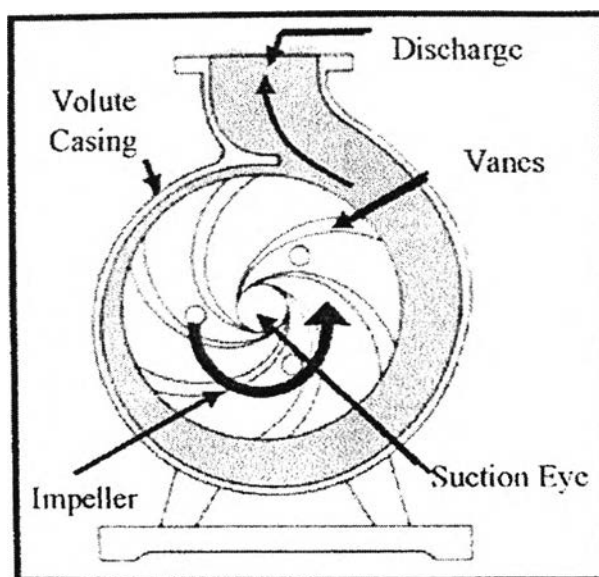




## ทฤษฎีพื้นฐานและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 ทฤษฎีเครื่องสูบน้ำ

วัตถุประสงค์ของสูบแบบไหลตามแนวรัศมี คือ แปลงพลังงานกล(มอเตอร์ไฟฟ้า หรือ เครื่องยนต์) เป็นความเร็วหรือพลังงานจลน์และกลายเป็นพลังงานความดันของของเหลวเมื่อสูบน้ำ การเปลี่ยนแปลงของพลังงานเกิดจากชิ้นส่วนสำคัญ 2 ส่วนคือ ใบพัดกับผนังด้านในของเรือนสูบ ส่วนที่โค้งเป็นรูปก้นหอย(Volute) ใบพัดเป็นส่วนที่เคลื่อนหมุนทำหน้าที่ในการแปลงพลังงานกลเป็นพลังงานจลน์ ส่วน Volute เป็นส่วนที่ไม่เคลื่อนที่ทำหน้าที่ในการแปลงพลังงานจลน์เป็นพลังงานความดัน โดยเมื่อของเหลวไหลเข้าไปในท่อดูดและผ่านเข้าไปที่กลางวงของใบพัด การหมุนของใบพัดจะปั่น(spin)ของเหลวที่อยู่ในหีบใบพัดด้านนอกทำให้เกิดความเร่งหนีศูนย์กลาง เมื่อน้ำไหลออกจากกลางวงใน ทำให้บริเวณดังกล่าวมีความดันต่ำ ของเหลวจึงไหลจากท่อดูดเข้ามายังด้านทางเข้าได้ เนื่องจากกลีบของใบพัดมีลักษณะโค้งของเหลวจึงถูกผลักไปในทิศทางที่มีส่วนประกอบทั้งแนวสัมผัสและแนวรัศมีโดยแรงหนีศูนย์กลาง รูปที่ 2.1 แสดงภาพตัดภายในของสูบแบบไหลตามแนวรัศมี



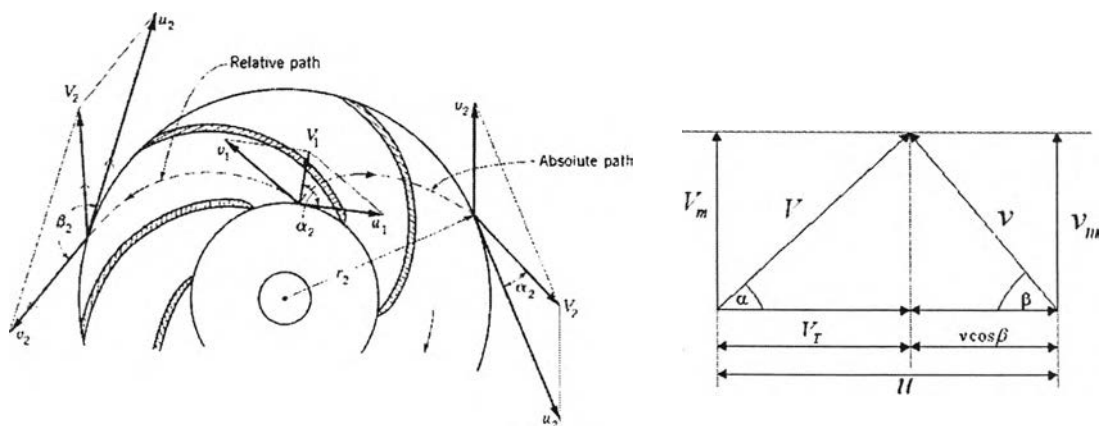
รูปที่ 2.1 การไหลของของเหลวภายในสูบแบบไหลตามรัศมี

2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วสัมบูรณ์และความเร็วสัมพัทธ์

ในสื่อบางชนิดตามแนวรัศมี ใบบัพของสื่อบางชนิดด้วยความเร็วเชิงมุม  $\omega$  ทำให้ ณ จุดใดๆ ของใบบัพมีความเร็วเชิงเส้น  $u$  เทียบกับพื้นโลกอันเป็นความเร็วในแนวเส้นสัมผัสชั่วขณะของจุดนั้น ถ้าหากผู้สังเกตอยู่บนใบบัพมองเห็นของเหลวไหลเข้ามาสู่ใบบัพเป็นความเร็วสัมพัทธ์( $v$ ) เมื่อผู้สังเกตยืนอยู่บนพื้นโลก เขาจะมองเห็นทิศทางของการไหลของของเหลวเข้าสู่ใบบัพแตกต่างออกไป เนื่องจากในกรณีหลังนี้ เขามองเห็นความเร็วและทิศทางสัมบูรณ์ของของเหลว ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีความเร็วสัมพัทธ์ที่กล่าวไว้ว่า [1]

$$\vec{V} = \vec{u} + \vec{v} \tag{2.1}$$

ให้  $\alpha$  และ  $\beta$  เป็นมุมที่ความเร็วสัมบูรณ์และความเร็วสัมพัทธ์ของของเหลวกระทำกับความเร็วในแนวเส้นสัมผัสของวงใบบัพ( $u$ ) ตามลำดับดังรูปที่ 2.2



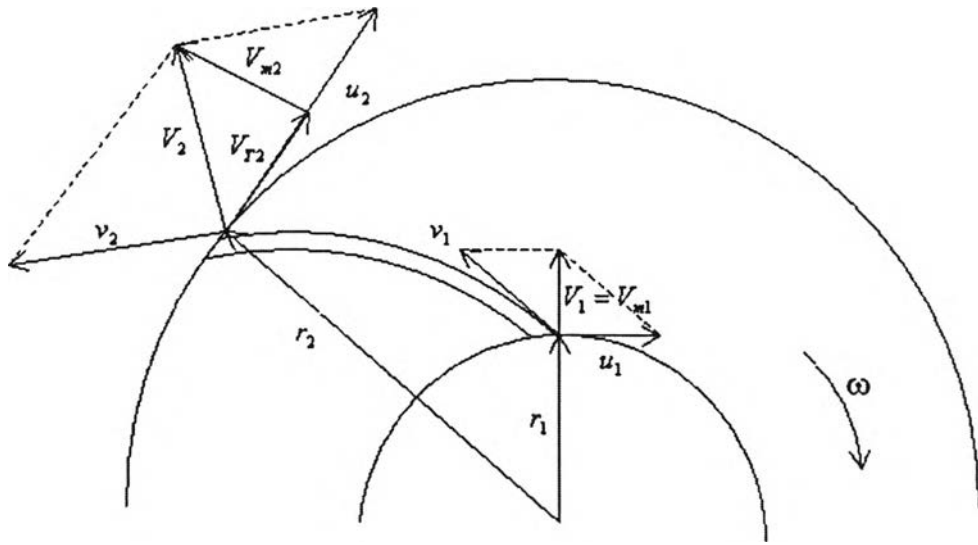
รูปที่ 2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วสัมบูรณ์และความเร็วสัมพัทธ์

พิจารณาจากรูป สามารถเขียนความสัมพันธ์ระหว่าง  $\alpha$  และ  $\beta$  ได้เป็น

$$V \sin \alpha = v \sin \beta \tag{2.2}$$

$$V \cos \alpha = u - v \cos \beta \tag{2.3}$$

2.3 แรงบิดในเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวรัศมี



รูปที่ 2.3 สามเหลี่ยมความเร็วที่ทางเข้าออกใบพัด

จากสมการ โมเมนต์ของโมเมนต์ สามารถหาแรงบิดได้จากการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์ของโมเมนต์สัมผัสของของเหลวที่ไหลผ่านใบพัด ในกรณีอุดมคติไม่มีการสูญเสียใดๆ จะได้ว่า

$$T = \rho Q (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad (2.4)$$

$$T = \rho Q (r_2 V_{T2} - r_1 V_{T1}) \quad (2.5)$$

โดยที่  $V_{T1}, V_{T2}$  = ส่วนประกอบความเร็วสัมผัสในแนวเส้นสัมผัสที่ทางเข้าและออกของกลีบใบตามลำดับ

กำลังกลมีค่า

$$L = T\omega = \rho Q \omega (r_2 V_{T2} - r_1 V_{T1}) \quad (2.6)$$

เพราะว่า  $u = r\omega$  ดังนั้น

$$L = \rho Q (V_{T2} u_2 - V_{T1} u_1) \quad (2.7)$$

แต่กำลังไฮดรอลิกส์ของของเหลวมีค่า  $L_w = \rho Q H_p$

ในกรณีอุดมคติไม่มีการสูญเสียพลังงาน ดังนั้นกำลังกลที่เพลาเท่ากับกำลังไฮดรอลิกส์ที่เพิ่มขึ้นเมื่อของเหลวไหลผ่านใบพัด ดังนั้น หัวรวมของเครื่องสูบน้ำ  $H_p$  จึงหาได้จาก

$$\rho Q H_p = \rho Q (V_{T2} u_2 - V_{T1} u_1) \quad (2.8)$$

$$H_p = \frac{V_{T2} u_2 - V_{T1} u_1}{g} \quad (2.9)$$

เรียกว่าสมการของออยเลอร์(Euler's Equation) [2, 3]

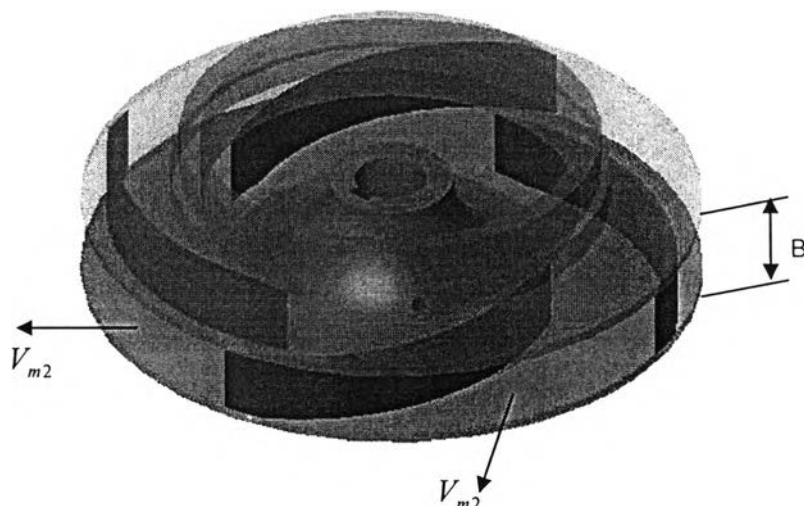
ถ้าของเหลวไหลเข้าใบพัดโดยที่ความเร็วสัมบูรณ์เข้าอยู่ในแนวรัศมี ดังนั้น  $V_{T1}$  มีค่าเป็นศูนย์ จากสมการ 2.9 หัวรวมของเครื่องสูบน้ำ  $H_p$  ถ้าออกแบบกลีบใบพัดให้  $V_{T1} = 0$

$$H_p = \frac{V_{T2} u_2}{g} \quad (2.10)$$

จากรูปที่ 2.4 อัตราการสูบน้ำได้จาก

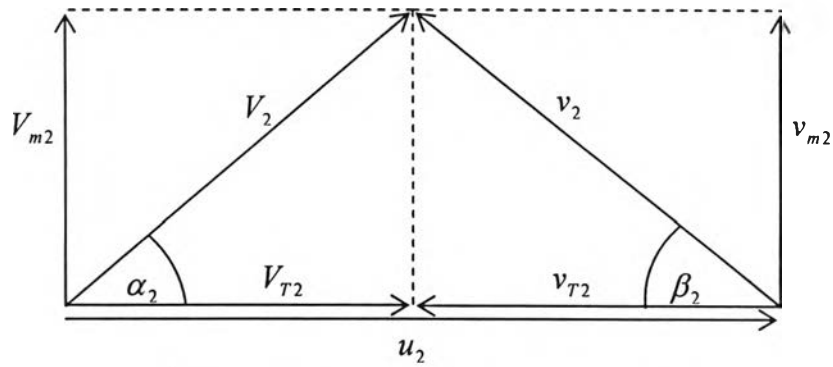
$$Q = V_{m2} * \pi D_2 B \quad (2.11)$$

โดยที่  $V_{m2}$  = ส่วนประกอบความเร็วสัมบูรณ์ในแนวรัศมีที่ทางออกของกลีบใบ



รูปที่ 2.4 การไหลของของเหลวออกจากใบพัด

## 2.4 Theoretical Characteristic Curve



รูปที่ 2.5 สามเหลี่ยมความเร็ว (Velocity triangle)

พิจารณารูปที่ 2.5 จากความสัมพันธ์ทางตรีโกณมิติ พบว่า

$$\tan \beta_2 = \frac{v_{m2}}{v_{T2}} \quad (2.12)$$

จากรูป  $v_{m2} = V_{m2}$  ดังนั้น

$$v_{T2} = \frac{V_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (2.13)$$

พิจารณาจากรูป

$$V_{T2} = u_2 - v_{T2} \quad (2.14)$$

แทนค่า  $v_{T2}$  ลงในสมการ (2.14)

$$V_{T2} = u_2 - \frac{V_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (2.15)$$

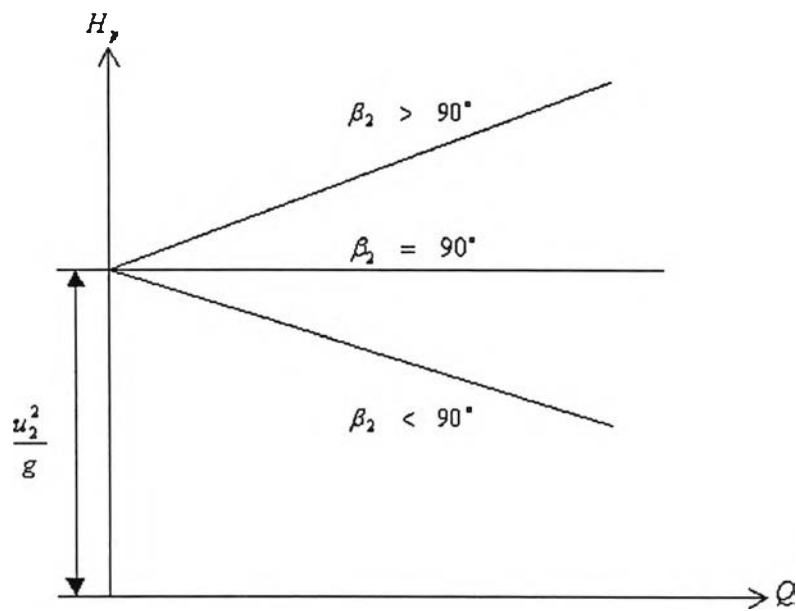
แทนค่าที่ได้ลงในสมการ (2.10) ดังนั้น หัวรวมของเครื่องสูบน้ำ  $H_p$  มีค่า

$$H_p = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 V_{m2}}{g \tan \beta_2} \quad (2.16a)$$

$$H_p = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cot \beta_2}{g\pi D_2 B} Q \quad (2.16b)$$

สมการ 2.16b [3] สามารถเขียนให้อยู่ในรูปแบบดังนี้

$$H_p = C_1 - C_2 Q \quad (2.17)$$



รูปที่ 2.6 Euler's head – capacity characteristic

สมการที่ 2.16b ใช้ทำนายการเปลี่ยนแปลงเชิงเส้นของหัวรวมของสูบกับอัตราการสูบ โดยค่าคงที่  $C_1 = \frac{u_2^2}{g}$  แทนหัวรวมของสูบอุดมคติเมื่ออัตราการสูบเป็นศูนย์เรียกว่า Shutoff Head ความชันของเส้นโค้งของหัวรวมของสูบกับอัตราการสูบ ( $H-Q$  curve) ขึ้นกับ  $\beta_2$  และขนาดของ  $C_2$  โดย

สำหรับใบพัดแบบ Radial blade,  $\beta_2 = 90^\circ$  และ  $C_2 = 0$  ส่วนประกอบของความเร็วมุมในแนวเส้นสัมผัสที่ทางออกของกลีบใบเท่ากับความเร็วในแนวเส้นสัมผัส  $u$  และไม่ขึ้นกับอัตราการสูบ กราฟที่ได้เป็นเส้นตรงขนานกับแกน  $Q$  โดย  $H_p = \frac{u_2^2}{g} = const$  ดังแสดงในรูปที่ 2.6

สำหรับใบพัดแบบ backward curve,  $\beta_2 < 90^\circ$  และ  $C_2 > 0$  ส่วนประกอบของความเร็วมุมในแนวเส้นสัมผัสที่ทางออกของกลีบใบน้อยกว่าความเร็วในแนวเส้นสัมผัส  $u$  โดยลดลง

เป็นสัดส่วนโดยตรงกับอัตราการสูบ จากสมการ 2.16b พบว่าหัวรวมของสูบอุดมคติลดลงเป็นเส้นตรงเมื่ออัตราการสูบเพิ่มขึ้น ลักษณะของกราฟที่ได้แสดงในรูปที่ 2.6

สำหรับใบพัดแบบ forward curve,  $\beta_2 > 90^\circ$  และ  $C_2 < 0$  ส่วนประกอบของความเร็วสัมบูรณ์ในแนวเส้นสัมผัสที่ทางออกของกลีบใบมากกว่าความเร็วในแนวเส้นสัมผัส  $u$  โดยเพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับอัตราการสูบ จากสมการ 2.16b พบว่าหัวรวมของสูบอุดมคติเพิ่มขึ้นเป็นเส้นตรงเมื่ออัตราการสูบเพิ่มขึ้น ลักษณะของกราฟที่ได้แสดงในรูปที่ 2.6

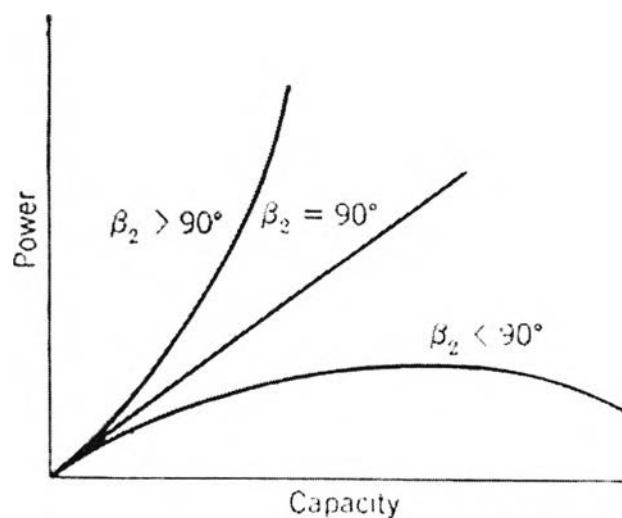
ในทางปฏิบัติมุมที่ทางออก  $\beta_2$  มีค่าอยู่ระหว่าง 35 องศา และ 15 องศา โดยปกติช่วงการเปลี่ยนแปลงอยู่ระหว่าง  $25^\circ < \beta_2 < 20^\circ$

ในกรณีของสูบอุดมคติ กำลังที่ใส่เข้าไปต้องมีค่าเท่ากับกำลังที่ออกมาหรือ brake power ต้องเท่ากับ water power ลักษณะของกำลังทางทฤษฎีหามาได้โดยคูณสมการ (2.16b) ด้วย  $Q$  หรือ ดังนั้น

$$H_p * Q = \left[ \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cot \beta_2}{g \pi D_2 B} Q \right] * Q \quad (2.18)$$

เพราะว่า water power =  $QH_p$  ดังนั้น

$$\gamma QH_p = \rho u_2^2 Q - \frac{\rho u_2 \cot \beta_2}{\pi D_2 B} Q^2 \quad (2.19)$$



รูปที่ 2.7 กำลังที่เกิดจาก Euler's head

จากรูปที่ 2.7 [4] พบว่า

ถ้า  $\beta_2 = 90$  กราฟที่ได้เป็นกราฟเส้นตรงผ่านจุดเริ่มต้น

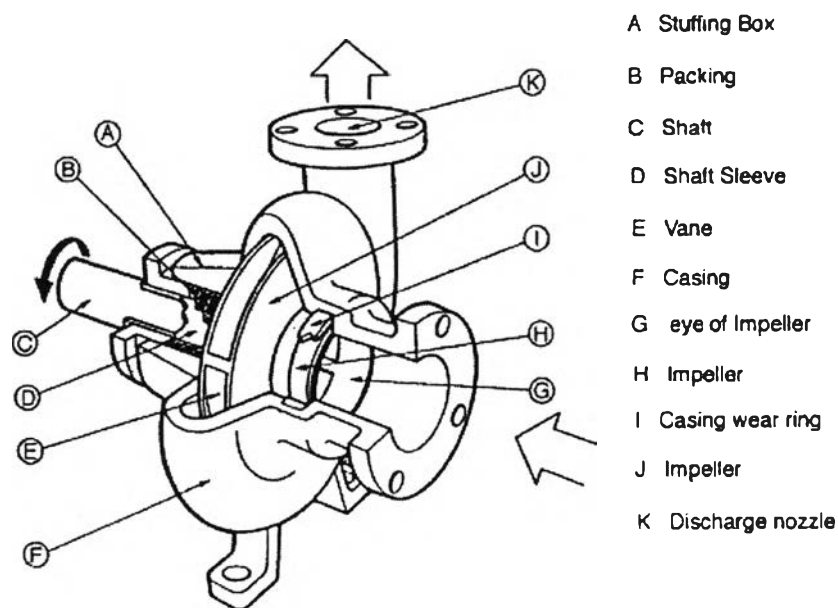
ถ้า  $\beta_2 < 90$  กราฟที่ได้มีลักษณะเป็นกราฟพาราโบลาคว่ำ

ถ้า  $\beta_2 > 90$  กราฟที่ได้มีลักษณะเป็นกราฟ Exponential

## 2.5 ส่วนประกอบโดยทั่วไปของ สูบแบบไหลตามแนวรัศมี

ส่วนประกอบโดยทั่วไปของสูบแบบไหลตามแนวรัศมี [5] ประกอบด้วย 2 ส่วนสำคัญ คือ

1. ส่วนที่เคลื่อนหมุน คือ ใบพัดและเพลลา
2. ส่วนที่อยู่กับที่ คือ เรือนสูบลูกก้นหอย(Volute Casing)และผนึกกันรั้ว(Seal หรือ packing)



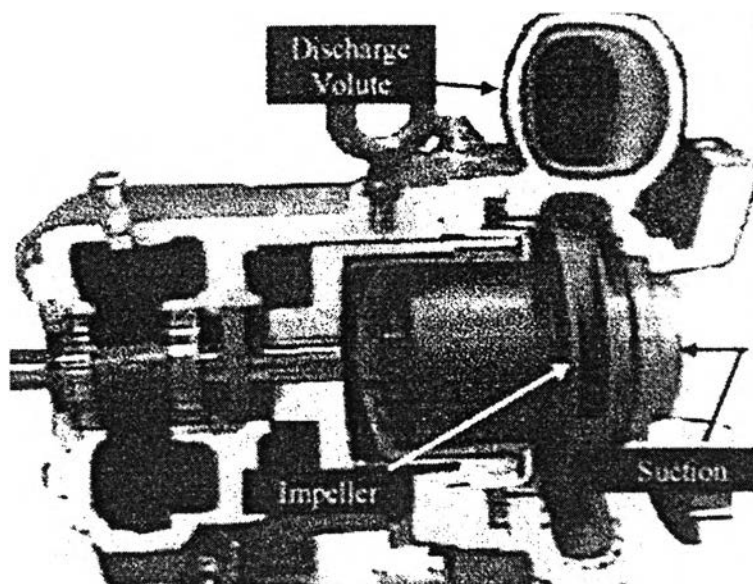
รูปที่ 2.8 ส่วนประกอบโดยทั่วไปทั้งส่วนที่อยู่กับที่และส่วนที่เคลื่อนหมุน

### 2.5.1 ส่วนประกอบที่อยู่กับที่

#### 2.5.1.1 เรือนสูบลูกก้นหอย(Volute Casing)

เรือนสูบลูกก้นหอย มีลักษณะเป็นกรวยรีวพันรอบแกนหมุนของใบพัดเพื่อเพิ่มพื้นที่ที่ทางออกดังแสดงในรูป 2.9 โดยมีพื้นที่หน้าตัดเพิ่มขึ้น ส่วนก้นหอยนี้จะลดความเร็วของของเหลวเพื่อเพิ่มความดันของของเหลวขึ้น





รูปที่ 2.9 ภาพตัดของสูบแสดงเรือนสูบลูกก้นหอย

#### 2.5.1.2 ฝึนกักรั่ว(Seal หรือ Packing)

ฝึนกักรั่ว [6] นับว่าเป็นส่วนสำคัญอย่างหนึ่งของสูบแบบไหลตามแนวรัศมี มันทำหน้าที่ 2 อย่างคือ

- ป้องกันไม่ให้น้ำรั่วออกจากเครื่องสูบตามบริเวณที่เพลาทะลุผ่านผนังห้องเครื่องสูบอลงมาภายนอก โดยทำหน้าที่นี้เมื่อแรงดันภายในฝึนกักรั่วสูงกว่าความดันบรรยากาศ
- ป้องกันไม่ให้อากาศรั่วเข้าไปด้านในเครื่องสูบน้ำ โดยทำหน้าที่นี้เมื่อแรงดันภายในฝึนกักรั่วต่ำกว่าความดันบรรยากาศ

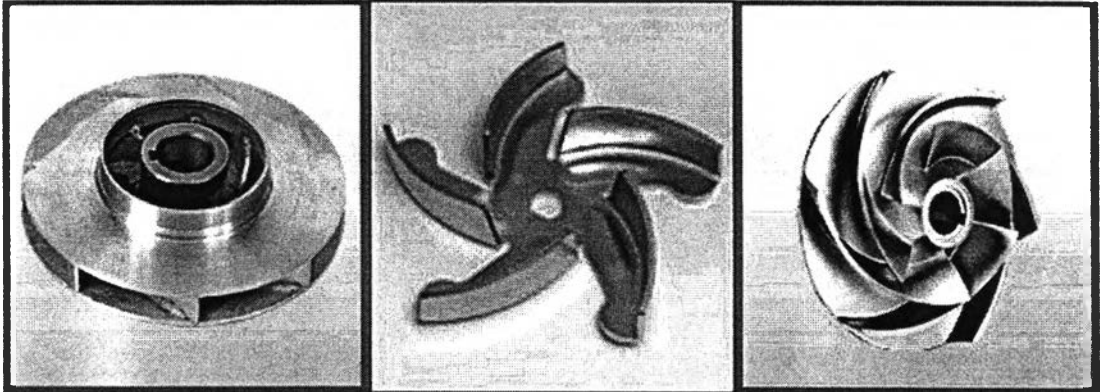
#### 2.5.2 ส่วนเคลื่อนหมุน

##### 2.5.2.1 ใบพัด

ใบพัดเป็นส่วนเคลื่อนหมุนที่สำคัญที่ทำให้เกิดความเร่งหนีศูนย์กลางของของเหลว โดยแบ่งตามชนิดและการใช้งานได้ดังนี้

- ตามลักษณะของการดูด
  - ดูดทางเดียว : ของเหลวไหลเข้าข้างเดียว

- คูคสองทาง : ของเหลวไหลเข้าใบพัดในลักษณะสมมาตรทั้งสองข้าง
- ตามลักษณะการสร้างใบ
  - แบบปิด : ใบพัดถูกห่อหุ้มหรือมีผนังด้านข้างปิดทั้งสองข้างของใบพัด
  - แบบเปิด : มีแต่แผ่นใบยึดติดกับคัมซึ่งอยู่ตรงกลางใบพัดเท่านั้น ไม่มีผนังด้านข้างหรือแผ่นประกบใบพัด
  - แบบกึ่งเปิด มีแผ่นประกบหรือมีผนังด้านหลังยึดแผ่นใบไว้ข้างหนึ่ง



รูปที่ 2.10 ใบพัดแบบปิด, แบบเปิด และ แบบกึ่งเปิด

#### 2.5.2.2 เพลลา

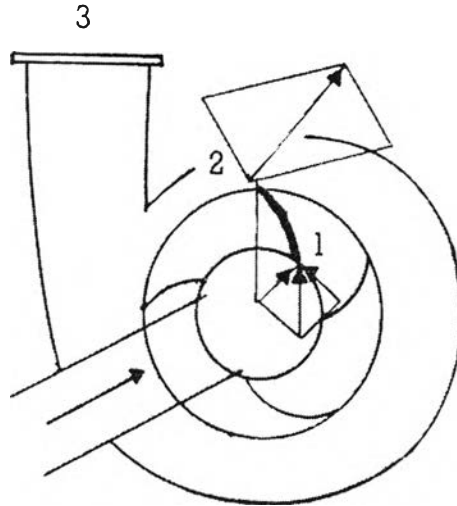
หน้าที่ของเพลลา คือ ส่งผ่านแรงบิดที่เกิดขึ้นในระหว่างการทำงานของใบพัดหรือชิ้นส่วนเคลื่อนหมุนกับพวงใบพัดและส่วนประกอบต่างๆ ให้อยู่ในตำแหน่งที่ควรจะเป็น

### 2.6 การเปลี่ยนพลังงาน

พลังงานที่จุด 1 (ปากทางเข้าใบพัด) ที่จุด 2 (ปากทางออกใบพัด) และจุดที่ 3 (ปากทางออกเปลือกหอยโข่ง) สัมพันธ์กันดังนี้

$$\begin{aligned} \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + H_p &= \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \\ &= \frac{p_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + z_3 \end{aligned} \quad (2.20)$$

โดยที่  $p_1, p_2, p_3$  = ความดันที่จุด 1, 2, และ 3  
 $V_1, V_2, V_3$  = ความเร็วที่จุด 1, 2, และ 3  
 $z_1, z_2, z_3$  = ระดับของจุดทั้ง 3  
 $H_p$  = หัวรวมของสูบ



รูปที่ 2.11 พลังงานของไหลที่ถูกสูบ

## 2.7 ประสิทธิภาพ (Efficiency)

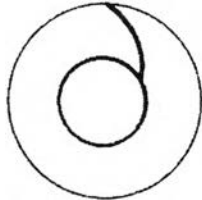
คืออัตราส่วนของกำลังที่สูบส่งออกมาหรือกำลังไฮดรอลิกส์ ( $L_w$ ) ต่อกำลังที่ส่งเข้าไปยังเพลลาของสูบ ( $L_p$ )

$$\eta = \frac{L_w}{L_p} \quad (2.21)$$

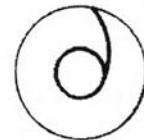
โดยที่  $\eta$  = ประสิทธิภาพของสูบ  
 $L_w$  = Water Power =  $\gamma Q H_p / 10^3$  (kW)  
 $\gamma$  = น้ำหนักจำเพาะของน้ำ (นิวตัน/ลบ.ม)  
 $Q$  = อัตราการสูบ (ลบ.ม./วินาที)  
 $H_p$  = หัวรวมของสูบ (เมตรน้ำ)  
 $L_p$  = กำลังที่เพลลาของสูบ (kW)

## 2.8 กฎความคล้ายคลึงกันของใบพัด (Affinity Laws)

ใบพัด (impeller) ที่คล้ายคลึงกันนั้นมีความสัมพันธ์กันอยู่ ซึ่งสามารถหาความสัมพันธ์เหล่านี้ได้จากการวิเคราะห์มิติหน่วยวัด (Dimensional Analysis) [2, 7] ดังนี้



ใบพัดหมายเลข 1



ใบพัดหมายเลข 2

รูปที่ 2.12 ใบพัดที่คล้ายคลึงกัน

ในกระบวนการไหลอุดมคติผ่านสูบ มีพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกันอยู่ 6 ตัวคือ กำลังไฮดรอลิกของของเหลว( $L_w$ ), ความดัน( $p$ ), อัตราการสูบ( $Q$ ), ความหนาแน่นของของเหลว( $\rho$ ), ความเร็วรอบ( $N$ ), ขนาดใบพัด( $D$ )

$$n = 6$$

กำหนดให้  $M$ ,  $L$ ,  $T$  เป็นมิติปฐมภูมิซึ่งมีความเกี่ยวข้องกับพารามิเตอร์ทั้ง 6 โดยที่  $M$  เป็นมิติของหน่วยมวล  $L$  เป็นมิติของหน่วยความยาว และ  $T$  เป็นมิติของหน่วยเวลา ดังนั้น

$$m = 3$$

ถ้าใช้ทฤษฎี  $\pi$  ของ Buckingham [8] เป็นแนวทางในการศึกษาจะได้จำนวนของเทอมที่ปราศจากมิติ( $\pi$  - parameter) เป็น  $n-m = 3$  กลุ่ม

ถ้าใช้ตัวแปรที่เกื้อหนุนในทุกกลุ่มเป็น  $\rho$ ,  $N$ ,  $D$  ดังนั้นเทอมที่ปราศจากมิติเขียนได้ว่า

$$\pi_1 = \rho^a N^b D^c L_w$$

$$\pi_2 = \rho^d N^e D^f p$$

$$\pi_3 = \rho^x N^y D^z Q$$

พิจารณาเทอมที่ปราศจากมิติกลุ่มที่ 1( $\pi_1$ ) คือ

$$\pi_1 = \rho^a N^b D^c L_w$$

$$\text{มิติของ } \pi_1 : M^0 L^0 T^0 = (M^a L^{-3a})(T^{-b})(L^c)(ML^2 T^{-3})$$

$$\text{คู่มิติ M : } 0 = a + 1 \text{ หรือ } a = -1$$

$$\text{คู่มิติ L : } 0 = -3a + c + 2 \text{ หรือ } c = -5$$

$$\text{คู่มิติ T : } 0 = -b - 3 \text{ หรือ } b = -3$$

$$\pi_1 = \frac{L_w}{\rho N^3 D^5} \quad (\text{A})$$

พิจารณาเทอมที่ปราศจากมิติกลุ่มที่ 2( $\pi_2$ ) คือ

$$\pi_2 = \rho^d N^e D^f p$$

$$\text{มิติของ } \pi_2 : M^0 L^0 T^0 = (M^d L^{-3d})(T^{-e})(L^f)(ML^{-1} T^{-2})$$

$$\text{คู่มิติ M : } 0 = d + 1 \text{ หรือ } d = -1$$

$$\text{คู่มิติ L : } 0 = -3d + f - 1 \text{ หรือ } f = -2$$

$$\text{คู่มิติ T : } 0 = -e - 2 \text{ หรือ } e = -2$$

$$\pi_2 = \frac{p}{\rho N^2 D^2}$$

เพราะว่าความดันที่เกิดขึ้นเป็นความดันเนื่องมาจากน้ำหนักของของเหลว ( $p = \rho g H$ ) ดังนั้น

$$\pi_2 = \frac{\rho g H}{\rho N^2 D^2}$$

$$\pi_2 = \frac{g H}{N^2 D^2} \quad (\text{B})$$

พิจารณาเทอมที่ปราศจากมิติกลุ่มที่ 3( $\pi_3$ ) คือ

$$\pi_3 = \rho^x N^y D^z Q$$

$$\text{มิติของ } \pi_3 : M^0 L^0 T^0 = (M^x L^{-3x})(T^{-y})(L^z)(L^3 T^{-1})$$

$$\text{คู่มิติ } M : 0 = x$$

$$\text{คู่มิติ } L : 0 = -3y + z + 3 \text{ หรือ } z = -3$$

$$\text{คู่มิติ } T : 0 = -y - 1 \text{ หรือ } y = -1$$

$$\pi_3 = \frac{Q}{ND^3} \quad (C)$$

สำหรับใบพัดของสูบน้ำที่มีรูปร่างคล้ายคลึงกัน

$$\frac{L_w(1)}{\rho_1 N_1^3 D_1^5} = \frac{L_w(2)}{\rho_2 N_2^3 D_2^5} \quad (\rho_1 = \rho_2)$$

$$\text{และ} \quad \frac{gH_1}{N_1^2 D_1^2} = \frac{gH_2}{N_2^2 D_2^2}$$

$$\text{หรือ} \quad \frac{H_1}{N_1^2 D_1^2} = \frac{H_2}{N_2^2 D_2^2}$$

$$\text{และ} \quad \frac{Q_1}{N_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{N_2 D_2^3}$$

ดังนั้น สำหรับสูบน้ำที่มีขนาดเท่ากันหรือตัวเดียวกันทำงานที่อัตราเร็วไม่เท่ากัน ถ้าสูบน้ำงานที่จุดออกแบบเดียวกันหรือมีการทำงานที่คล้ายกัน จะได้ความสัมพันธ์

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{N_1^2}{N_2^2} \quad \frac{(L_w)_1}{(L_w)_2} = \frac{N_1^3}{N_2^3} \quad (2.22)$$

โดยที่ เมื่อความเร็วมีการเปลี่ยนแปลง อัตราการสูบน้ำเปลี่ยนแปลงโดยตรงกับความเร็ว หัว ความดันเปลี่ยนแปลงโดยตรงกับกำลังสองของความเร็วและ กำลังไฮดรอลิกส์ของของเหลว เปลี่ยนแปลงโดยตรงกับกำลังสามของความเร็ว [4]

ในการหากลุ่มตัวแปรที่สำคัญสำหรับเครื่องสูบน้ำ ซึ่งเรียกกันโดยทั่วไปว่า ความเร็วจำเพาะ (Specific speed,  $N_s$ ) ต้องหาขนาดคุณลักษณะของเครื่องสูบน้ำจำเพาะ หรือ (Specific Pump) ก่อน ซึ่งมีค่าจำกัดความดังนี้

เครื่องสูบน้ำจำเพาะ (Specific Pump) [2] คือ เครื่องสูบน้ำที่ให้หัวรวม  $H_s = 1$  หน่วย เมื่อสูบน้ำด้วยอัตราการสูบ 1 หน่วย เช่น สูบได้หัวรวม 1 เมตร ที่อัตราการสูบ 1 ลูกบาศก์เมตร/นาที เป็นต้น

ดังนั้น 
$$\frac{H_s}{N_s^2 D_s^2} = \frac{H_1}{N_1^2 D_1^2}$$

และ 
$$\frac{Q_s}{N_s D_s^3} = \frac{Q_1}{N_1 D_1^3}$$

หรือ 
$$\frac{H_s^3}{N_s^6 D_s^6} = \frac{H_1^3}{N_1^6 D_1^6}$$

และ 
$$\frac{Q_s^2}{N_s^2 D_s^6} = \frac{Q_1^2}{N_1^2 D_1^6}$$

เมื่อหารกันได้

$$\frac{H_s^3}{N_s^4 Q_s^2} = \frac{H_1^3}{N_1^4 Q_1^2}$$

โดยที่  $H_s = Q_s = 1$  ดังนั้น

$$N_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (2.23)$$

ค่าความเร็วจำเพาะ (Specific speed) นี้มีค่าเท่ากันหมดสำหรับใบพัดที่มีรูปร่างทางเรขาคณิตคล้ายกันแต่มีขนาดต่างกัน ดังนั้น จึงเป็นตัวชี้ (Parameter) ที่สำคัญของเครื่องสูบน้ำ

## 2.9 ค่าความเร็วจำเพาะ

การศึกษาการทำงานเชิงกลศาสตร์ของเครื่องสูบน้ำนั้นต้องศึกษาค่าตัวแปรที่สำคัญ 3 ตัว

- อัตราการสูบหรืออัตราการไหลของของเหลวผ่านเครื่องสูบน้ำ ( $Q$ ) ซึ่งเป็นปริมาณของเหลวที่เครื่องสูบน้ำสูบส่งให้ต่อช่วงเวลาปฏิบัติการ ปกติวัดเป็นลูกบาศก์เมตรต่อนาที หรือลิตรต่อวินาที

- ค่าหัวรวมของสูบ ( $H_p$ ) คือ ค่าพลังงานทั้งพลังงานความดัน พลังงานศักย์ และพลังงานจลน์ของของเหลว อาจหาได้จากผลต่างระหว่างค่าปริมาณพลังงานต่อหนึ่งหน่วยน้ำหนักของเหลว ที่ทางเข้ากับที่ทางออกสูบ โดยปกติแสดงค่าเป็นเมตรของน้ำ

- ค่าความเร็วรอบ ( $N$ ) ซึ่งเป็นความเร็วรอบของการหมุนของเพลลาของเครื่องสูบ แสดงไว้เป็นจำนวนรอบต่อนาที

ค่าความเร็วจำเพาะ ( $N_s$ ) [2] นี้สามารถใช้เป็นเกณฑ์ในการกำหนดรูปแบบของใบพัด และค่าคุณลักษณะอื่นของเครื่องสูบน้ำได้

$$N_s = \frac{NQ^{1/2}}{H_p^{3/4}} \quad (2.24)$$

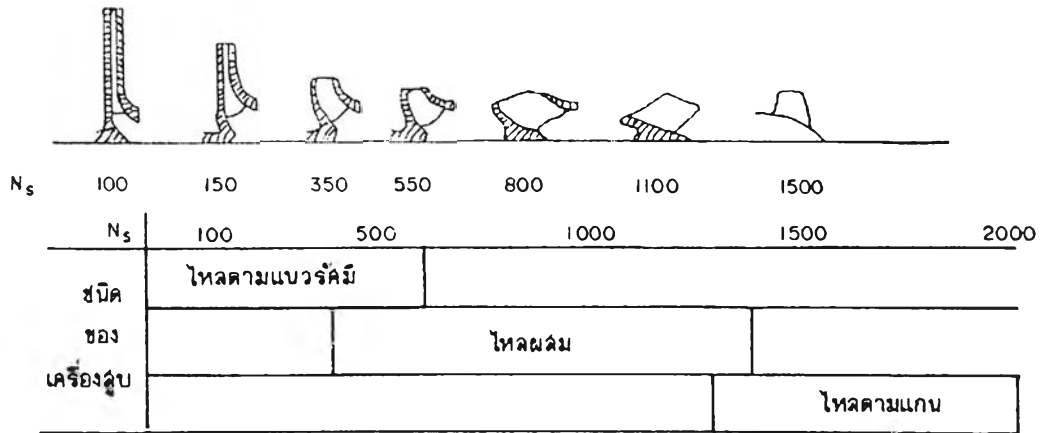
เมื่อ  $N$  = ความเร็วรอบ (rpm)

$Q$  = อัตราการสูบ (m<sup>3</sup>/min)

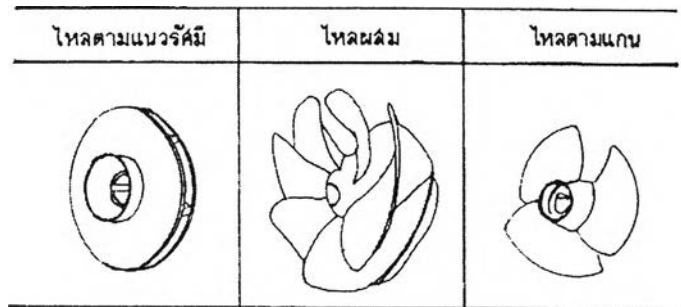
$H_p$  = หัวรวมของสูบ (m)

ค่าความเร็วจำเพาะที่คำนวณได้นี้สามารถนำไปใช้เลือกใบพัดที่มีประสิทธิภาพสูงสุด หรือใช้ค่า “ตัวเลขบอกชนิด” เครื่องสูบน้ำ ซึ่งมีค่าเหมือนกันสำหรับใบพัดที่รูปร่างคล้ายกัน ค่าความเร็วจำเพาะนี้หามาจากกฎความคล้ายคลึงกันของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งบอกความเร็วของใบพัดเครื่องสูบน้ำที่ทำงานภายใต้หัวรวม 1 หน่วยและสูบน้ำได้ 1 หน่วยอัตราการสูบ รูปร่างของใบพัดเครื่องสูบน้ำเปลี่ยนไปตามค่าความเร็วจำเพาะดังแสดงในรูปที่ 2.13 และ 2.14





รูปที่ 2.13 ภาคตัดของใบพัดที่ความเร็วจำเพาะต่างๆ



รูปที่ 2.14 ชนิดของใบพัด

โดยทั่วไปแล้วค่าความเร็วจำเพาะต่ำเหมาะกับสูบที่สูบได้ที่หัวรวมสูงแต่อัตราการสูบต่ำ ในขณะที่ค่าความเร็วจำเพาะสูงเหมาะกับสูบที่สูบได้ที่หัวรวมต่ำแต่อัตราการสูบสูงและสูบน้ำที่ยังมีค่าความเร็วจำเพาะสูงใบพัดจะมีขนาดเล็กกลง

2.10 การปฏิบัติงานด้านการดูดขึ้น

เมื่อค่าความดันที่จุดใดจุดหนึ่งในการไหลของของเหลวผ่านใบพัดลดลงจนเท่ากับค่าความดันไออิ่มตัวของของเหลว ณ อุณหภูมิขณะใช้งาน ของเหลวจะเริ่มเดือดหรือเปลี่ยนเป็นไอและเกิดอาการที่มีการยุบตัวของโพรงไอ(Cavitation) [2, 9] เมื่อผ่านเข้าไปในบริเวณที่มีความดันสูง คำว่า "Cavitation" นี้หมายถึง สภาพการไหลที่ผิดปกติจนก่อให้เกิดโพรงไอ ณ จุดหรือบริเวณที่มีความดันลดลงมากๆ ซึ่งผลของการเกิดการยุบตัวของโพรงไอนี้ทำให้เกิดเสียงดังหรือเกิดการสั่นของสูบ ซึ่งความสามารถในการทำงานของสูบลดลง

เพื่อให้สามารถใช้เครื่องสูบน้ำได้อย่างดี จำเป็นต้องมีการตรวจสอบสภาพการดูดน้ำเข้าสูบน้ำที่ทางเข้า สภาพนี้สามารถแสดงได้ในค่าตัวบ่งชี้ NPSH(Net Positive Suction Head) ที่มีให้ซึ่งสามารถหาได้จาก

$$H_{sv} = H_A \pm h_s - h_l - h_v \quad (2.25)$$

- โดยที่  $H_{sv}$  = NPSH ที่มีอยู่หรือ NPSHa (m)  
 $H_a$  = ความดันของบรรยากาศเทียบให้เป็นความสูงของแท่งของเหลว (m)  
 $h_s$  = หัวทางด้านดูดเทียบกับระดับศูนย์กลางใบพัด (m) มีค่าเป็นลบ ถ้าสูบอยู่เหนือผิวของของเหลว  
 $h_L$  = หัวเนื่องจากการความฝืดท่อดูด (m)  
 $h_v$  = หัวที่ความดันไออิ่มตัว (m)

ค่า NPSH เป็นค่าความดันที่ยังมีเหนือกว่าค่าความดันไอที่ทางเข้า ถ้ามี NPSH น้อยแสดงว่าใกล้จุด Cavitation มาก ค่า NPSH นี้ขึ้นกับการติดตั้งสูบน้ำ

**ตารางที่ 2.1** ความดันของบรรยากาศเทียบให้เป็นความสูงของแท่งน้ำที่ระดับความสูงต่างๆ

ระดับความสูง (เมตร)	0	200	400	800	1000	1500	2000	3000
ความดัน (เมตร)	10.33	10.20	9.85	9.38	9.17	8.64	8.12	7.16

**ตารางที่ 2.2** ความดันไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิขนาดต่างๆ

อุณหภูมิ (องศา C)	0	10	20	30	40	60	80	100
ความดัน (เมตร)	0.06	0.13	0.24	0.43	0.75	2.03	4.83	10.30

ค่าความดันสัมบูรณ์ที่ท่อดูด NPSH จะมีค่ามากกว่าค่าความดันไออิ่มตัวของน้ำซึ่งต้องมีอยู่เพื่อให้แน่ใจว่าไม่เกิด Cavitation ขึ้นที่ทางเข้าสูบน้ำ

ค่า NPSH นี้คำนวณได้จากค่าความเร็วจำเพาะที่ทางดูด S ดังสมการ

$$S = \frac{NQ^{1/2}}{H_{sv}^{3/4}} \quad (2.26)$$

- โดยที่ S = ค่าความเร็วจำเพาะที่ทางดูด  
 N = ความเร็วรอบ(rpm)  
 Q = อัตราการสูบ(m<sup>3</sup>/min)  
 H<sub>sv</sub> = NPSHa

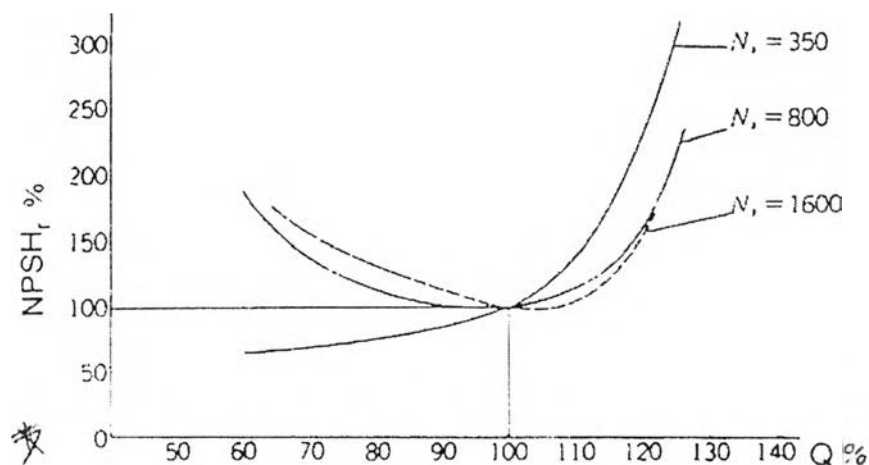
ค่า S มีค่าอยู่ระหว่าง 1200 – 1500 ณ จุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุด(BEP) โดยไม่ขึ้นกับค่าความเร็วจำเพาะของสูบ

จากสมการ 2.26 สามารถแปลงค่าให้หา NPSH ที่ต้องการ(NPSHr) ได้ดังนี้

$$h_{sv} = \left[ \frac{NQ^{1/2}}{S} \right]^{4/3} \tag{2.27}$$

ค่า NPSH นี้ลดลงมากเมื่อสูบน้ำเป็นแบบคู่เข้า 2 ทาง เพราะใช้ค่าอัตราการสูบเพียงครึ่งหนึ่งของค่าอัตราการสูบรวมมาคำนวณตามสมการที่ 2.27

สูบน้ำโดยปกติไม่ทำงาน ณ จุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุดตลอดเวลา แต่ขึ้นอยู่กับสภาพการใช้งานจริงและค่า NPSH จะเปลี่ยนไปตามสภาพการใช้งานด้วยเช่นกัน รูปที่ 2.15 แสดงแนวโน้มของค่า NPSH ที่เปลี่ยนกับอัตราการสูบ สำหรับสูบที่มีค่าความเร็วจำเพาะต่างกัน



รูปที่ 2.15 การเปลี่ยนแปลงของค่า NPSH กับอัตราการสูบ

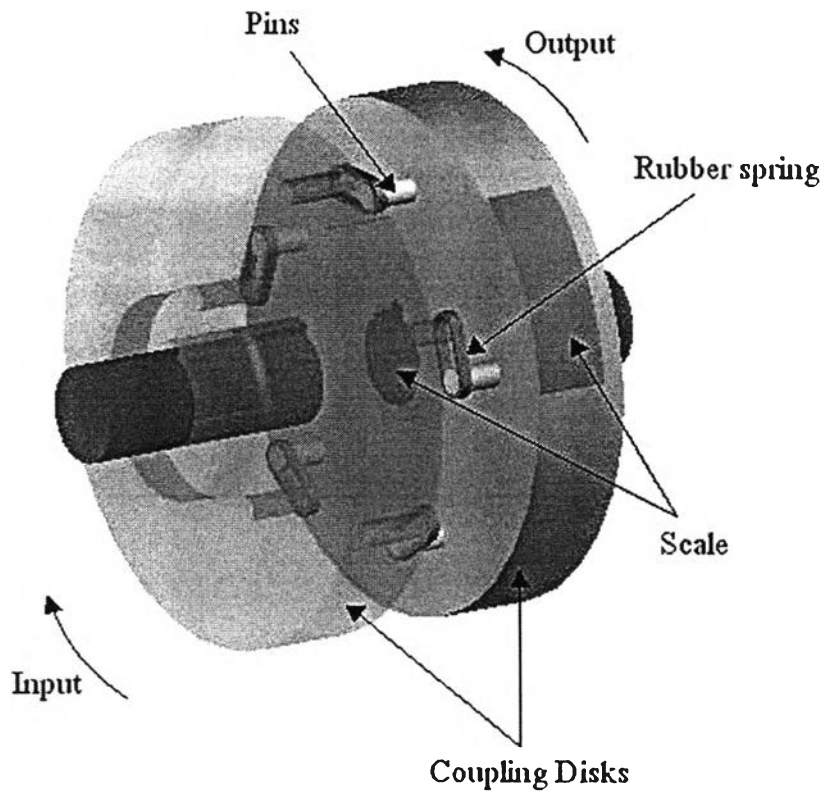
ค่า NPSHa ต้องมีค่าสูงกว่า NPSHr ดังนั้นจึงควรตรวจสอบว่าในช่วงที่ใช้งาน NPSHa เปลี่ยนไปจนมีค่าต่ำกว่า NPSHr หรือไม่ ปรกติแล้ว NPSHa ควรมีค่าไม่น้อยกว่า 1.3 เท่าของ NPSHr

## 2.11 Torque Meter

Torque Meter [10, 11] จัดเป็น Dynamometer ชนิดหนึ่งที่ใช้ในการวัดแรงบิดเพื่อหาค่ากำลังที่ปล่อยออกมาจากต้นกำลังที่มีการหมุนซึ่งโดยทั่วไปไม่สามารถวัดได้ ชนิดของ Torque Meter ที่มีใช้มานานคือ torsion-bar dynamometer โดยกำลังที่ถูกส่งผ่านมายังเพลลาจะเกิดการบิดเป็นเกลียวเนื่องจากการหมุนของเพลลา ถ้าค่าการยืดหยุ่นของวัสดุที่เกิดขึ้นในเพลลาไม่เกินขอบเขตที่กำหนด การบิดเป็นเกลียวที่เกิดขึ้นนี้เป็นสัดส่วนโดยตรงกับแรงบิดที่ใส่เข้าไปโดยการติด strain – gauge ลงไปบนผิวของเพลลาและต่อวงจรสำหรับอ่านค่าความต้านทานของ strain – gauge โดยต่อออกมาหาเครื่องมือวัดที่ไม่ได้อยู่บนเพลลา ทำให้สามารถคำนวณหาโมเมนต์ที่เพลลาบิดไปซึ่งก็คือแรงบิดที่เกิดบนเพลลาได้

การวัดแรงบิดโดย Torque Meter ชนิด torsion – bar ร่วมกับ strain – gauge เป็นที่นิยมมากในปัจจุบันและเรียกอุปกรณ์ทั้งชุดนี้ว่า Transmission Dynamometer เนื่องจากการวัดอยู่ระหว่างตัวส่งกำลังกับภาระ

สำหรับการวิจัยนี้ได้มีการพัฒนา torque meter ขึ้นมาโดยการดัดแปลง Flange Coupling เพียงเล็กน้อยคือ แทนที่จะส่งกำลังโดย pin จากด้าน input สู่ออก output แต่ได้มีการทำให้ทั้ง input disk กับ output disk มี pins เป็นจำนวนเท่ากันเพื่อเป็นตัวส่งและรับแรงโดยอาศัยวัสดุยืดหยุ่นเช่น สปริงหรือยาง เป็นตัวกลาง เมื่อมีการส่งกำลังในขณะที่หมุนอยู่ Coupling Disks ทั้งสองตัวจะมีการเคลื่อนที่สัมผัสกันเป็นสัดส่วนกับแรง(หรือแรงบิด)ที่ส่งผ่านกัน ปริมาณการเคลื่อนที่สัมผัสกันนี้สามารถรู้ได้โดยการส่องดูด้วย stroboscope เพื่อดูระยะยืดของสปริงยางเหล่านั้นและคำนวณได้ว่าเป็นแรงบิดเท่าใด



รูปที่ 2.16 Torque Meter ที่ใช้ในงานวิจัย

## 2.12 การคำนวณหาหัวรวมของสบู

ในการหาหัวรวมของสบูตามมาตรฐานของ JIS(Japanese Industrial Standard) [12] คำนวณได้จาก

$$H_p = h_o - h_i + \frac{V_o^2}{2g} - \frac{V_i^2}{2g} \quad (2.28)$$

โดยที่  $H_p$  = หัวรวมของสบู (m)

$h_o$  = หัวความดันด้านออกวัดจากระนาบอ้างอิง (m)

$h_i$  = หัวความดันด้านเข้าวัดจากระนาบอ้างอิง (m)

$V_o$  = ความเร็วเฉลี่ยของของเหลวที่ตำแหน่งวัดความดันด้านออก (m/s)

$V_i$  = ความเร็วเฉลี่ยของของเหลวที่ตำแหน่งวัดความดันด้านเข้า (m/s)

$g$  = ความเร่งโน้มถ่วงของโลก = 9.81 m/s<sup>2</sup>

หมายเหตุ เมื่อพื้นที่หน้าตัดของท่อคู่และท่อส่งที่จุดติดตั้ง Pressure Gauge (ทั้งที่ทางเข้าและออก) มีขนาดเท่ากัน หัวรวมของสูบคือ

$$H_p = h_o - h_i \quad (2.29)$$

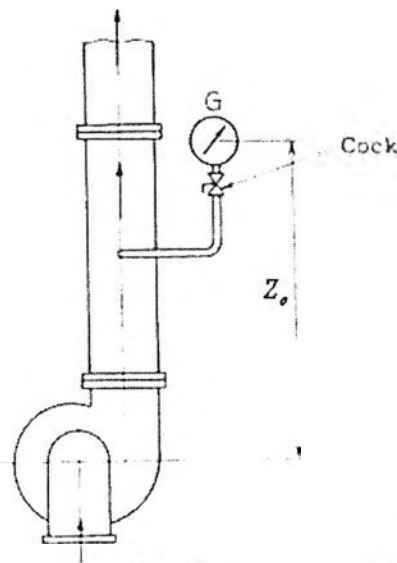
หัวความดันที่ทางออก ( $h_o$ ) ขึ้นกับการอ่านค่าความดันที่ตำแหน่งที่ติดตั้ง Pressure Gauge โดยทั่วไปคำนวณได้จากสมการดังนี้

$$h_o = \frac{G}{\rho g} + Z_o \quad (2.30)$$

โดยที่  $G$  = ค่าที่อ่านได้จากมาตรวัดความดัน

$\rho$  = ความหนาแน่นของของไหล ( $\text{kg/m}^3$ )

$Z_o$  = potential head (m) คือ ระยะห่างในแนวตั้งฉากจากจุดศูนย์กลางของเครื่องมือวัดถึงระดับอ้างอิง (ในกรณีที่มาตรวัดอยู่ต่ำกว่าระดับอ้างอิง ค่าที่อ่านได้จะเป็นลบ)

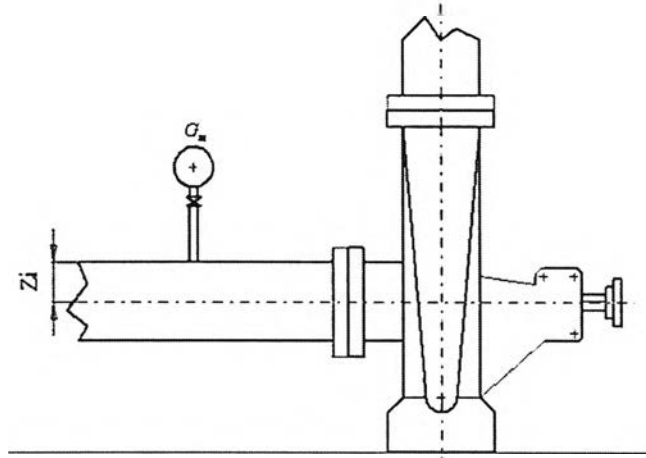


รูปที่ 2.17 ตำแหน่งที่ติดตั้ง pressure gauge ที่ทางออกสูบ

หัวความดันที่ทางเข้า ( $h_i$ ) ขึ้นกับการอ่านค่าความดันที่ตำแหน่งที่ติดตั้ง Pressure Gauge อย่างไรก็ตามในกรณีที่ความดันที่ทางเข้าน้อยกว่าความดันบรรยากาศและ Pressure Gauge ที่ติดตั้งเป็นแบบสุญญากาศ สามารถคำนวณได้จากสมการดังนี้

$$h_i = \frac{G_m}{\rho g} + Z_i \quad (2.31)$$

โดยที่  $G_m$  = ค่าที่อ่านได้จากมาตรวัดความดันสูญญากาศ ในกรณีนี้ค่าที่อ่านได้จะเป็นลบ  
 $Z_i$  = potential head (m) คือ ระยะห่างในแนวตั้งจากวัดจากตำแหน่งที่ติดตั้ง Pressure Gauge ถึงระดับอ้างอิง(ในกรณีที่ตำแหน่งที่ติดตั้งอยู่ต่ำกว่าระดับอ้างอิง ค่าที่อ่านได้จะเป็นลบ)



รูปที่ 2.18 ตำแหน่งที่ติดตั้ง pressure gauge ที่ทางเข้าสูบ

### 2.13 การคำนวณหา Head Loss ที่เกิดขึ้นในท่อ

การหาค่าการสูญเสียหัวรวมของสูบ จะต้องหาค่าการสูญเสียหัวความดันที่จุดต่างๆตามเส้นท่อ โดยคำนวณจากข้อมูลที่ได้จากการทดลองด้วยวิธีการดังต่อไปนี้

#### 2.13.1 การสูญเสียหัวความดันภายในท่อตรง

การไหลในท่อ [13, 14] โดยปกติเป็นการไหลแบบปั่นป่วน ดังนั้น ค่าการสูญเสียหัวความดันจะเพิ่มเป็นกำลังสองของความเร็ว ในการหาการสูญเสียหัวความดันภายในท่อตรง สามารถหาได้โดยใช้สมการของ คาร์ซี - ไวส์บาค ซึ่งใช้ได้กับท่อที่ไม่ยาวมากนัก เช่น ท่อต่อระหว่างเครื่องสูบน้ำกับน้ำในถังที่จะดูดขึ้น หรือในท่อส่งไปถึงสูง

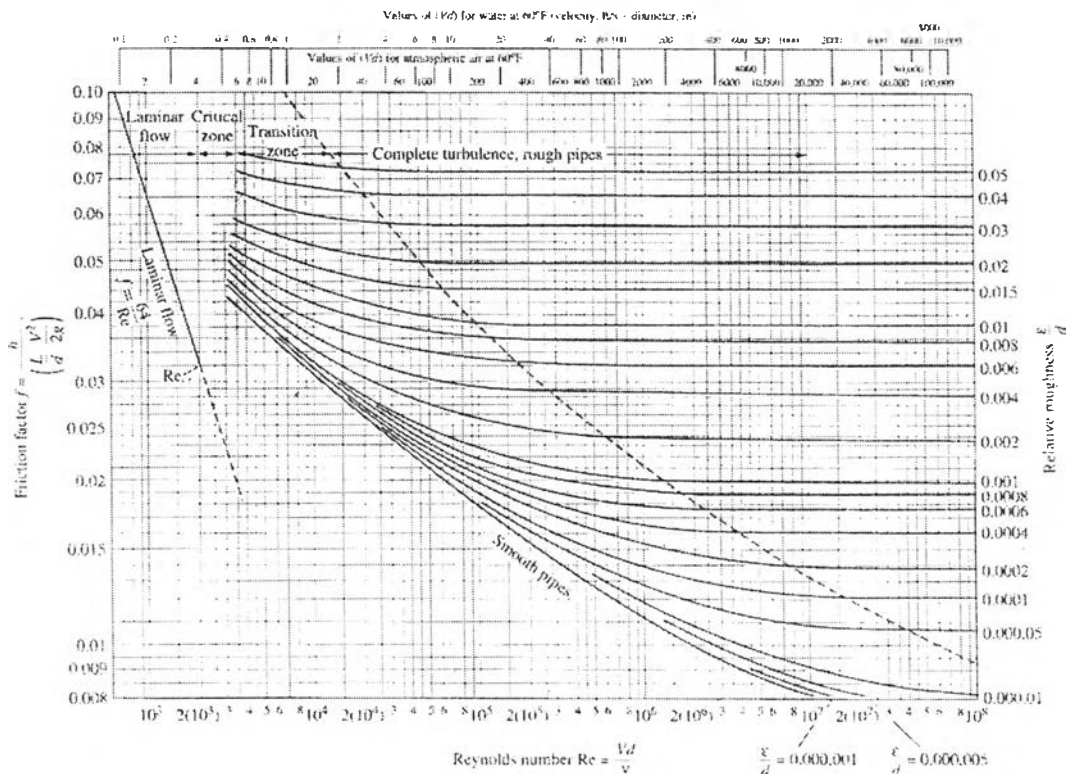
$$h_f = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (2.32)$$

- โดยที่  $h_f$  = head loss ที่เกิดขึ้นในท่อตรง (m)  
 $f$  = ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดของท่อ(Darcy Friction factor)  
 $L$  = ความยาวของท่อ (m)  
 $D$  = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ (m)  
 $V$  = ความเร็วในท่อ (m/s)

ในการหา  $f$  สามารถหาได้จากสมการดังนี้

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -1.8 \log \left[ \frac{6.9}{Re_d} + \left( \frac{\epsilon/d}{3.7} \right)^{1.1} \right] \quad (2.33)$$

นอกจากนี้ยังสามารถหาได้จาก Moody Chart ซึ่งเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Reynolds number (Re) กับ Relative roughness  $\left( \frac{\epsilon}{D} \right)$



รูปที่ 2.19 Moody Chart



Material	Condition	ε		Uncertainty, %
		ft	mm	
Steel	Sheet metal, new	0.00016	0.05	± 60
	Stainless, new	0.000007	0.002	± 50
	Commercial, new	0.00015	0.046	± 30
	Riveted	0.01	3.0	± 70
	Rusted	0.007	2.0	± 50
Iron	Cast, new	0.00085	0.26	± 50
	Wrought, new	0.00015	0.046	± 20
	Galvanized, new	0.0005	0.15	± 40
	Asphalted cast	0.0004	0.12	± 50
Brass	Drawn, new	0.000007	0.002	± 50
Plastic	Drawn tubing	0.000005	0.0015	± 60
Glass	—	Smooth	Smooth	
Concrete	Smoothed	0.00013	0.04	± 60
	Rough	0.007	2.0	± 50
Rubber	Smoothed	0.000033	0.01	± 60
Wood	Stave	0.0016	0.5	± 40

310

### รูปที่ 2.20 ค่าความขรุขระของท่อ

ค่า Reynolds number (Re) คำนวณได้จาก

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (2.34)$$

โดยที่  $\nu$  = Kinematic Viscosity of Water ( $m^2/s$ )

T, °C	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$\mu$ , N · s/m <sup>2</sup>	$\nu$ , m <sup>2</sup> /s	T, °F	$\rho$ , slug/ft <sup>3</sup>	$\mu$ , lb · s/ft <sup>2</sup>	$\nu$ , ft <sup>2</sup> /s
0	1000	1.788 E-3	1.788 E-6	32	1.940	3.73 E-5	1.925 E-5
10	1000	1.307 E-3	1.307 E-6	50	1.940	2.73 E-5	1.407 E-5
20	998	1.003 E-3	1.005 E-6	68	1.937	2.09 E-5	1.082 E-5
30	996	0.799 E-3	0.802 E-6	86	1.932	1.67 E-5	0.864 E-5
40	992	0.657 E-3	0.662 E-6	104	1.925	1.37 E-5	0.713 E-5
50	988	0.548 E-3	0.555 E-6	122	1.917	1.14 E-5	0.597 E-5
60	983	0.467 E-3	0.475 E-6	140	1.908	0.975 E-5	0.511 E-5
70	978	0.405 E-3	0.414 E-6	158	1.897	0.846 E-5	0.446 E-5
80	972	0.355 E-3	0.365 E-6	176	1.886	0.741 E-5	0.393 E-5
90	965	0.316 E-3	0.327 E-6	194	1.873	0.660 E-5	0.352 E-5
100	958	0.283 E-3	0.295 E-6	212	1.859	0.591 E-5	0.318 E-5

### รูปที่ 2.21 ค่าความหนืดและความหนาแน่นของน้ำที่ความดัน 1 บรรยากาศ

### 2.13.2 การสูญเสียหัวความดันภายในอุปกรณ์ต่างๆของท่อ

อุปกรณ์และประตูน้ำ เป็นจุดที่ทำให้เกิดการสูญเสียหัวความดัน ค่าเหล่านี้หาได้จากสมการ (2.35) ซึ่งค่าที่ได้ขึ้นกับกำลังสองของความเร็ว [15, 16]

$$h_f = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.35)$$

โดยที่  $K$  = ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสีย

#### 2.13.2.1 ค่าการสูญเสียหัวความดันที่ท่ออง 90 องศา

$$h_{elbow} = K_{elbow} \frac{V^2}{2g} \quad (2.36)$$

TABLE 9.3  
K factors for flanged 90° elbows\*

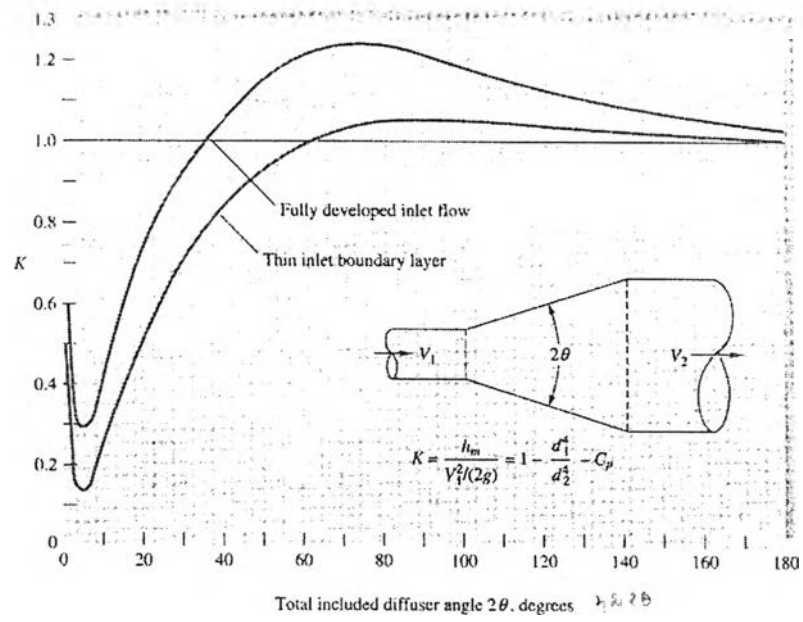
$r/d$	Nominal pipe size, in										
	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	2	3	4	5	6	8-10	12-16	18-24
1	0.54	0.50	0.46	0.38	0.36	0.34	0.32	0.30	0.28	0.26	0.24
3	0.32	0.30	0.276	0.228	0.216	0.204	0.192	0.018	0.168	0.156	0.144
6	0.459	0.425	0.391	0.32	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20
10	0.81	0.75	0.69	0.57	0.54	0.51	0.48	0.45	0.42	0.39	0.36
14	1.03	0.95	0.87	0.72	0.68	0.65	0.61	0.57	0.53	0.49	0.46
20	1.35	1.25	1.15	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70	0.65	0.60

\* Data from Crane Co., "Flow of Fluids," Tech. Paper 410, 1979.

#### รูปที่ 2.22 ตารางแสดงค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียของท่ออง 90 องศา

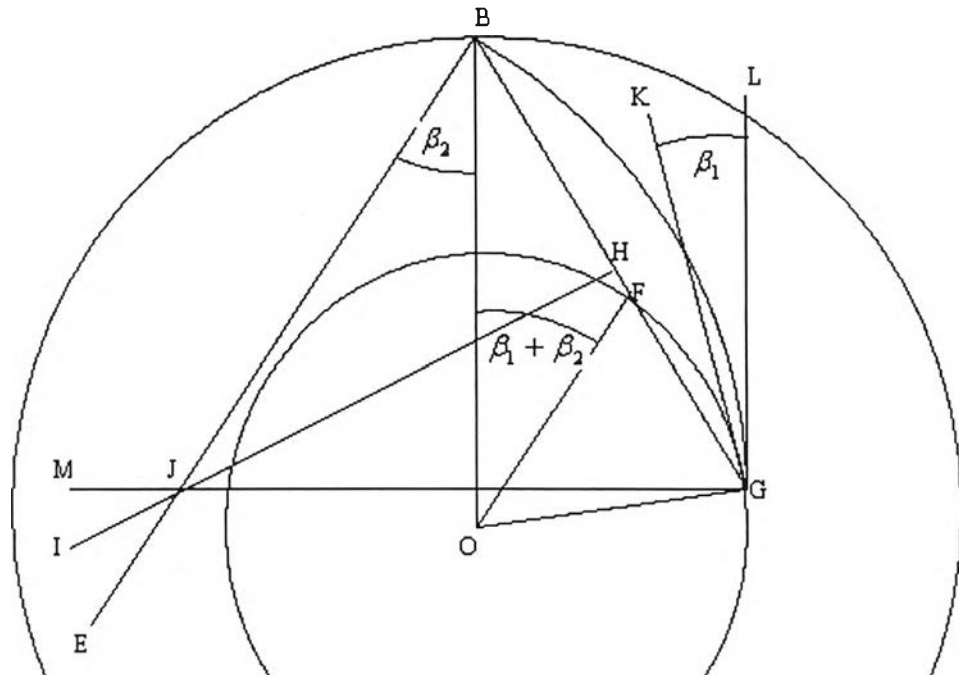
#### 2.13.2.2 ค่าการสูญเสียหัวความดันที่ท่อขยายขนาด

$$h_{Gradual\ Enlargement} = K_{Gradual\ Enlargement} \frac{V^2}{2g} \quad (2.37)$$



รูปที่ 2.23 กราฟแสดงค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียของท่อขยายขนาด [13]

2.14 การออกแบบกลีบใบตามทฤษฎี Circular arc Method



รูปที่ 2.24 การออกแบบกลีบใบตามทฤษฎี Circular arc Method [17]

จากจุด O สร้างเส้นตรง OF โดยทำมุม  $\beta_1 + \beta_2$  กับเส้นตรง OB สร้างเส้นตรง BF โดยลากเส้นต่อออกมาตัดกับวงกลมด้านในที่จุด G แบ่งครึ่งเส้นตรง BG ที่จุด H จุด J เป็นจุดที่เกิดจากการตัดกันของเส้นตรง HI ที่ลากตั้งฉากกับเส้นตรง BG กับเส้นตรง BE ที่ลากเส้นทำมุม  $\beta_2$  กับเส้นตรง OB ใช้จุด J เป็นจุดศูนย์กลางสร้างส่วนโค้ง BG โดยมีรัศมีส่วนโค้งเท่ากับ JB

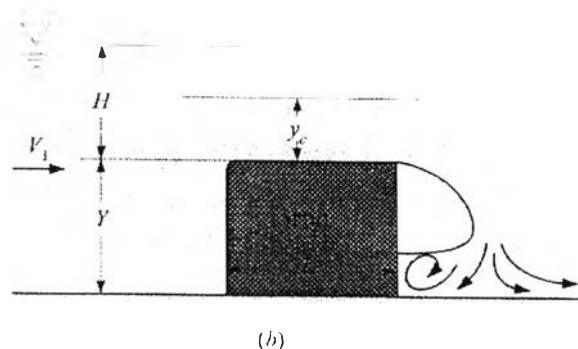
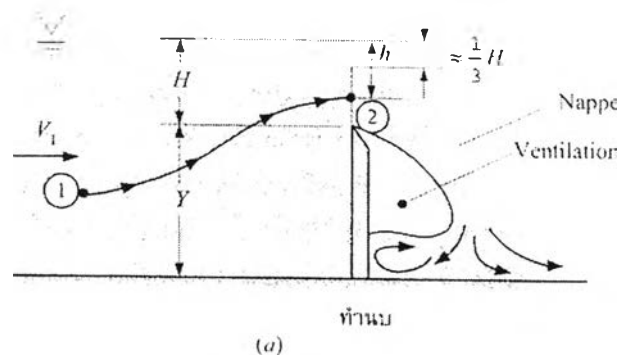
รัศมีส่วนโค้งสามารถคำนวณได้จากสมการดังนี้

$$JB = JG = \frac{1}{2} \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1} \quad (2.38)$$

## 2.15 การวัดอัตราการไหลและการควบคุมการไหลโดย Weir

Weir [7, 13] คืออุปกรณ์ที่ใช้ขวางการไหลในท่อเปิดเพื่อวัดอัตราการสูบของน้ำ โดยยอมให้น้ำส่วนหนึ่งล้นผ่านสันweirไปได้

รูปที่ 2.25 แสดงให้เห็นถึง weir ในสองรูปแบบที่สำคัญ คือ weir แบบสันคม (sharp-crested weir) และแบบสันหนา (broad-crested weir) ซึ่งในทั้งสองกรณีจะสมมติว่า weir มีความกว้างสันมาก (ในมิติที่ตั้งฉากกับหน้ากระดาษ)



รูปที่ 2.25 weir แบบสันคม (a) และแบบสันหนา (b)

### 2.15.1 การไหลผ่าน weir แบบสันหนา

เนื่องจากในการไหลแบบนี้ลำน้ำมีเวลาในการปรับตัวพอสมควร(เพราะสันหนา) ทำให้ความเร็วของลำน้ำมีการไหลแบบ uniform flow ดังนั้นความเร็วบนสันมีค่า  $V_c = \sqrt{gy_c}$  เนื่องจากการไหลผ่านสันในระยะทางสั้นๆ จึงสมมติได้ว่าการสูญเสียมีน้อยมากจนไม่ต้องนำมาพิจารณาได้ ดังนั้นในการวิเคราะห์จึงใช้สมการของเบอร์นูลลีโดยพิจารณาระหว่างจุดต้นน้ำกับจุดสัน weir ซึ่งสามารถเขียนได้ดังนี้ (ดูรูป 2.25a และ 2.25b ประกอบ)

$$\frac{V_1^2}{2g} + H \approx \frac{V_c^2}{2g} + y_c \quad (2.39)$$

เนื่องจากการไหลบนสัน weir เป็นแบบ uniform flow ดังนั้น  $V_2 = V_c = \sqrt{gy_c}$  ดังนั้น

$$y_c = \frac{2H}{3} + \frac{V_1^2}{2g} \quad (2.40)$$

ในการวิเคราะห์มักนิยมตัดค่า  $V_1$  ออกไปเพราะเป็นความเร็วต้นน้ำที่มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับ  $V_2$  ในกรณีนี้สมการจะลดรูปลงมาเป็น

$$y_c \approx \frac{2H}{3} \quad (2.41)$$

นั่นคือผิวน้ำตรงบริเวณสันต่ำลงมาจากผิวน้ำทางต้นน้ำ (ซึ่งสูง H) เป็นระยะประมาณ  $\frac{H}{3}$  จึงสามารถคำนวณหาอัตราการสูบได้

$$q = V_c y_c = \sqrt{gy_c} y_c = \frac{2\sqrt{2}}{3\sqrt{3}} \sqrt{g} H^{3/2} \quad (2.42)$$

ค่าคงตัวการไหลที่ได้นี้  $\left(\frac{2\sqrt{2}}{3\sqrt{3}}\right)$  เป็นเพียงค่าประมาณการเชิงทฤษฎีเท่านั้น ซึ่งอาจมีความถูกต้องประมาณ 80% ในทางปฏิบัตินิยมที่จะทำการทดลองเพื่อหาค่าคงตัวแทน

สำหรับการวิเคราะห์การไหลผ่าน weir แบบสันคมนั้น ก็สามารถวิเคราะห์ได้เช่นเดียวกันกับการไหลผ่าน weir แบบสันหนาทุกประการ ซึ่งจะทำได้รูปแบบของสมการอัตราการสูบเหมือนกับสมการสันหนาทุกประการ เพียงแต่ค่าตัวเลขคงตัวที่ได้จะแตกต่างกันเล็กน้อยด้วยเหตุผลว่า ความเร็วน้ำตรงสัน weir มีเวลาน้อยที่จะจัดตัวให้เป็นค่าวิกฤตทั้งหมดโดยตลอดหน้าตัด ดังนั้นรูปแบบสมการอัตราการสูบจะเหมือนกับรูปแบบสันหนาทุกประการ ส่วนค่าคงตัวย่อมแตกต่างกันโดยค่าคงตัวสามารถหาได้จากการทำการทดลอง

### 2.15.2 สัมประสิทธิ์อัตราการสูบจากการทดลอง

ทฤษฎีการไหลผ่านสัน weir ได้ให้รูปแบบสมการที่จะทำการทดลองได้อย่างดีมาก แต่ค่าคงตัวที่ได้นั้นจะถูกต้องแม่นยำมากขึ้นหากทดลองวัดเองจากการทดลอง ซึ่งอาจเขียนสมการที่ได้จากทฤษฎีในการไหลทั้งสองกรณีในรูปแบบที่เหมาะสมต่อการทำการทดลองเสียใหม่ว่า

$$Q = C_d b \sqrt{g} H^{3/2} \quad (2.43)$$

โดยเป็นสูตรที่ใช้หาอัตราการสูบตอดแนวสัน (ที่มีความกว้างตั้งฉากกับหน้ากระดาน = b) สัญลักษณ์  $C_d$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์อัตราการไหล (discharge coefficient) ที่ต้องทำการวัดหาค่าเองจากการทดลอง โดยจะเห็นได้ว่ามีรูปแบบเหมือนกับสมการเชิงทฤษฎีทุกประการยกเว้นได้เปลี่ยนตัวเลข(ค่าคงตัว) เป็นตัวสัญลักษณ์  $C_d$

ในการทดลองหาค่า  $C_d$  ของการไหลประเภทนี้ สมการที่มีความถูกต้องสูงและเป็นที่ยอมรับคือสมการของ P.Ackers [18] ดังนี้

weir แบบสันคม :

$$C_d = 0.564 + 0.0846 \frac{H}{Y} \quad \left( \text{โดยที่ } \frac{H}{Y} \leq 2 \right) \quad (2.44)$$

## 2.16 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

R. Palgrave, B.A. [19] ได้ศึกษาถึงระดับการแพร่ของเสียงที่เกิดขึ้นภายในสบูบเนื่องมาจากการไหลของของเหลวในลักษณะที่เกิดโพรงไอ การติดตั้งที่ไม่เหมาะสม หรือการไหลของของเหลวที่ไม่ใช้น้ำ ซึ่งพบว่าเสียงที่เกิดขึ้นมี 2 ชนิดคือ

### 2.16.1 เสียงที่เกิดจากชิ้นส่วนทางกล

ได้แก่ bearing, ผนึกกันรั้ว, เพลา, เฟือง ฯลฯ เสียงที่เกิดขึ้นนี้โดยปกติจะเกิดกับสบูบนำที่มีความเร็วที่สูงหรือต่ำมาก ๆ

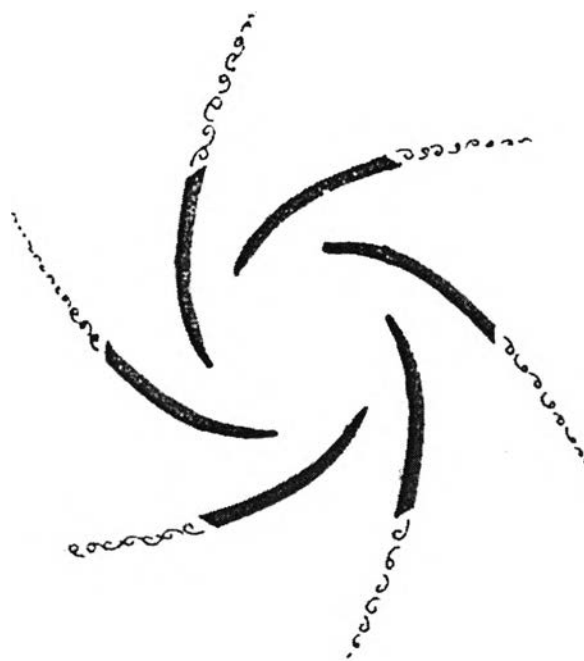
### 2.16.2 เสียงที่เกิดจากของเหลว

#### 2.16.2.1 การไหลแบบปั่นป่วน(Turbulence)

การสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในสบูบเป็นผลจากแรงเสียดทานและการไหลแบบไม่เต็มท่อของของเหลว ซึ่งเสียงที่เกิดจากแรงเสียดทานของของเหลวมีความสัมพันธ์โดยเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วและค่า Reynolds Number สูงขึ้น ส่วนเสียงที่เกิดจากการไหลแบบไม่เต็มท่อสัมพันธ์กับอัตราการสบูบซึ่งโดยปรกติมีผลน้อยเมื่อสบูบทำงานที่จุดออกแบบแต่อาจมีผลทำให้เกิดการไหลแบบไม่เต็มท่อมากขึ้นในช่วงที่ความเร็วจำเพาะน้อยๆ

#### 2.16.2.2 ปฏิสัมพันธ์ของชิ้นส่วนที่หยุดนิ่งและที่เคลื่อนหมุน(Stator/Rotor Interaction)

เสียงสามารถเกิดขึ้นได้จากการที่ของเหลวไหลออกจากใบพัดแล้วถูกขวางการไหลโดยเรือนสบูบ โดยเสียงเกิดตรงส่วนหน้าของกลีบใบซึ่งเป็นบริเวณที่ไม่มีกรไหล เรียกตรงส่วนนี้ว่า shadow หรือ wake เสียงที่เกิดขึ้นมีลักษณะเป็นช่วงๆไม่ต่อเนื่องกันขึ้นกับความถี่โดยสัมพันธ์กับความเร็วของเพลาและจำนวนกลีบของใบพัด ความถี่ของเสียงที่ได้ยินมีค่าเท่ากับผลคูณของจำนวนกลีบใบพัดกับอัตราส่วนของจำนวนใบพัดต่อจำนวนชิ้นส่วนที่หยุดนิ่ง สำหรับสบูบแบบไหลตามแนวรัศมี ความถี่ของเสียงที่ได้ยินมีค่าเท่ากับจำนวนกลีบใบพัด(เนื่องจากจำนวนชิ้นส่วนที่หยุดนิ่งมี 1 ชิ้นคือเรือนสบูบ)



รูปที่ 2.26 การเกิด shadow

อย่างไรก็ตาม ในความเป็นจริงการไหลที่เกิดขึ้นมีความซับซ้อนและมีทิศทางไม่แน่นอน สำหรับใบพัดที่มีความเร็วจำเพาะต่ำพบว่า การไหลของของเหลวเมื่อออกจากกลีบใบจะเกิดการแยกไหลเสมือนว่ามี การไหล 2 ค่าภายในสวเรียกว่า jet/wake ดังนั้นจำนวนครั้งของเสียงที่ได้ยินจึงหาได้จากผลคูณของจำนวนใบพัดกับ 2 เท่าของสัดส่วนของจำนวนใบพัดต่อจำนวนชิ้นส่วนที่หยุดนิ่ง สำหรับสวแบบไหลตามแนวรัศมีมีค่าเท่ากับ 2 เท่าของจำนวนใบพัด



รูปที่ 2.27 การเกิด jet/wake



การเกิดเสียงถูกกำหนดโดยความถี่ในการเกิดเสียงซึ่งหาได้จากผลคูณของความถี่ของเสียงที่ได้ยินกับความเร็วยาวที่ใช้งานของสูบ ซึ่งความดังของเสียงนี้ขึ้นกับความเร็วที่ปลายใบพัดซึ่งเราสามารถลดความดังของเสียงลงได้โดยเพิ่มระยะห่างระหว่างส่วนที่หยุดนิ่งกับส่วนที่เคลื่อนหมุน อย่างไรก็ตามสูบโดยทั่วไปได้มีการออกแบบระยะห่างนี้เพียงพอที่จะช่วยลดความแรงของเสียงลงแล้ว

### 2.16.2.3 การสั่นพ้องของเสียง(Acoustic Resonance)

การที่ของเหลวไหลผ่านช่องของกลีบใบพัดสามารถทำให้เกิดเสียงได้ เมื่อมีความถี่ที่เหมาะสม

### 2.16.2.4 การเกิดโพรงไอ(Cavitation)

การเกิดโพรงไอบ่งออกเป็น 3 ชนิดคือ

- Sheet Cavitation เป็นรูปแบบการเกิดโพรงไอที่คงที่เมื่อของเหลวไหลผ่านผิวของใบพัดเมื่อสูบทำงานที่จุดออกแบบ โดยมีความดันด้านดูดต่ำ เสียงที่เกิดขึ้นมีลักษณะค่อยๆ โดยมีความถี่ 2 – 40kHz
- Cloud Cavitation เป็นรูปแบบการเกิดโพรงไอที่ไม่คงที่เมื่อของเหลวไหลผ่านผิวของใบพัดเมื่อสูบทำงานที่นอกเหนือจากจุดออกแบบ โดยมีความดันด้านดูดต่ำ เรียกปรากฏการณ์นี้ว่าการยุบตัวของโพรงไอ(bubble collapse) ส่งผลให้สูบเกิดความเสียหายและมีเสียงดังมาก โดยทั่วไปในช่วงความถี่ 20 – 40 kHz และเสียงที่เกิดขึ้นมีลักษณะเหมือนกับเสียงตุ๊กตุ๊ก
- Vortex Cavitation เป็นรูปแบบการเกิดโพรงไอที่ไม่คงที่อย่างมากโดยเกิดเมื่อสูบทำงานที่อัตราการสูบลำและเกิดการไหลย้อนกลับของของเหลวที่ทางเข้า โดยมีความเสียหายน้อยกว่า bubble collapse เนื่องจากเกิดที่บริเวณห่างจากผิวใบพัด โดยมีเสียงคล้ายกับเสียงโลหะแตก(crackle) และเกิดแบบสุ่มไม่แน่นอน