac{U(\Delta V_w)}{\frac{1}{2} C_1^2} \quad (2.70)$$

อนึ่งในทางปฏิบัติจริงในการออกแบบใบกังหัน จะต้องตระหนักว่าในการคำนวณต่าง ๆ ของใบกังหัน ต้องใช้สัมมูลฐานหลายอย่างซึ่งยากที่จะแสดงให้เห็นหรือวินิจฉัยได้ทั้งหมด เนื่องจากมีหลายปัจจัยที่ไม่สามารถบอกขนาดได้รวมกันอยู่ในการกำหนดขนาดของการสูญเสียในช่องทางผ่านสำหรับการไหลของเครื่องกังหัน (ดังนั้นในการสร้างความสัมพันธ์ที่จะนำไปใช้ในการออกแบบ จึงจำเป็นต้องเลือกปัจจัยที่ดู เหมือนว่ามีอิทธิพลต่อสมรรถนะของเครื่องกังหัน โดยทั่ว ๆ ไปความสัมพันธ์ที่น่าพอใจสามารถหาได้โดยการสมมุติว่า การสูญเสียเป็นฟังก์ชันของรูปร่างใบกังหัน, มุมของการตกกระทบ, มุมของการเบี่ยงเบน และอัตราส่วนของความเร็วสัมพันธ์ที่เข้าสู่ใบกังหันต่อความเร็วสัมพันธ์ที่ออกจากแถวก่อน) (16) ปัจจัยต่าง ๆ เหล่านี้ อาจจะพิจารณาารวมเข้าด้วยกันภายใต้ชื่อปัจจัยความเสียดทานของใบกังหัน (blade friction factor) k_b ซึ่งแสดงผลออกมาในรูปเป็นสัมประสิทธิ์ของความเร็วจที่ไหลผ่านใบกังหัน ตัวอย่างค่า k_b ที่จะใช้เป็นแนวทางอย่างหยาบ ๆ ได้ คือ $k_b = 0.92$ สำหรับ $V_1 = 150$ เมตร/วินาที, 0.9 สำหรับ 300 เมตร/วินาที, 0.88 สำหรับ 450 เมตร/วินาที, 0.85 สำหรับ 600 เมตร/วินาที และ 0.8 สำหรับ 900 เมตร/วินาที (9)

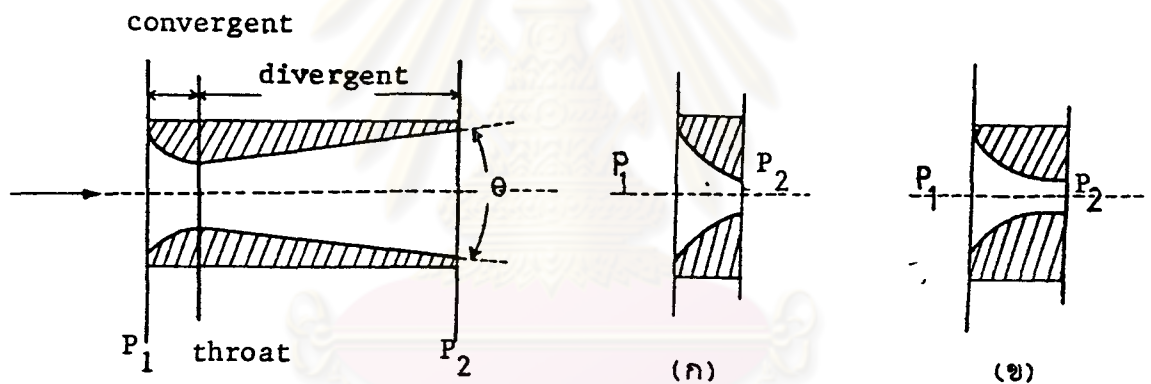
2.5 หัวฉีด (Nozzle)

หัวฉีดเป็นส่วนประกอบที่สำคัญอีกส่วนหนึ่งของเครื่องกังหัน ที่ใช้ในเครื่องกังหันมี 2 ชนิด ซึ่งอาจจะมีรูปร่างภาคตัดขวางต่าง ๆ กันไปตามความเหมาะสมที่จะใช้ เช่นเป็นรูปวงกลม

1. หัวฉีดชนิดเรียวบาน (convergent-divergent nozzle) มีลักษณะดังรูปที่ 2.15 กล่าวคือ หัวฉีดชนิดนี้จะมีพื้นที่ภาคตัดขวางเรียวเล็กลงจะถึงส่วนที่มีพื้นที่

ภาคตัดขวางเล็กที่สุด แล้วกลับบานขยายใหญ่ขึ้นจนถึงตอนออก ส่วนที่มีพื้นที่ภาคตัดขวางเล็กที่สุดเรียกว่า "ลำคอ" (throat) ของหัวฉีด

2. หัวฉีดชนิดเรียว (convergent nozzle) ชนิดนี้พื้นที่ภาคตัดขวางจะมีลักษณะเรียวเล็กลงจนถึงส่วนที่เล็กที่สุดแล้วล้นสุดลงเพียงแค่นี้ นั่นคือในหัวฉีดชนิดนี้จะมีตอนออกอยู่ที่ลำคอนั่นเอง ซึ่งอาจจะมีลักษณะดังรูปที่ 2.16 (ก) หรือ (ข) ก็ได้ ในแบบรูป (ข) นั้นจะมีส่วนลำคอยาวเล็กน้อยซึ่งจะช่วยทำให้ลำไอพุ่งออกไปด้วยรูปร่างที่เป็นลำตึกกว่าในแบบ (ก)



รูปที่ 2.15 แสดงหัวฉีดชนิดเรียวบาน รูปที่ 2.16 (ก) แสดงหัวฉีดชนิดเรียว

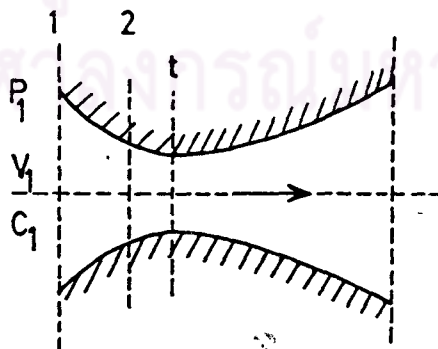
(ข) แสดงหัวฉีดชนิดเรียวที่มีส่วนลำคอยาวเล็กน้อย

ขนาดพื้นที่ภาคตัดขวางหรือขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง (ในกรณีที่มีพื้นที่ภาคตัดขวางเป็นวงกลม) ตรงส่วนลำคอและที่ตอนออกนั้นเป็นสิ่งสำคัญ เพราะประสิทธิภาพของหัวฉีดจะมาก

หรือน้อยขึ้นอยู่กับขนาดเหล่านี้ การคำนวณสร้างหัวฉีดจะต้องทำให้หัวฉีดสามารถฉีดมวลของไอ ออกให้ได้มากที่สุดสำหรับความดันที่ลดลง นอกจากนี้แล้วในหัวฉีดชนิดเรียวบานจากรูปที่ 2.15 ถ้ามุม θ ของส่วนบานโตเกินไป คือโตกว่า $12^\circ - 15^\circ$ ก็จะทำให้การไหลเกิดความ ช่นป่วนมากเกินไปแล้วทำให้เกิดการไม่สามารถผันกลับได้ตามมา แต่ถ้ามุม θ เล็กเกินไป คือ เล็กกว่า 6° ก็จะทำให้หัวฉีดยาวเกินไป (20) ซึ่งจะได้ออกถึงสัดส่วนของหัวฉีด ในภายหลัง

2.5.1 การไหลผ่านหัวฉีด (Flow through nozzles)

ตามปกติการไหลผ่านหัวฉีดของของไหลจะมีความเร็วสูงมาก จึงมีเวลา เพียงเล็กน้อยสำหรับของไหลที่จะรับหรือสูญเสียพลังงานโดยการถ่ายเทความร้อนผ่านผนัง ของหัวฉีดในขณะที่ของไหลไหลผ่าน สิ่งนี้ถือว่าเป็นกระบวนการแบบอะเดียแบติก (adiabatic process) เพื่อความง่ายจะพิจารณาในกรณีที่ผนังของหัวฉีดไม่มีความเสียดทานต่อการไหล คือการไหลนี้เป็นกระบวนการที่สามารถผันกลับได้ (reversible) นั่นคือ เป็นกระบวนการแบบอะเดียแบติกที่ผันกลับได้ (reversible adiabatic) หรือกระบวนการ แบบไอเซนโทรปิก (isentropic) และการไหลผ่านหัวฉีดเป็นแบบสม่ำเสมอ ก็จะได้ว่า สมการพลังงานของการไหลแบบสม่ำเสมอ (steady-flow energy equation) ระหว่าง ระบาย 1 กับ 2 ใด ๆ แสดงในรูปที่ 2.17 จะกลายเป็น (21)



รูปที่ 2.17 แสดงระบาย 1 และ 2 ใด ๆ ในหัวฉีด

$$\frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) = h_1 - h_2 \quad (2.71)$$

นั่นคือ พลังงานจลน์ที่เพิ่มขึ้นจะเท่ากับการลดลงของเอนทาลปี

สมการ (2.71) ถ้าเขียนในรูปอนุพันธ์ (differential) จะเป็น

$$d\left(\frac{c^2}{2}\right) = -dh \quad (2.72)$$

สำหรับขบวนการแบบไอเซนทรอปิกจะได้ว่า

$$dh = vdp \quad (2.73)$$

สมการ (2.72) จะเขียนได้เป็น

$$\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = - \int_1^2 vdp \quad (2.74)$$

สำหรับของไหลที่กำหนดให้ใด ๆ ก็จะมีความสัมพันธ์ที่แน่นอนระหว่าง p และ v ในขบวนการแบบไอเซนทรอปิก ดังเช่น สำหรับกาซอุดมคติ ความสัมพันธ์ระหว่าง p และ v ในขบวนการแบบไอเซนทรอปิก (20, 21) จะเป็น

$$pv^\nu = \text{ค่าคงที่} \quad (2.75)$$

โดยที่ ν คือดัชนีการขยายตัวหรือการอัดตัวแบบไอเซนทรอปิก (index of isentropic expansion or compression) ซึ่งมีค่าเท่ากับอัตราส่วนของความร้อนจำเพาะของกาซ $\frac{C_p}{C_v}$ สำหรับกรณีที่เป็นไอ (vapour) จะไม่มีความสัมพันธ์ระหว่าง p กับ v ในแบบง่าย ๆ ซึ่งใช้กับขบวนการขยายตัวหรืออัดตัวแบบไอเซนทรอปิก แต่การประมาณความสัมพันธ์ระหว่าง p กับ v ในแบบโพลีทรอปิก (polytropic) ก็ใช้ได้ดี (22, 23) กล่าวคือใช้ขบวนการแบบโพลีทรอปิก (polytropic process) ในการสร้างแบบจำลองของขบวนการที่เป็นจริง (actual process) ที่สามารถผันกลับได้ ความสัมพันธ์ระหว่าง p กับ v ในแบบโพลีทรอปิกจะอยู่ในรูป

$$pv^n = \text{ค่าคงที่} \quad (2.76)$$

โดยที่ n เป็นดัชนีของการขยายตัวหรือการอัดตัว และจะเห็นว่าความสัมพันธ์นี้อยู่ในรูปเดียวกันกับความสัมพันธ์ในขบวนการแบบไอเซนทรอปิกของกาซอุดมคติ เพราะฉะนั้น n ในที่นี้จึงกลายเป็นดัชนีของการขยายตัวหรือการอัดตัวแบบไอเซนทรอปิก ดัชนี n มีค่าไม่แน่นอนจะแปรไปตามสถานะเริ่มและสิ้นสุด (end states) ค่า n สามารถหาได้โดยการแทนค่าของ p และ v ที่สถานะเริ่มและสิ้นสุดลงในความสัมพันธ์

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n \quad (2.77)$$

การวิเคราะห์การไหลผ่านหัวฉีดของไอจะทำให้ง่ายขึ้นโดยการพิจารณากรณีที่ความเร็วของไอที่เข้าสู่หัวฉีดมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับความเร็วที่ออกจากหัวฉีดและเพียงพอที่จะละทิ้งได้ นั่นคือให้ $C_1 = 0$ จากสมการ (2.74) จะได้ว่า

$$\frac{1}{2} C_2^2 = - \int_1^2 v dp \quad (2.78)$$

จากการใช้ความสัมพันธ์ระหว่าง p กับ v ในแบบโพสิทรอปิก แทนลงในสมการ (2.78) แล้วอินทิเกรต จะได้ความเร็วของไอที่ระนาบ 2 ใด ๆ ในหัวฉีด

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} C_2^2 &= \frac{n}{1-n} (p_2 v_2 - p_1 v_1) \\ C_2 &= \left[\frac{2n}{1-n} p_1 v_1 \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (2.79)$$

เนื่องจากการไหลผ่านหัวฉีดเป็นแบบสม่ำเสมอ จึงสามารถใช้สมการของความต่อเนื่อง

$$\frac{A_2 C_2}{v_2} = \frac{A_1 C_1}{v_1} \quad (2.80)$$

คำนวณหาพื้นที่ A_2 ที่ต้องการสำหรับระนาบที่ 2 ใด ๆ ได้ ถ้า \dot{m} เป็นอัตราไหลของมวล จะได้ว่า

$$\dot{m} = \frac{A_2 C_2}{v_2} \quad (2.81)$$

ดังนั้น

$$\frac{\dot{m}}{A_2} = \frac{C_2}{v_2} = \frac{C_2}{v_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.82)$$

แทนค่า C_2 จากสมการ (2.79) ลงในสมการ (2.82) จะได้ว่าอัตราไหลของมวลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่

$$\frac{\dot{m}}{A_2} = \left[\frac{2n}{1-n} \frac{p_1}{v_1} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n+1}{n}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{n}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.83)$$

จากสมการ (2.79) และ (2.83) จะเห็นว่า ความเร็วและอัตราไหลของมวลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ สำหรับค่า p_1 , v_1 และ n ที่กำหนดให้ จะมีค่าขึ้นอยู่กับความดันที่ตอนออก p_2 เมื่อความดัน $p_2 = 0$ ความเร็ว C_2 จะมีค่าสูงสุดคือ

$$C_{2max} = \left(\frac{2n}{n-1} p_1 v_1 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.84)$$

อัตราไหลของมวลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่จะมีค่ามากที่สุดที่ลำคอของหัวฉีดเสมอ เพราะว่าลำคอของหัวฉีดเป็นส่วนที่มีพื้นที่น้อยที่สุด และอัตราไหลของมวลผ่านหัวฉีดจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความดันที่ลำคอหัวฉีดลดลงจนกระทั่งมีอัตราไหลของมวลสูงสุด ความดันที่ลำคอหัวฉีดก็ให้อัตราไหลของมวลสูงสุดสามารถหาได้โดยการหาอนุพันธ์ของสมการ (2.83) เทียบกับ p_2 แล้วให้เท่ากับศูนย์ ซึ่งจะได้ว่า $\frac{\dot{m}}{A_2}$ จะมีค่ามากที่สุดเมื่อ

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (2.85)$$

ในสมการ (2.85) นี้ p_2 คือความดันที่ส่วนลำคอ p_t (throat pressure) ดังนั้นความเร็วของการไหลที่ส่วนลำคอ C_t หาได้โดยการแทนค่า $\frac{p_2}{p_1}$ จากสมการ (2.85) ลงในสมการ (2.79) จะได้

$$C_t = \left(\frac{2n}{1+n} p_1 v_1 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.86)$$

จากการใช้ $p_1 v_1^n = p_t v_t^n$ และสมการ (2.85) จะสามารถเขียนสมการ (2.86) ได้เป็น

$$C_t = (np_t v_t)^{\frac{1}{2}} \quad (2.87)$$

ค่าอัตราไหลของมวลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่สูงที่สุด สามารถหาได้โดยการแทนสมการ (2.85) ลงในสมการ (2.83) จะได้

$$\frac{\dot{m}}{A_t} = \left\{ n \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}} \frac{p_1}{v_1} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.88)$$

สรุปได้ว่า อัตราไหลของมวลถูกกำหนดโดยขนาดพื้นที่ภาคตัดขวางของส่วนลำคอหัวฉีด ขนาดพื้นที่ภาคตัดขวางส่วนอื่น ๆ ของหัวฉีดนั้นไม่เกี่ยวกับการไหลของมวลผ่านหัวฉีด

2.5.2 ความดันวิกฤติ (Critical pressure) (22, 23)

ความดันที่ลำคอของหัวฉีดที่ทำให้มีอัตราไหลของมวลผ่านหัวฉีดมากที่สุดนั้น เป็นค่าความดันที่ต่ำที่สุดที่จะเป็นไปได้ของส่วนลำคอ เราเรียกค่าความดันต่ำสุดนี้ว่า "ความดันวิกฤติ" (p_c) ดังนั้น p_2 ในสมการ (2.85) ก็คือ ความดันวิกฤติ p_c เขียนสมการ (2.85) ได้เป็น

$$\frac{p_t}{p_1} = \frac{p_c}{p_1} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (2.89)$$

อัตราส่วน $\frac{p_c}{p_1}$ เรียกว่า อัตราส่วนความดันวิกฤติ (critical pressure ratio) เป็นอัตราส่วนความดันซึ่งจะเร่งการไหลให้มีความเร็วเท่ากับความเร็วของเสียงในของไหลนั้น กล่าวคือการไหลผ่านหัวฉีดซึ่งมีความดันที่ส่วนลำคอเท่ากับความดันวิกฤติจะมีความเร็วที่ไหลผ่านลำคอเท่ากับความเร็วเสียงในของไหลนั้น หรือความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านส่วนลำคอจะเท่ากับความเร็วเสียงในของไหลนั้น

ถ้าของไหลเป็นกาซสมบูรณ์ (perfect gas) ก็สามารถแทนค่า $n = \gamma$ และ $p\gamma = RT$ ลงในสมการต่าง ๆ ข้างต้น ก็จะได้สมการต่อไปนี้

$$C_2 = \left[\frac{2v}{1-v} RT_1 \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(v-1)}{v}} - 1 \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.90)$$

$$\frac{\dot{m}}{A_2} = p_1 \left[\frac{2v}{1-v} \frac{1}{RT_1} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(v+1)}{v}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{v}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.91)$$

$$\frac{p_t}{p_1} = \frac{p_c}{p_1} = \left(\frac{2}{v+1} \right)^{\frac{v}{v-1}} \quad (2.92)$$

$$C_t = (\nu RT_t)^{\frac{1}{2}} \quad (2.93)$$

$$\frac{\dot{m}}{A_t} = p_1 \left\{ \frac{v}{RT_1} \left(\frac{2}{v+1} \right)^{\frac{(v+1)}{(v-1)}} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.94)$$

นอกจากนี้สำหรับขบวนการแบบไอเซนทรอปิก ความสัมพันธ์ระหว่าง p กับ T จะเป็นดังนี้

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(v-1)}{v}} \quad (2.95)$$

จากสมการ (2.95) และ (2.92) จะได้ความสัมพันธ์ระหว่าง p กับ T ที่ลำคอของหัวฉีดคือ

$$\frac{T_t}{T_1} = \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{(v-1)}{v}} = \frac{2}{v+1} \quad (2.96)$$

2.5.3 สัดส่วนของหัวฉีด (Proportion of nozzle)

เนื่องจากอัตราไหลของมวลผ่านหัวฉีดถูกกำหนดโดยขนาดของพื้นที่ภาคตัดขวางของส่วนลำคอและความเร็วที่ตอนออกนั้นขึ้นอยู่กับความดันและพื้นที่ตอนออก ถ้าความดันที่ตอนออกของหัวฉีดต่ำกว่าความดันวิกฤติแล้วแสดงว่าเมื่อไอไหลผ่านลำคอของหัวฉีดแล้วจะต้องมีความดันลดลงอีก กล่าวคือจะมีการขยายตัวของไอต่อไปอีกจนถึงความดันที่

ตอนออก ทำให้การไหลของไอมีความเร็วเพิ่มขึ้นอีก ดังนั้นหัวฉีดจึงจำเป็นต้องมีส่วนที่ยาวต่อออกไปอีกจากส่วนลำคอ ซึ่งจะมีขนาดพื้นที่ภาคตัดขวางขยายโตขึ้นเรื่อย ๆ นั่นคือ หัวฉีดจะต้องเป็นชนิดเรียวบาน ซึ่งความเร็วและขนาดของพื้นที่ภาคตัดขวางที่ส่วนต่าง ๆ ภายในหัวฉีดสามารถคำนวณได้จากสมการ (2.79) และ (2.82) ตามลำดับ สำหรับสัดส่วนการขยายโตขึ้นของส่วนบานของหัวฉีดนั้นในทางปฏิบัติควรจะอยู่ในขอบเขตดังที่ได้กล่าวไว้ในตอนต้น ส่วนสัดส่วนการเรียวเล็กลงนั้นไม่มีข้อจำกัดแต่อย่างใด ทั้งนี้ต้องคำนึงถึงสมมุติฐานที่ว่าความเร็วที่เข้ามีค่าน้อย ๆ เมื่อเทียบกับความเร็วที่ออกจากหัวฉีด สำหรับกรณีที่ความดันที่ตอนออกมีค่าสูงกว่าหรือเท่ากับความดันวิกฤติ หัวฉีดก็ไม่จำเป็นต้องมีส่วนบานคือเป็นหัวฉีดชนิดเรียวมีตอนออกอยู่ที่ลำคอ

2.5.4 การสูญเสียในหัวฉีด (Losses in nozzle)

เนื่องจากความเร็วของการไหลในหัวฉีดสูงมาก ผลของความเสียดทานระหว่างไอกับผิวภายในของหัวฉีดจึงไม่สามารถละทิ้งได้ ความเสียดทานทำให้เกิดความร้อนขึ้นและเป็นผลทำให้ความเร็วของไอที่ออกจากหัวฉีดต่ำกว่าค่าที่คำนวณได้ในทางทฤษฎี ซึ่งถือว่าเป็นขบวนการแบบไอเช่นทรอปิค นั่นคือ ในความเป็นจริงทางปฏิบัติแล้วการขยายตัวไหลผ่านหัวฉีดของไอเป็นขบวนการที่ผันกลับไม่ได้ ตามปกติแล้วจะนิยามประสิทธิภาพของหัวฉีดในเทอมของพลังงานจลน์ที่ออกจากหัวฉีดดังนี้ (22)

$$\text{ประสิทธิภาพของหัวฉีด } \eta_N = \frac{C_2^2}{(C_2')^2} \quad (2.97)$$

โดยที่ C_2 = ความเร็วที่ออกจากหัวฉีดจริง ๆ

C_2' = ความเร็วออกที่ควรจะเป็นเมื่อเป็นการขยายตัวแบบไอเช่นทรอปิค

สำหรับกรณีที่เป็นการไหลสมบูรณ์ ประสิทธิภาพของหัวฉีดจะเขียนได้เป็น (24)

$$\eta_N = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_2'} \quad (2.98)$$

โดยที่	T_1	=	อุณหภูมิของก๊าซที่ตอนเข้า
	T_2	=	อุณหภูมิของก๊าซที่ตอนออกจริง ๆ
	T'_2	=	อุณหภูมิของก๊าซที่ตอนออกที่ควรจะเป็นเมื่อการขยายตัวเป็นแบบไอเซนทรอปิก

เพื่อที่จะสามารถไขปริศนาจากความสัมพันธ์ของอัตราส่วนความดันวิกฤตซึ่งได้จากกรณีการไหลแบบผันกลับได้ จึงต้องสันนิษฐานว่าการสูญเสียที่เนื่องจากความเสียดทานทั้งหมดจะเกิดขึ้นในลุ่มบานของหัวฉีดชนิดเรียวบาน ในกรณีนี้ความเร็วที่ล่าช้าตามปกติจะเท่ากับความเร็วเสียงและอัตราไหลของมวลก็อาจจะคำนวณได้จากเงื่อนไขที่ลุ่มล่าช้า

2.6 ความสูญเสียต่าง ๆ ของเครื่องกังหันไอ (Vapour turbine losses)

ความสูญเสียพลังงานต่าง ๆ ของเครื่องกังหันไอ แบ่งออกได้เป็น 2 กลุ่มคือ ความสูญเสียภายใน (internal losses) และความสูญเสียภายนอก (external losses)

2.6.1 ความสูญเสียภายใน จำแนกได้ดังนี้

1. ความสูญเสียภายในหัวฉีด (nozzle losses) เกิดจากความเสียดทานระหว่างไอกับผิวภายในหัวฉีดขณะที่ไอไหลผ่าน
2. ความสูญเสียที่ใบกังหัน (blading losses) เกิดจากความเสียดทานต่อการไหลของไอและสภาพการไหลเข้าสู่ใบกังหัน เช่น เกิดจากการพุ่งชนของลำไอที่ด้านหน้าหรือด้านหลังของใบเพราะลำเหตูมที่ไอเข้าสู่ใบกังหันต่างไปจากมุมเข้าของใบกังหัน
3. ความสูญเสียเนื่องจากความเร็วที่ไอพาออกไป กล่าวคือ ความเร็วของไอที่ไหลผ่านใบกังหันถูกใช้ไปไม่หมด ยังมีความเร็วเหลืออยู่ซึ่งต้องสูญเสียเปล่าไป
4. ความสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานของวงล้อใบกังหันขณะหมุนทำงาน

หมุนทำงาน

5. ความสูญเสียเนื่องจากใบกังหันไม่ได้รับการไหลของไอ เช่น ใบเครื่องกังหันแบบแรงผลักดันที่มีการไหลของไอเข้าใบกังหันเป็นเพียงบางส่วนของรัศมีที่วงแหวน

6. ความสูญเสียเนื่องจากการรั่วของไอออกตามผิวเพลลาและตามช่องระยะเบียดระหว่างใบกังหันกับตัวถังเครื่องกังหัน (turbine case)

2.6.2 ความสูญเสียภายนอก ได้แก่ ความสูญเสียที่แท้จริงอันเนื่องมาจากความเสียดทานของแบร์ริง

2.7 ประสิทธิภาพของเครื่องกังหันไอ (Efficiency of vapour turbine) (11, 25, 26)

ประสิทธิภาพมีความหมายอย่างกว้าง ๆ คือ อัตราส่วนของงานที่เป็นประโยชน์ต่อพลังงานทั้งหมดที่ส่งเข้าไปให้ ในเครื่องกังหันปริมาณงานที่วัดหรือคำนวณได้นั้นขึ้นอยู่กับว่างานนั้นวัดจากที่ใด เช่น งานที่กระทำบนใบกังหัน งานที่วงล้อใบหมุนกระทำต่อเพลลา งานที่เพลลาเครื่องกังหัน เพราะฉะนั้นจึงมีประสิทธิภาพหลายอย่างแล้วแต่จะพิจารณาจากส่วนใด ซึ่งจะเห็นได้ว่า งานที่กระทำบนใบกังหันน้อยกว่างานที่คาดว่าจะได้จากกรขยายตัวของไอแบบไอเซนทรอปิก ทั้งนี้เนื่องจากความเสียดทานของใบกังหันและการสูญเสียเนื่องจากการรั่ว และก่อนที่งานที่กระทำบนใบกังหันจะส่งไปถึงเพลลาก็ต้องสูญเสียงานไปบางส่วนเพื่อเอาชนะความเสียดทานของล้อหมุนกับบรรยากาศรอบ ๆ จานล้อ ดังนั้นงานที่ล้อหมุนส่งให้แก่เพลลาจึงน้อยกว่างานที่กระทำบนใบกังหัน ประสิทธิภาพที่คิดจากงานที่กระทำบนใบกังหัน เรียกว่า ประสิทธิภาพไดอะแกรมหรือประสิทธิภาพใบกังหัน (diagram or blading efficiency) นิยามดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพใบกังหัน} = \frac{\text{งานที่กระทำบนใบกังหัน}}{\text{พลังงานกลนัยของไอที่เข้าสู่ใบกังหัน}}$$

ถ้าให้ C_1 เป็นความเร็วสัมบูรณ์ของลำไอที่เข้าสู่ใบกังหัน
 \dot{m} เป็นอัตราไหลของมวลของไอที่ผ่านใบกังหัน

$$\text{พลังงานกลนัยของไอที่เข้าสู่ใบกังหัน} = \frac{1}{2} \dot{m} C_1^2$$

ถ้าเราทราบว่างานที่กระทำบนใบกังหัน $= \dot{m}U(\Delta V_w)$

$$\text{ประสิทธิภาพใบกังหัน} \quad \eta_b = \frac{\dot{m}U(\Delta V_w)}{\frac{1}{2} \dot{m}C_1^2} = \frac{2U(\Delta V_w)}{C_1^2}$$

ถ้าคิดประสิทธิภาพในชั้นการทำงาน (stage) เรียกว่า ประสิทธิภาพของชั้นการทำงาน (stage efficiency) ซึ่งนิยามดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพของชั้นการทำงาน} \quad \eta_s = \frac{\text{งานที่กระทำบนใบกังหันในชั้นการทำงาน}}{\text{พลังงานทั้งหมดที่ให้แก่อุปกรณ์ทำงานเดียวกัน}}$$

เช่นในกรณีเครื่องกังหันแบบแรงผลักดัน สำหรับอัตราไหลของมวล \dot{m} กิโลกรัม/วินาที

$$\begin{aligned} \text{ให้} \quad q_1 &= \text{ความร้อนทั้งหมดของไอก่อนการขยายตัวผ่านหัวฉีด} \\ q_2 &= \text{ความร้อนทั้งหมดของไอภายหลังการขยายตัวผ่านหัวฉีด} \end{aligned}$$

$$\text{ความร้อนที่ใช้ไปในการขยายตัวผ่านหัวฉีด} \quad H = \dot{m}(q_1 - q_2) \quad \text{กิโลแคลอรี/วินาที}$$

$$\text{และพลังงานทั้งหมดที่ให้แก่อุปกรณ์ทำงาน} \quad = \dot{m}HJ$$

โดยที่ J คือค่าสมมูลของจุลหรือค่าสมมูลกลของความร้อน (Joule's equivalent or mechanical equivalent of heat)

$$\text{เราทราบว่างานที่กระทำบนใบกังหันทั้งหมดในชั้นการทำงาน} \quad = (\Delta V_w)U$$

$$\text{ประสิทธิภาพของชั้นการทำงาน} \quad \eta_s = \frac{(\Delta V_w)U}{JH}$$

ประสิทธิภาพที่นิยามในเทอมของงานภายใน (internal work) ที่ล้อกังหันส่งให้แก่เพลลาทั้งหมดเรียกว่า ประสิทธิภาพภายใน (internal efficiency) นิยามดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพภายใน} \quad \eta_i = \frac{\text{งานที่วงล้อใบกังหันทั้งหมดส่งให้แก่เพลลาเครื่อง}}{\text{ความร้อนทั้งหมดที่ใช้ในการขยายตัวแบบอะเดียแบติก}}$$

ประสิทธิภาพนี้ จะรวมผลของการสูญเสียภายในที่เนื่องจากความเสียดทานทั้งหมดไว้แล้ว นั่นคือ งานที่วงล้อใบกังหันทั้งหมดส่งให้แก่เพลลา เครื่อง = งานทั้งหมดที่กระทำบนปีก - ความสูญเสีย เนื่องจากความเสียดทานของล้อหมุน

ความร้อนทั้งหมดที่ใช้ในการขยายตัวแบบอะเดียแบติก เป็นปริมาณความร้อนที่ใช้ในการขยายตัวทั้งหมดตลอดเครื่องกังหัน ในที่สุดงานที่จะนำไปใช้ประโยชน์ได้คือ งานที่ได้จากเพลลา (shaft work) ซึ่งก็จะมีค่าน้อยลงไปอีกเนื่องจากความเสียดทานของแบริ่งอันเป็นความสูญเสียภายนอก ประสิทธิภาพที่นิยามจากงานที่เพลลา อาจจะเรียกว่า ประสิทธิภาพภายนอก (external efficiency) หรือประสิทธิภาพทั้งหมด (overall efficiency) ซึ่งนิยาม ดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพทั้งหมด } \eta_o = \frac{\text{งานที่ได้จากเพลลาของ เครื่องกังหัน}}{\text{ความร้อนทั้งหมดที่ใช้ไปในการขยายตัวแบบอะเดียแบติก}}$$

นอกจากนี้ยังอาจนิยามประสิทธิภาพทั้งหมดในเชิงความร้อน (overall thermal efficiency) ได้ดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพเชิงความร้อน } \eta_{th} = \frac{\text{งานที่ได้จากเพลลา เครื่องกังหัน}}{\text{ความร้อนทั้งหมดที่ให้แก่ เครื่องกังหัน}}$$

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย