

บทที่ 2

กลศาสตร์ของไหลเบื้องต้น

(Fundamental of fluid mechanics)

ความสำคัญของเนื้อหาวิชา

กลศาสตร์ของไหล มีความสำคัญอย่างยิ่งต่อชีวิตประจำวัน รวมถึงในทางอุตสาหกรรมด้วยเครื่องอำนวยความสะดวก เครื่องจักรต่างๆ และกระบวนการผลิตในอุตสาหกรรมนั้น ก็จะประกอบไปด้วยของไหลแทบทั้งสิ้น เช่นเครื่องปรับอากาศ ระบบน้ำ เป็นต้น ดังนั้นพื้นฐานความรู้ในวิชานี้จึงมีความจำเป็นสำหรับการคำนวณการออกแบบ ระบบเพื่อให้มีการนำไปใช้งานได้อย่างมีประสิทธิภาพมากที่สุดโดยเฉพาะในภาคอุตสาหกรรม

วัตถุประสงค์ (Objective)

เพื่อให้เข้าใจหลักการของของไหลเบื้องต้น

บทนำ (Introduction)

เนื้อหาในบทนี้จะเป็นการศึกษาหลักการเบื้องต้นของกลศาสตร์ของไหล ความดันกับระดับของของไหล กำลังของของไหลในเส้นทางการไหล การไหลของของไหลที่มีความหนืด การขนส่งของไหล อุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับกลศาสตร์ของไหล และการอนุรักษ์พลังงาน เช่น เครื่องสูบลม (Pump) คอมเพรสเซอร์ และพัดลม ซึ่งจะเป็นความรู้พื้นฐานที่จะอธิบายถึงหลักการเบื้องต้นของแต่ละระบบ สำหรับการนำไปประยุกต์ใช้ต่อไป

2.1 หลักการเบื้องต้นของกลศาสตร์ของไหล

ของไหล (Fluid) คือของเหลว และก๊าซ ในการวิเคราะห์จะต่างกันตรงที่ก๊าซจะเป็นของไหลที่สามารถอัดตัวได้ ส่วนของเหลวนั้นไม่สามารถอัดตัวได้ ถึงแม้จะอัดตัวได้บ้าง แต่ต้องใช้ความดันสูงมาก จึงพิจารณาว่าของเหลวเป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้

ของไหลอัดตัวได้ คือของไหลที่ความหนาแน่นไม่คงที่ขึ้นอยู่กับตัวแปรหลายตัว เช่น ก๊าซอยู่ในภาชนะปิดสนิทเมื่อได้รับความร้อน ความหนาแน่นของก๊าซก็จะเพิ่มขึ้น ตรงกันข้ามถ้าสูญเสียความร้อน ความหนาแน่นก็จะลดลง ในที่นี้จะกล่าวเฉพาะของไหลที่อัดตัวไม่ได้เท่านั้น

ความหนาแน่น (Density, ρ) คือ มวล (m) ของสารนั้นหารด้วยปริมาตร (V)

ปริมาตรเฉพาะ (Specific volume, v) คือ ปริมาตรของสารนั้นหารด้วยมวล ซึ่งจะมีค่าเป็นส่วนกลับของความหนาแน่น

ความหนืด (Viscosity, μ) คือ คุณสมบัติการต้านการเคลื่อนที่ของของไหล

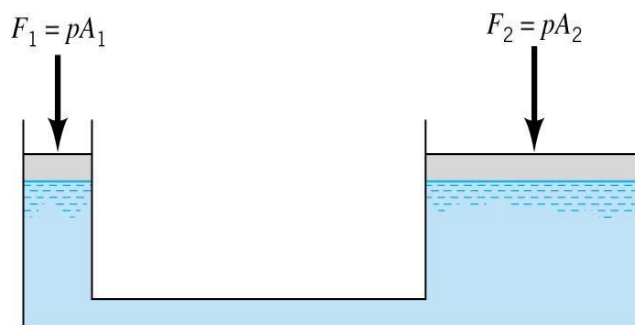
น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight, γ) คือ ความหนาแน่น คูณกับค่าอัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (g) หรือน้ำหนัก (mg) หารด้วยปริมาตร

2.2 แรงสถิตของของไหล

ความดันของของไหล ณ จุดๆ หนึ่งจะมีค่าเท่ากันในทุกๆทิศทาง และจะกระทำในทิศทางที่ตั้งฉากกับพื้นที่นั้นๆ ซึ่งก็เป็นทฤษฎีของปาสคาล ในรูปที่ 2.1 เมื่อใช้ทฤษฎีนี้ และให้ความดันของของเหลวเป็น p [Pa] จะได้ว่า

$$p = F[N]/A[m^2] \quad = \quad F_1/A_1 \quad = \quad F_2/A_2 \quad (2.1)$$

เครื่องวัดความดันนั้นโดยปกติแล้วจะแสดงผลออกมา เป็นค่าความดันที่มาก หรือน้อยกว่าค่าความดันบรรยากาศ ค่าความดันที่แตกต่างจากบรรยากาศนี้จะเรียกว่า “ความดันเกจ (Gauge Pressure)”



รูปที่ 2.1 ทฤษฎีของปาสคาล

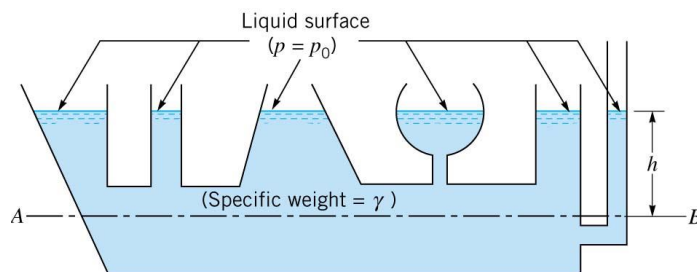
2.2.1 ความดันกับระดับความลึกของของไหล

ค่าความดันในของไหล (ของเหลว) จะไม่ขึ้นอยู่กับขนาดหรือความใหญ่ของภาชนะที่บรรจุ โดยค่าความแตกต่างกันของความดันของจุด 2 จุดที่มีความลึกที่แตกต่างกันในของไหลสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$p_2 - p_1 = \rho g(z_2 - z_1) = \gamma(z_2 - z_1) \quad (2.2)$$

โดยในสมการนี้ $p_2 - p_1$ คือ ค่าความแตกต่างของความดัน ระหว่างจุดที่ 1 และจุดที่ 2 ρ คือ ค่าความหนาแน่นของของไหล (ของเหลว) [kg/m^3], g คือ ค่าอัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก [m/s^2], $(z_2 - z_1)$ คือ ค่าความแตกต่างกันของความลึกในของเหลว [m]

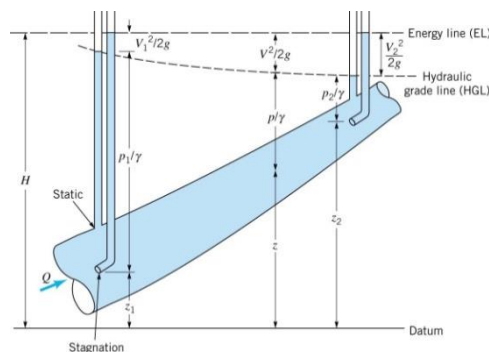
จากรูปที่ 2.2 ความดันของจุดทุกจุดบนเส้น A-B ซึ่งมีความลึกเท่ากัน คือ h จะมีค่าเท่ากัน ซึ่งหาค่าได้จากสมการ 2.2 จะสังเกตได้ว่ามีได้ขึ้นอยู่กับรูปร่างของภาชนะ



รูปที่ 2.2 ความดันกับระดับความลึกของของไหล

2.3 สมการพื้นฐานของการไหล

ในรูปที่ 2.3 แสดงการไหลของของไหล เมื่อกำหนดพื้นที่ตัดขวาง (Cross Section Area) ให้เป็น A [m^2] ความเร็วเฉลี่ยในการไหลผ่านพื้นที่ตัดขวางเป็น V [m/s] และคิดให้เป็นการไหลแบบคงตัว (Steady Flow) ตัวเลข 1 และ 2 ที่เป็นตัวห้อยจะหมายถึงพื้นที่ตัดขวางที่ตำแหน่งที่ 1 และ ตำแหน่งที่ 2



รูปที่ 2.3 การไหลในสภาวะปกติ

จากรูปค่าตัวแปรต่าง ๆ จะแสดงในหัวข้อ 2.3.2

2.3.1 สมการของการอนุรักษ์มวล

มวลสารที่เกิดการไหลในระบบหนึ่งจะเท่ากันตลอดทุกๆ หน้าตัด เมื่อให้ปริมาณการไหลของมวลสารเป็น $\dot{M}$ [kg/s] จะเขียนสมการได้ว่า

$$\begin{aligned}\dot{M} &= \rho VA = \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 = \text{ค่าคงที่} \\ &= \rho Q = \rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 = \text{ค่าคงที่}\end{aligned}\quad (2.3)$$

ในสมการนี้ค่า ρ คือค่าความหนาแน่นของของไหล [kg/m³], Q เป็นอัตราการไหลของปริมาตร (Volume flow rate) หรือเรียกสั้นๆ ว่าอัตราการไหล (Flow rate) ของของไหล [m³/s], ถ้าให้ค่า Q เท่ากับ $\dot{M}/\rho$ แล้วและ ρ เป็นค่าคงที่ (เป็นของเหลวที่อัดตัวไม่ได้) ในกรณีนี้จะทำให้ Q ก็เป็นค่าคงที่เช่นเดียวกัน

2.3.2 สมการของการอนุรักษ์พลังงาน

พลังงานที่เกี่ยวข้องกับการไหลของของไหลต่อหน่วยมวลคือ ค่าเอนทัลปีจำเพาะ [J/kg] พลังงานจลน์ $V^2/2$ [J/kg] และพลังงานศักย์ gz [J/kg] ในระหว่างพื้นที่หน้าตัดที่ 1 และ 2 เมื่อมีพลังงานจากภายนอกเข้ามาโดยจะให้พลังงานนี้เป็น E_{in} [J/kg] (ยกตัวอย่างเช่นพลังงานจากปั๊ม, Blower, หรือการเพิ่มความร้อน) และถ้าให้พลังงานจากของไหลที่ออกไปสู่สิ่งแวดล้อมเป็น E_{out} (เช่นงานจากกังหัน, การทำความเย็น) จากกฎของการอนุรักษ์พลังงานกรณีการไหลคงตัวจะเขียนเป็นสมการได้ว่า

$$(h_1 + V_1^2/2 + gz_1) + (E_{in} - E_{out}) = (h_2 + V_2^2/2 + gz_2) \quad (2.4)$$

โดยค่า g เป็นค่าอัตราเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก $g_n = 9.80665$ [m/s²]

สมการนี้จะเป็นสมการทั่วไปของการไหล สำหรับการไหลที่คิดค่าความหนืด เป็นการไหลในบริเวณที่ใกล้กับผนังแข็ง เช่นผิวท่อ งานที่เกิดจากความเสียดทานในการไหลอันเนื่องมาจากความหนืด ฯลฯ จำเป็นที่จะต้องคิดพลังงานในส่วนนี้แยกออกมาอีก ซึ่งงานจำนวนนี้ก็จะกลายเป็นความร้อน และกลายเป็นพลังงานไม่มีประสิทธิภาพ (ไม่สามารถนำมาใช้งานได้) การสูญเสียพลังงานที่มีประสิทธิภาพจำนวนนี้จะสูญเสียในรูปแบบของความดัน โดยพลังงานที่สูญเสียไปนี้เป็น E_{loss} ในวิชาอุณหภูมิมลศาสตร์นั้น การเปลี่ยนแปลงค่าเอนทัลปี Δh กับการเปลี่ยนแปลงความดัน Δp สามารถเขียนเป็นสมการที่แสดงความสัมพันธ์กันได้ดังนี้ ($\Delta h = \Delta q + v\Delta p = \Delta q + \Delta p/\rho$) ซึ่งสามารถสรุปได้ว่า $\Delta h = E_{loss} + \Delta p/\rho$ จากสมการที่ 2.4 เมื่อใช้ค่า $h_1 - h_2 = E_{loss} + (p_2 - p_1)/\rho$ แทนลงไปและไม่คิดถึงเรื่องการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นของของไหลจะเขียนสมการได้เป็น

$$(p_1/\rho + V_1^2/2 + gz_1) + (E_{in} - E_{out} - E_{loss}) = (p_2/\rho + V_2^2/2 + gz_2) \quad (2.5)$$

สมการนี้เป็นสมการของการอนุรักษ์พลังงานในกรณีที่ของไหลไม่สามารถอัดตัวได้ สมการนี้ไม่เพียงแต่จะใช้กับของเหลวได้เท่านั้น ในกรณีของแก๊สมีการเปลี่ยนแปลงความดัน และอุณหภูมิอย่างมากจนถือว่า p มีค่าคงที่ สมการนี้ก็สามารถนำไปใช้ได้อีกด้วย สมการนี้ไม่มีพลังงานเข้า หรือออกจากภายนอก และไม่ E_{loss} จะเขียนได้ใหม่เป็น

$$p + \rho V^2/2 + \rho gz = \text{ค่าคงที่} \quad (2.6)$$

สมการเบอร์นูลลี (Bernoulli's Equation) ข้างบนนี้ใช้ในกรณีที่การไหลไม่มีการสูญเสียพลังงาน ไม่มีงานเข้า-ออกจากระบบ และไม่สามารถอัดตัวได้ในการไหลเทอม p , $\rho V^2/2$, ρgz ในสมการนี้จะหมายถึงแรงดันสถิตย (Static Pressure) ความดันขับ และความดันรวม อนึ่งค่า p ของแก๊สจะมีค่าน้อยมาก และถ้าค่า z ของจุดที่พิจารณา 2 จุดมีค่าไม่แตกต่างกันมาก ทำให้เทอม ρgz ในสมการที่ (2.5) และสมการที่ (2.6) สามารถตัดทิ้งไปได้

2.3.3 กำลังของของไหลใน (เส้น) การไหล (Streamline)

จากความรู้ในวิชากลศาสตร์ ของไหลที่มีมวล m เมื่อมีแรง F ที่รวมกันเป็นเวกเตอร์ ΣF มากระทำ ในระยะเวลา Δt และมีการเปลี่ยนแปลงความเร็ว ΔV จะเขียนสมการได้ว่า

$$(\Sigma F) \Delta t = m (\Delta V) \quad (2.7)$$

ซึ่งทิศทางการไหลเป็นดังแสดงในรูปที่ 2.3 ในระหว่างพื้นที่หน้าตัดที่ 1 และ 2 ในขณะที่ของไหลมีมวลการไหล $\dot{M}$ [kg/s] = $m/\Delta t$ ไหลอยู่ ของไหลจะได้รับแรงกระทำในทิศทาง x ซึ่งแรงที่กระทำในทิศทางนี้จะเป็น ΣF_x ซึ่งเท่ากับโมเมนตัมที่เปลี่ยนแปลงไป

$$(\Sigma F_x) \cdot \Delta t = m \cdot (V_{2x} - V_{1x}) = \dot{M} \cdot \Delta t \cdot (V_{2x} - V_{1x}) \quad (2.8)$$

จะได้ว่า

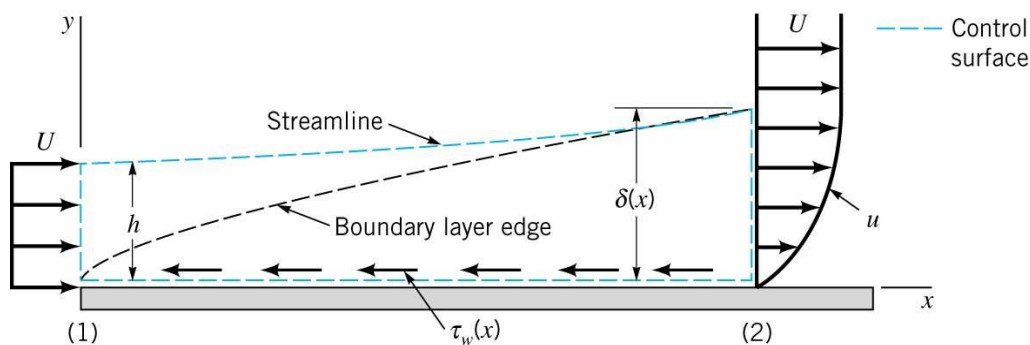
$$\Sigma F_x = \dot{M}(V_{2x} - V_{1x}) = \rho \cdot Q \cdot (V_{2x} - V_{1x}) \quad [N] \quad (2.9)$$

สำหรับในทิศทางของแกน y และ แกน z ก็จะใช้คิดเหมือนกัน

2.4 การไหลของของไหลที่คิดความหนืด

2.4.1 การไหลแบบราบเรียบ หรือการไหลเป็นชั้นๆ (Laminar Flow) กับ การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)

ดังที่ได้แสดงในรูปที่ 2.4 เมื่อของไหลซึ่งมีความหนืดไหลไปตามผิวของวัตถุ ความหนืดของของไหลจะทำให้อนุภาคเล็กๆ ของของไหลยึดติดอยู่กับผิวของวัตถุ โดยมีความเร็ว $U = 0$ เป็นเหตุให้ของไหลเมื่อยิ่งเข้าใกล้ผิววัตถุมากยิ่งขึ้นจะทำให้เกิดชั้นบางๆ ที่มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลมากยิ่งขึ้น ในชั้นนี้เรียกว่า “ชั้นขอบเขตของความเร็ว (Velocity Boundary)” ส่วนการไหลที่อยู่นอกขอบเขตนี้ไปเรียกว่า “เส้นการไหลหลัก (Mainstream)” ซึ่งสามารถจะตัดทิ้งผลกระทบจากความหนืดได้



รูปที่ 2.4 ชั้นขอบเขตของความเร็วที่ถูกสร้างขึ้นมาเมื่อมีการไหลที่ผิวของวัตถุ

ชั้นขอบเขตของการไหลนี้จะแบ่งออกเป็นชั้นขอบเขตการไหลแบบราบเรียบ (ไหลเป็นชั้น) (Laminar Flow) กับ ชั้นขอบเขตของการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow) การไหลภายในชั้นขอบเขตการไหลเป็นชั้นนั้น จะมีเส้นของการไหลอย่างเป็นระเบียบเกิดขึ้น และเนื่องจากความหนืดที่มีอยู่ในโมเลกุลเล็กๆ ของของไหล จะทำให้เกิดแรงเฉือน (Shear) τ [Pa] ขึ้นในการไหล โดย

$$\tau = \mu \cdot \frac{dU}{dy} \quad (2.10)$$

ในสมการนี้ค่า μ (Viscosity) [Pa*s] เป็นค่าความหนืดของของไหล เป็นค่าที่แสดงถึงการส่งถ่ายปริมาณโมเมนตัมในการไหลอันเนื่องมาจากการเคลื่อนไหวของโมเลกุลของการไหล

ขณะเดียวกันการไหลภายในชั้นของขอบเขตการไหลแบบปั่นป่วนนั้น จะไม่มีสมการตายตัว การไหลจะเป็นลักษณะที่ไม่มีระเบียบ (Disorder) แรงเฉือนที่เกิดในของไหลจะหาได้จาก

$$\tau = \rho \cdot (\nu + \epsilon m) \cdot \frac{dU}{dy} \quad (2.11)$$

โดยค่า ν คือค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดเชิงจลนศาสตร์ (Kinematic Viscosity) μ/ρ ส่วนค่า ϵ_m [m^2/s] เป็นค่าสัมประสิทธิ์เชิงจลนอลวน (หรืออาจจะเรียกว่า ค่าสัมประสิทธิ์การกระจายปริมาณโมเมนตัมอลวน ระดับความหนืดเชิงจลนศาสตร์) ซึ่งเป็นการแสดงให้เห็นถึงผลลัพธ์ของการขนถ่ายโมเมนตัมอันเนื่องมาจากการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงไปอย่างมากโดยจะขึ้นอยู่กับชนิดของการไหล และชนิดของของไหลในการแยกการไหลว่าจะเป็นการไหลแบบเป็นชั้น (ไหลแบบราบเรียบ) หรือเป็นการไหลแบบปั่นป่วน สามารถแยกได้โดยใช้ค่าพารามิเตอร์ ที่ไม่มีมิติที่เรียกว่า “ค่าเรย์โน Re (Reynolds Number)” เป็นตัวกำหนดในการแยกการไหลโดย

$$\begin{aligned} Re &= (\text{ความเร็วในการไหล} \times \text{ความยาว}) / \text{ค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดเชิงจลนศาสตร์} \\ &= \text{แรงขับเคลื่อนของการไหล} / \text{ความหนืดในการไหล} \end{aligned}$$

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (2.12)$$

ค่าเรย์โนที่อยู่ในระหว่างเปลี่ยนจากการไหลแบบเป็นชั้นไปสู่การไหลแบบปั่นป่วนนั้นเรียกว่า “ค่าเรย์โนวิกฤติ (Critical Reynolds)” และสำหรับของไหลที่ประพฤติตามสมการที่ (2.10) จะเรียกว่า “ของไหลนิวโทเนียน (Newtonian Fluid)” ส่วนของไหลที่ไม่ประพฤติตามจะเรียกว่า “ของไหลที่ไม่ใช่ของไหลนิวโทเนียน (Non-Newtonian Fluid)” (ยกตัวอย่างเช่น ยาง) เนื่องจากค่าเรย์โนเป็นค่าอัตราส่วนระหว่างแรงขับเคลื่อนของการไหลต่อความหนืด ดังนั้นจะเห็นว่าถ้าค่าเรย์โนมีค่ามากก็สามารถแสดงเป็นเชิงสัมพันธ์ให้เห็นว่าผลกระทบ (Effect) ของค่าความหนืดจะมีค่าน้อย

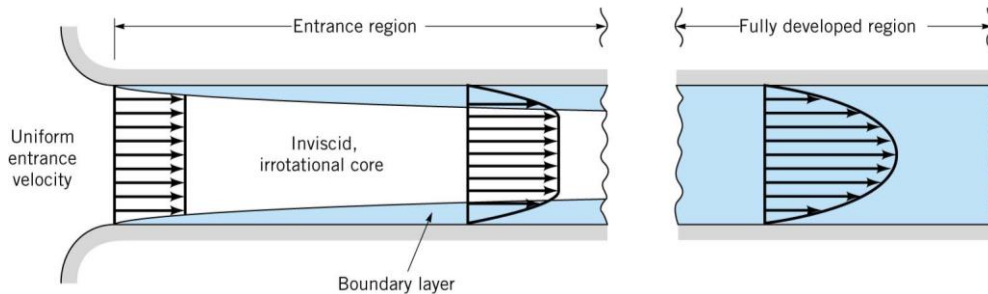
2.4.2 การไหลในท่อกลม

การไหลในท่อกลมที่บริเวณทางเข้าท่อที่แสดงในรูปที่ 2.5 นั้นจะเห็นว่าตั้งแต่ที่บริเวณทางเข้าชั้นขอบเขตของความเร็วยังจะค่อยๆ พัฒนาเพิ่มขึ้นทีละเล็กทีละน้อย จนถึงระยะทางค่าหนึ่ง (L_e) ชั้นของความเร็วยังจะซ้อนกันทั้งบน และล่าง หลังจากนั้นการกระจายความเร็วจะไม่มีเปลี่ยนแปลง เรียกว่าการไหลได้พัฒนาได้อย่างสมบูรณ์ (Fully Developed) ค่าเรย์โน Re สำหรับการไหลภายในท่อนั้นถ้าให้ V เป็นค่าความเร็วเฉลี่ย D เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของพื้นที่ตัดขวางท่อแล้วจะได้

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{[M / (\pi D^2 / 4)] D}{\mu} \quad (2.13)$$

อนึ่งค่า ρV [$kg/(m^2 \cdot s)$] จะเป็นค่าการไหลของมวลสารต่อพื้นที่หน้าตัดในการไหล สำหรับในกรณีของแก๊สนั้น การเพิ่มความร้อนภายในท่อจะทำให้แก๊สขยายตัวมีความเร็ว V เพิ่มขึ้น ค่า ρV จะไม่เปลี่ยนแปลงถ้าพื้นที่หน้าตัดมีค่าคงที่ ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่สะดวกในการคำนวณ นอกจากนั้นโดยปกติจะถือว่า ค่าสัมประสิทธิ์ความหนืด μ จะไม่เปลี่ยนแปลงไปกับความดันอีกด้วย ส่วนค่าความหนืดเชิงจลนศาสตร์ ν ซึ่งเท่ากับ μ/ρ ในกรณีของแก๊สจะเป็นค่าที่ผกผันกับความดันซึ่งจะต้องระมัดระวัง

ค่าเรย์โนลด์ส Re_c ของการไหลภายในท่อที่ได้พัฒนาได้อย่างสมบูรณ์แล้ว คือค่าเรย์โนลด์ส ที่การไหลเปลี่ยนจากการไหลราบเรียบไปเป็นการไหลแบบปั่นป่วนจะมีค่า $Re_c = 2300$ หรืออยู่ในช่วงระหว่าง 2000 – 4000 โดยประมาณ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับความปั่นป่วนในการไหล ความขรุขระภายในท่อที่ไหล หรือรูปทรง และสภาพของทางเข้า ส่วนค่าเรย์โนลด์สที่ต่ำกว่า 2000 ไม่ว่าท่อจะมีความยาวมากเพียงใด การไหลก็จะไม่เปลี่ยนแปลงไปสู่การไหลแบบปั่นป่วน จะยังคงรักษาสภาพการไหลแบบเป็นชั้น หรือราบเรียบต่อไป



รูปที่ 2.5 การไหลภายในท่อกลม

การไหลแบบเป็นชั้น/การไหลแบบราบเรียบภายในท่อกลม

รูปที่ 2.5 เป็นรูปที่แสดงให้เห็นว่า การกระจายความเร็วที่ได้พัฒนาอย่างสมบูรณ์แล้วจะเป็นรูปพาราโบลา ถ้าให้ V เป็นความเร็วเฉลี่ยในการไหล และให้ U_c เป็นความเร็วที่จุดศูนย์กลางของท่อเราสามารถแสดงความสัมพันธ์กันไดดังนี้

$$V = \frac{\dot{M}}{\rho(\pi D^2/4)} = \frac{U_c}{2} \quad (2.14)$$

ในท่อที่มีความยาวเป็น L จะมีการสูญเสียพลังงานอันเนื่องมาจากการสูญเสียความดันคือ $\Delta p/\rho$ [J/kg] ซึ่งจะมีค่าเท่ากับ

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2} \quad (2.15)$$

ในที่นี้ $\Delta p/\rho$ จะเรียกว่า “ความดันที่สูญเสียไป”

การไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อกลม ($Re > 4000$)

รูปที่ 2.5 แสดงให้เห็นการกระจายความเร็วที่ได้พัฒนาได้อย่างสมบูรณ์การกระจายความเร็วจะมีความสัมพันธ์กับเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ ความเร็วเฉลี่ยหาได้จาก

$$V = 0.82 U_c \quad (2.16)$$

อนึ่งสำหรับการไหลภายในท่อที่ไม่ใช่ท่อกลมนั้นจะใช้ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (เส้นผ่านศูนย์กลางสมมูล) De ซึ่งหาได้จาก

$$De = \frac{4A}{L_p} \quad (2.17)$$

โดย A จะเป็นพื้นที่หน้าตัดในการไหล L_p จะเป็นความยาวเส้นรอบรูปของพื้นที่หน้าตัดของของไหลที่สัมผัสผนังของท่อ ในกรณีของท่อกลม $De = D$

2.5 การขนส่งของไหล

2.5.1 ความดันที่สูญเสียไปในท่อตรง

การไหลในท่อตรงนั้น การสูญเสียทั้งหมดจะเกิดขึ้นมาจากแรงเสียดทานระหว่างชั้นของของไหลที่อยู่ติดกับผนังของท่อ หรือความหนืดโดยความดันที่สูญเสียไปเนื่องจากแรงเสียดทาน Δp สามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$\frac{\Delta p}{\rho} = f \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2} \quad (2.18)$$

โดยในที่นี้ค่า f จะเรียกว่า “ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของท่อ (Friction Factor)” และค่า L เป็นค่าความยาว, ค่า D เป็นค่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ, ส่วนค่า V เป็นค่าความเร็วเฉลี่ยของการไหล จากความสัมพันธ์ของค่า V และ Q ในสมการที่ (2.3) ซึ่ง $V = Q/(\pi D^2/4)$ เมื่อแทนค่านี้ลงไปในสมการข้างบนจะได้ว่า

$$\frac{\Delta p}{\rho} = 8 f L \cdot \frac{Q^2}{\pi^2 D^5} \quad (2.19)$$

จากสมการข้างบนจะเห็นได้ชัดเจนว่า ค่าความดันที่สูญเสียไป Δp ของท่อที่ยาว L และมีอัตราการไหล Q จะเป็นปฏิกิริยาที่ผกผันกับเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อยกกำลัง 5

กรณีการไหลแบบราบเรียบ

จากสมการที่ (2.15)

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.20)$$

ในกรณีการไหลแบบปั่นป่วน

โดยทั่วไปจะเป็นสมการที่ได้จากการทดลอง

$$f = \frac{0.316}{Re^{1/4}} \quad (2.21)$$

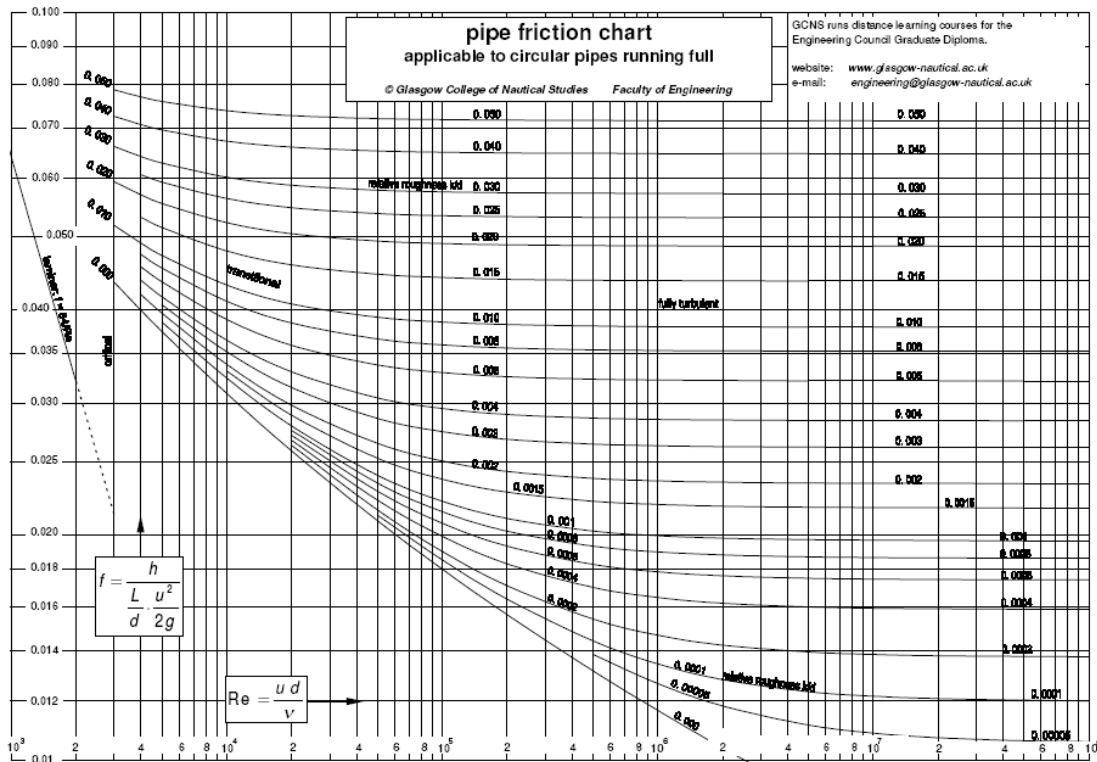
จากสมการข้างบนจะเห็นว่าค่า f ในกรณีของการไหลแบบปั่นป่วนนั้นจะเป็นฟังก์ชันที่ไม่ได้ขึ้นกับค่า Re มากนัก ในทางปฏิบัติจริงๆ สามารถใช้เป็นค่าคงที่ได้ แต่ในกรณีของการไหลแบบราบเรียบนั้นค่า f จะแปรผกผันกับค่า Re (หรือกล่าวได้ว่าแปรผกผันกับค่า V, D) ในสมการที่ (2.21) ค่า f เป็นค่าของท่อที่ผิวเรียบ สำหรับค่า f ของท่อที่มีผิวขรุขระและค่า Re มีค่ามากๆ ค่า f สามารถหาได้จากแผนภาพที่แสดงความสัมพันธ์กันระหว่างค่า f และค่า Re ซึ่งมีชื่อว่าแผนภาพ มูดี้ (Moody Diagram)

2.5.2 องค์ประกอบที่ทำให้เกิดการสูญเสียความดันในการไหลภายในท่อ

เมื่อเกิดการไหลภายในท่อ จะเห็นว่าเป็นกระบวนการที่ผันกลับไม่ได้ที่จะต้องมีการมีพลังงานจำนวนหนึ่งสูญเสียไป โดยความดันจะลดลง ความดันที่สูญเสีย Δp ไปนี้ สามารถเขียนเป็นสมการทั่วไปได้ดังนี้

$$\frac{\Delta p}{\rho} = 0.5KV^2 \quad (2.22)$$

โดยในที่นี้ ค่า K จะเป็นค่า “สัมประสิทธิ์ของการสูญเสียความดัน”

รูปที่ 2.6 แผนภาพที่แสดงความสัมพันธ์กันระหว่างค่า f และค่า Re

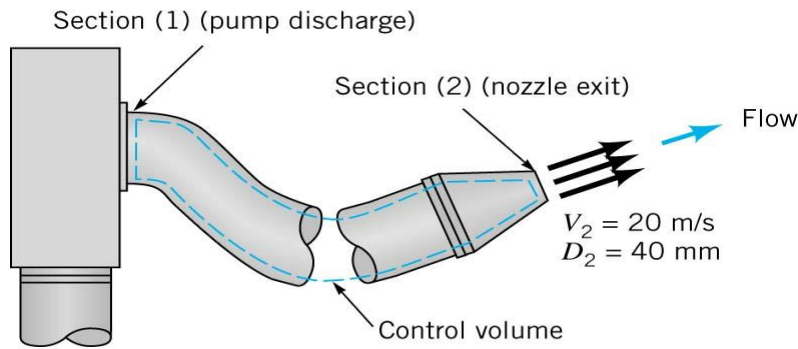
โดยค่าสัมประสิทธิ์ของการสูญเสียความดันที่บริเวณทางเข้าท่อจะขึ้นอยู่กับรูปทรง และสภาพของท่อทางเข้าโดยทั่วไปจะมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 0.5 ส่วนที่ทางออกของท่อจะมีค่าประมาณ 1.0 ส่วนท่อองศา 90 องศา จะมีค่าประมาณ 0.5 – 0.75 นอกจากนั้นในกรณีที่มีการสูญเสียความดัน Δp เกิดขึ้นในท่อมักจะเขียนในรูปการสูญเสีย พลังงานที่ไม่เกิดประโยชน์ต่อหน่วยของเวลา นั่นคือ $\frac{\Delta E_{loss}}{\Delta t}$ เขียนเป็นสมการได้ดังนี้คือ

$$\frac{\Delta E_{loss}}{\Delta t} = \frac{\Delta p \cdot M}{\rho} = \Delta p \cdot Q \quad (2.23)$$

2.5.3 การไหลในหัวฉีด (Nozzle) ออริฟิซ (Orifice), และเฮดแท็งก์ (Head Tank) การไหลผ่านหัวฉีด (Nozzle)

การไหลในหัวฉีด (Nozzle)

ภายในภาชนะบรรจุแก๊สขนาดใหญ่มีแก๊สบรรจุอยู่ภายใน (มีอุณหภูมิ T_0 , และมีความดัน p_0) แก๊สไหลผ่านหัวฉีดเล็กไปสู่ที่ว่างที่มีความดัน (ด้านกลับ) p_b เมื่อความดันด้านกลับ p_b มีค่าลดลงจาก p_0 ความเร็วของแก๊สที่พุ่งออกมาก็จะค่อยๆ เพิ่มขึ้นที่สุดก็จะเข้าใกล้ความเร็วเสียง หลังจากนั้นไม่ว่าความดันด้านกลับจะลดลงเท่าไรก็ตาม ปริมาณการไหลก็จะไม่เพิ่มขึ้นอีก ณ สภาวะนี้การไหลของแก๊สจะพัฒนาเข้าสู่สภาวะวิกฤติ (หรือเรียกว่าสภาวะช็อค) อัตราส่วนความดัน p_0/p_b ที่สภาวะหลังนี้เรียกว่า อัตราส่วนความดันวิกฤติ p_0/p_c ค่านี้จะถูกกำหนดโดยค่าอัตราส่วนความร้อนจำเพาะเท่านั้น ในกรณีของอากาศค่านี้จะมีค่าประมาณ 2



รูปที่ 2.7 การไหลผ่านหัวฉีด

ถ้าความเร็วในการไหลของก๊าซต่ำๆ (โดยปกติจะอยู่ที่ต่ำกว่า 0.2-0.3 เท่าของความเร็วเสียง) จะสามารถพิจารณาให้เป็นการไหลของของไหลที่อัดตัวไม่ได้ การไหลของของไหลในอุดมคติที่อัดตัวไม่ได้ (ไม่มีการสูญเสีย) แบบนี้สามารถใช้สมการของเบอร์นูลลี (สมการที่ 2.6) ได้ ในกรณีนี้ถือว่าเป็นอัตราการไหลในทางอุดมคติ Q สามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$Q = A_e \sqrt{\frac{2(p_o - p_e)}{\rho}} \quad (2.24)$$

ในสมการนี้ค่า A_e คือพื้นที่หน้าตัดที่ทางออกของหัวฉีด

ความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณการไหลจริง Q กับปริมาณการไหลในทางอุดมคติ Q^* สามารถเขียนเป็นสมการได้ดังต่อไปนี้

$$Q = CQ^* \quad (2.25)$$

ในสมการนี้ ค่า C จะเรียกว่า “ค่าสัมประสิทธิ์ของการไหล” ($C < 1$)

การไหลผ่านช่องแคบ หรือช่องออริฟิซ (Orifice)

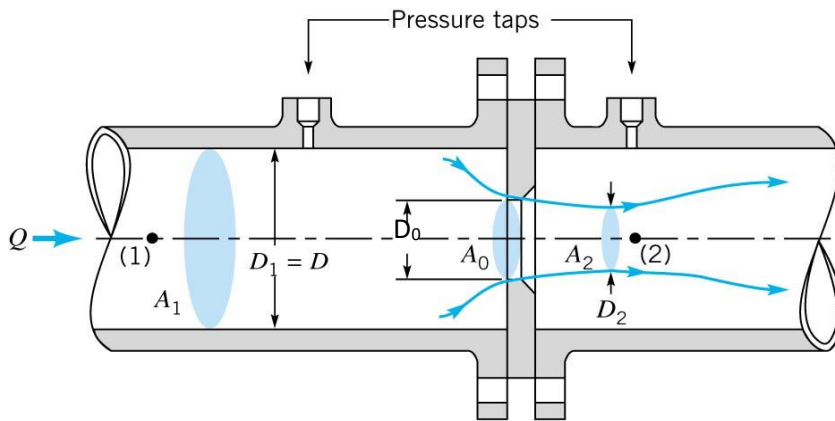
ออริฟิซดังแสดงในรูปที่ 2.8 (โดยมีเส้นผ่านศูนย์กลางในช่องการไหล ที่หน้าตัด A_1 เป็น D_1 , และเส้นผ่านศูนย์กลางที่ตรงทางเข้าออริฟิซเป็น D_0 , และเส้นผ่านศูนย์กลางช่วงที่ของไหลถูกอัดให้การไหลเหลือเล็กน้อยที่สุดเป็น D_2) และมีค่าสัมประสิทธิ์ของการไหลเป็น C จากสมการที่ (2.24) และ (2.25) จะเขียนเป็นสมการใหม่ได้เป็น

$$Q = CA_0 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (2.26)$$

ในแต่ละเส้นทางการไหลสามารถใช้สมการเบอร์นูลลีมาคำนวณได้ จากสมการที่ (2.3) กับ สมการที่ (2.6) และ จะหา Q ได้ว่า

$$Q = A_2 \frac{\sqrt{2\left(\frac{p_1 - p_2}{\rho}\right)}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} = A_0 \frac{\sqrt{2\left(\frac{p_1 - p_2}{\rho}\right)}(A_2 - A_0)}{\sqrt{1 - (A_0 - A_1)^2 \left(\frac{A_2}{A_0}\right)^2}} \quad (2.27)$$

$$= \frac{C_2}{\sqrt{1 - m^2 C_2^2}} A_0 \sqrt{2 \frac{(p_1 - p_2)}{\rho}}$$



รูปที่ 2.8 การไหลผ่านนอร์ฟิช

จากสมการข้างต้น $m = A_0/A_1 = (D_0/D_1)^2$ และสัมประสิทธิ์การหดตัว (Coefficient of Contraction)
 $C_2 = A_2/A_0 = (D_2/D_0)^2$

จากสมการข้างต้นเมื่อเทียบกับสมการที่ (2.26) ค่าสัมประสิทธิ์การไหลของนอร์ฟิช C จะสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$C = \frac{C_2}{\sqrt{1 - m^2 C_2^2}} \quad (2.28)$$

เมื่อค่าเรย์โนมีค่ามากไปจนถึงค่าๆ หนึ่ง ค่า C_2 จะเป็นค่าคงที่ ค่า C จะเป็นค่าที่ถูกกำหนดด้วยค่า m กล่าวคือค่า C จะไม่ขึ้นกับปริมาณการไหล แต่จะเป็นค่าคงที่

เมื่อวัดความแตกต่างของความดันที่ด้านหน้า และด้านหลังแผ่นนอร์ฟิชก็สามารถคำนวณหาปริมาณการไหลได้ แต่อย่างไรก็ตามสำหรับเครื่องมือวัดการไหลแล้วจะมีขีดจำกัดของการไหลที่ต่ำที่สุดอยู่ อันเนื่องมาจากค่า C เป็นค่าคงที่ นอกจากนั้นเมื่อความเร็วของการไหลของก๊าซโดยทั่วไป มากกว่า 0.2 เท่าของความเร็วเสียง จะทำให้ไม่สามารถละทิ้งเรื่องคุณสมบัติของการหดตัวเนื่องจากการอัดได้ จึงจำเป็นที่จะต้องมีการปรับแก้ค่า C เนื่องมาจากคุณสมบัตินี้ด้วย

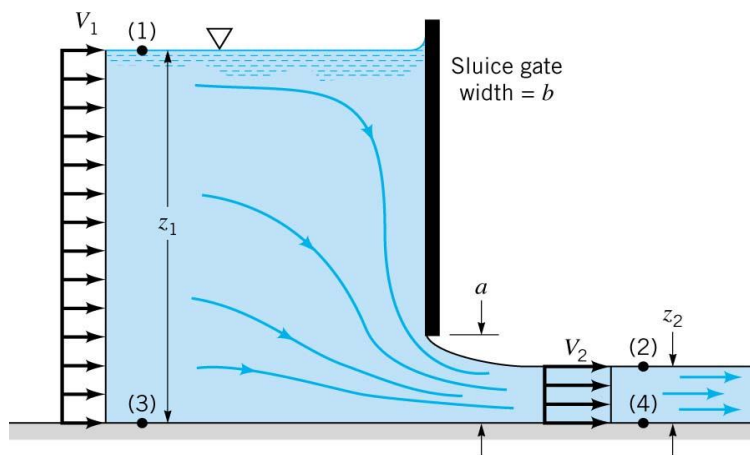
การไหลของเฮดแท้งค์ (Head Tank)

การไหลจากเฮดแท้งค์ ในกรณีที่ไม่มี การสูญเสียความดัน ปริมาณการไหลออกทางอุดมคติ Q^* ระหว่างระดับน้ำในแท้งค์ จากรูปที่ 2.9 ที่จุด 1 กับระดับที่ทางออกที่จุด 2 สามารถใช้สมการที่ (2.6) ของ เบอร์นูลลีในการคำนวณหาได้โดย

$$Q = A_E \sqrt{2gH} \quad (2.29)$$

เมื่อ A_E คือ น้ำที่ทางออก ($a \times b$)
 H คือ $z_1 - z_2$

จากรูปที่ 2.9 ในการไหลในสภาพความเป็นจริงจะมีการสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเสียดทานในการไหล ฯลฯ ปริมาณการไหลจริง Q จะน้อยกว่าปริมาณการไหลทางอุดมคติ Q^* อยู่



รูปที่ 2.9 การไหลในเฮดแท้งค์

$$Q = CQ^* \quad (2.30)$$

โดยค่า C ในสมการนี้จะเหมือนกับค่าสัมประสิทธิ์การไหล C ในสมการที่ (2.25) ที่จุด 1, 2 เมื่อไม่คิดคำนึงถึงความดันที่สูญเสียไป จากสมการที่ (2.6) จะได้ว่า

$$p_2 = p_1 + \rho gH - \rho V_2^2/2 \quad (2.31)$$

จากสมการที่ (2.3) $V_2 = Q/A_2 = (Q/A_E)(A_E/A_2)$ จะได้ว่า

$$p_2 = p_1 - \left[\left(\frac{C}{C_c} \right)^2 - 1 \right] \rho gH \quad (2.32)$$

จากสมการข้างบนจะเห็นได้ชัดเจนว่า p_2 จะเป็นปฏิกิริยาโดยตรงกับ H

2.6 อุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับกลศาสตร์ของไหล

2.6.1 ปั๊ม (Pump)

ปั๊มที่ถูกใช้เพื่อขนถ่ายของไหล คือเครื่องมือที่ให้พลังงานอย่างต่อเนื่องแก่ของไหล เมื่อปั๊มถูกใช้งาน เราต้องตรวจสอบแรงขับเคลื่อน สมรรถนะ ของปั๊มนอกจากนั้นแล้วต้องระมัดระวังในเรื่องการเกิดแควิเทชัน (Cavitation) การกัดกร่อน ฯลฯ อีกด้วย

แรงขับเคลื่อนของปั๊ม

จากสมการที่ (2.5) เมื่อพิจารณาการไหลของปั๊มโดยให้ตรงบริเวณทางเข้า และตรงบริเวณทางออก ของปั๊มเป็น ตัวเลขกำกับ 1 และ 2 ตามลำดับ จากตัวปั๊มของไหลจะได้รับพลังงานที่มีประสิทธิภาพต่อปริมาณ การไหลเป็น $(E_{in} - E_{loss})$ [J/kg] โดย

$$E_{in} - E_{loss} = \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) - \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) = gH_t \quad (2.33)$$

ในสมการนี้ H_t [m] จะเป็นผลต่างของเฮดรวมทั้งหมดที่ตรงบริเวณทางเข้า-ออก ของปั๊ม เรียกว่า “เฮดรวม (Total Head)” กำลังขับที่ปั๊มต้องการใช้คือ P

$$\begin{aligned} P &= \frac{(E_{in} - E_{loss})\dot{M}}{\eta_p} \\ &= \left[\left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) - \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) \right] \frac{\dot{M}}{\eta_p} \\ &= gH_t \frac{\dot{M}}{\eta_p} \end{aligned} \quad (2.34)$$

ในสมการนี้ η_p เป็นค่าประสิทธิภาพของปั๊ม $= (E_{in} - E_{loss}) / E_{in}$ และ $\dot{M}$ เป็นอัตราการไหลของมวลขาออก [kg/s], H_t เป็นเฮดรวม ค่า ρ เป็นค่าความหนาแน่นของของไหล [kg/m^3] และ g เป็นค่าอัตราเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก [m/s^2]

ลักษณะสมบัติของปั๊ม (Pump Characteristics)

ในระหว่างปั๊ม A, B ที่มีความคล้ายคลึงทางเรขาคณิต ที่จุดที่ปั๊มมีประสิทธิภาพสูงสุด (จุดที่ออกแบบ) โดยกฎของความคล้ายคลึง (Similarity Rules) จะได้ว่า

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right) \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3, \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2, \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \quad (2.35)$$

เมื่อ	Q	คือ	เป็นค่าปริมาตรของการไหลขาออก
	H	คือ	เฮดรวม
	P	คือ	กำลังขับของปั๊ม
	N	คือ	ความเร็วรอบของปั๊ม
	D	คือ	เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัดของปั๊ม
	ตัวอักษร 1, 2 ที่ห้อยเป็นปั๊มตัวที่ 1 และปั๊มตัวที่ 2 ตามลำดับ		

จากกฎของความคล้ายคลึงกันของปั๊มต่างๆ ในสมการที่ (2.35) เมื่อกำหนดให้เส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัดปั๊มตัวที่ 1 เท่ากับตัวที่ 2 ($D_1 = D_2$) ณ จุดที่ปั๊มมีประสิทธิภาพสูงสุด และเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบ จะได้ว่า Q จะเปลี่ยนแปลงเป็นปฏิภาคโดยตรงกับ N และ H จะเปลี่ยนแปลงเป็นปฏิภาคกับ N^2 และ P จะเปลี่ยนแปลงเป็นปฏิภาคกับ N^3

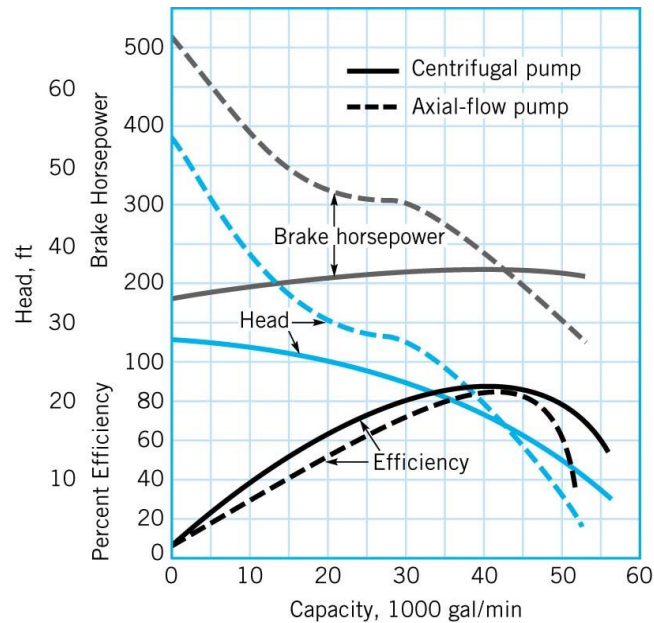
การหาค่าความเร็วจำเพาะ (Specific Speed : N_s) จากสมการที่ (2.35) โดยทำการย้ายข้างสมการชุดที่หนึ่ง และสอง ให้อยู่ในรูปของ D_2 / D_1 แล้วทำให้สมการชุดที่หนึ่งเท่ากับสมการชุดที่สอง แล้วกำหนดให้ค่า $H_2 = 1, Q_2 = 1, Q_1 = Q, H_1 = H, N_1 = N, N_2 = N_s$ แทนลงไปจะได้สมการที่ (2.36) ซึ่งความเร็วจำเพาะ N_s จะเป็น Parameter ที่สำคัญอย่างหนึ่งในการเลือกแบบของปั๊ม

$$N_s = N \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.36)$$

เมื่อ	N	คือ	จำนวนรอบต่อนาที (min^{-1})
	Q	คือ	อัตราการไหล (m^3/min)
	H	คือ	เฮดรวม

Centrifugal Pump (ปั๊มแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง)	: $N_s = 100 - 400$
Diagonal Flow Pump	: $N_s = 800 - 1000$
Axial Flow Pump (ปั๊มไหลตามแกน)	: $N_s =$ มากกว่า 1000 ขึ้นไป

แต่อย่างไรก็ตามปั๊มแบบ Axial Flow จะเหมาะกับการส่งของไหลที่มีปริมาตรมากๆ (ต้องการส่งของไหลจำนวนมากๆ) แต่มี เฮดรวมต่ำๆ (Low Total Head) ปั๊มแบบนี้สามารถเพิ่มความเร็วรอบให้สูงขึ้นได้ รูปที่ 2.13 เป็นแผนภูมิแสดงเส้นสมรรถนะของของปั๊ม 2 แบบ



รูปที่ 2.13 แผนภูมิเส้นแสดงลักษณะสมบัติของปั๊ม

ปั๊มแบบ Centrifugal Pump ในเส้นแสดงประสิทธิภาพจะมีสวนโค้งที่กลมใหญ่กว่า จึงจะเห็นได้ว่าอัตราการไหลเปลี่ยนไปประสิทธิภาพของปั๊มจะเปลี่ยนแปลงไปเพียงเล็กน้อย สำหรับปั๊มแบบ Axial Flow นั้นจะเหมาะสมกับสถานที่ต่างๆ ที่มีการเปลี่ยนแปลงเฮด (Head) แต่ต้องการอัตราการไหลมากๆ ข้อเสียของปั๊มแบบนี้คืออัตราการไหลที่ได้เพิ่มขึ้น แต่ Head ที่ได้จะต่ำลง

Net Positive Suction Head (NPSH)

ในชีวิตประจำวันเราพบว่าของเหลวจะเดือดและกลายเป็นไอถ้าอุณหภูมิสูงพอ แต่ตามความเป็นจริงแล้วของเหลวอาจเดือดกลายเป็นไอที่อุณหภูมิไม่สูงนักก็ได้ ถ้าหากความดันบนผิวของของเหลวลดลงมากพอ

การทำงานของปั๊มโดยทั่วๆ ไปจะเป็นการลดความดันในห้องสูบลงให้ต่ำกว่าความกดดันของบรรยากาศก่อนที่จะเพิ่มพลังงานให้กับของเหลว ดังนั้นถ้าของเหลวอยู่ระดับเดียวกันกับศูนย์กลางของปั๊มแรงที่ขับเคลื่อนให้ของเหลวไหลเข้าไปสู่ห้องสูบก็จะมีแต่ความกดดันของบรรยากาศเพียงอย่างเดียวหรือถ้าระดับของของเหลวอยู่สูงกว่าก็จะมีแรงดันจากของเหลวมาช่วยด้วย ในทางตรงกันข้าม ถ้าหากของเหลวไหลเข้าไปในห้องสูบที่เป็นประโยชน์อย่างแท้จริงก็คือความกดดันที่หน้าห้องสูบเฉพาะส่วนที่มากกว่าความดันไอของของเหลว นั่น

NPSH ก็คือความดันสัมบูรณ์ (Absolute pressure) ทั้งหมด โดยบอกเป็นแท่งความสูงของของเหลวหรือเฮดที่หน้าห้องสูบที่ก่อให้เกิดการไหลของของเหลวเข้าไปในห้องสูบของปั๊ม ลบด้วยความดันไอของของเหลว นั่น

หลักการของ NPSH ใช้ได้กับปั๊มทุกประเภทไม่ว่าจะเป็นแบบเซนตริฟูกอล โรตารี หรือแบบลูกสูบชัก ค่า NPSH มีความสำคัญต่อการทำงานของปั๊มมากเพราะว่าถ้าค่านี้ไม่มากพอของเหลวในห้องสูบจะกลายเป็นไอซึ่งมีผลให้ประสิทธิภาพการทำงานลดลงมาก ปั๊มจะเกิดการสั่นสะเทือนอย่างรุนแรง อาจเกิดการกัดกร่อน

เนื้อโลหะของใบพัดหรือห้องสูบ และทำความเสียหายให้แก่ปั๊มได้ การกัดกร่อนเนื้อโลหะเนื่องจากสาเหตุดังกล่าวนี้เรียกว่า คาวิเทชัน (Cavitation)

NPSH มีอยู่ 2 แบบด้วยกันคือ NPSH ที่ต้องการ (Required NPSH: $NPSH_r$) และ NPSH ที่มีอยู่ (Available NPSH: $NPSH_a$) สำหรับค่าแรกเป็นค่าที่ขึ้นอยู่กับการออกแบบปั๊มซึ่งจะเปลี่ยนไปตามลักษณะอัตราการสูบ ความเร็ว ฯลฯ ค่าดังกล่าวนี้บริษัทผู้ผลิตจะบอกมาพร้อมกับรายละเอียดอย่างอื่นของปั๊ม ส่วน $NPSH_a$ ขึ้นอยู่กับสภาพการทำงานที่ปั๊มนั้นติดตั้งอยู่ กล่าวคือเป็นเฮดที่มีอยู่จริงตามลักษณะการติดตั้ง ถ้าหากจะให้ปั๊มทำงานอย่างมีประสิทธิภาพแล้ว NPSH ที่มีอยู่จริงจะต้องไม่น้อยกว่าค่าที่ต้องการสำหรับปั๊มนั้น

การคำนวณเกี่ยวกับ NPSH อาจจะพิจารณาได้โดยถือว่าความดันสูงสุดที่ก่อให้เกิดการไหลเข้าไปสู่ศูนย์กลางของใบพัดมีค่าไม่เกินความดันจริงบนผิวของของเหลว หรือความดันของบรรยากาศเมื่อผิวของของเหลวเปิดสู่บรรยากาศ (ประมาณ 101.325 kN/m^2 หรือคิดเป็นความสูงของแท่งน้ำ 10.33 เมตร ที่ระดับน้ำทะเลปานกลาง) เมื่อมีการไหลในท่อดูดของปั๊มก็จะมี การสูญเสียพลังงานในท่อซึ่งจะต้องนำเอามาหักออกและเนื่องจากเราไม่ต้องการให้ของเหลวกลายเป็นไอ ดังนั้น เพื่อความปลอดภัยจะต้องนำเอาความดันไอของของเหลวมาหักออกไว้เสียก่อน เหลือเท่าใดจึงเป็นความดันที่เหลืออยู่ที่หน้าห้องสูบ ($NPSH_a$) ในกรณีที่ระดับของของเหลวเท่ากับระดับศูนย์กลางของใบพัด แต่ถ้าของเหลวมีระดับต่ำกว่าก็ต้องนำเอาความต่างระดับนั้นมาหักออกอีกเหลือเท่าใดจึงเป็น $NPSH_a$ ในทางตรงกันข้าม ถ้าของเหลวอยู่สูงกว่าศูนย์กลางของใบพัด ก็จะต้องเอาความต่างระดับนั้นมาบวกจึงจะได้เป็น $NPSH_a$

ในกรณีที่เป็น การติดตั้งปั๊มที่ทราบ $NPSH_r$ ความแตกต่างระหว่างความดันบรรยากาศกับผลรวมของการสูญเสียพลังงานทางท่อดูด (Head losses) $NPSH_r$ และความดันไอจะเป็นสิ่งบอกให้ทราบว่า จะสามารถติดตั้งปั๊มให้อยู่สูงกว่าระดับของของเหลวได้มากที่สุดเท่าใด เช่น ถ้าความดันของบรรยากาศมีค่าสูงกว่าผลรวมดังกล่าว 5 เมตร ก็จะบอกได้ว่า จะตั้งปั๊มสูงกว่าระดับผิวของของเหลวได้ไม่เกิน 5 เมตร แต่ถ้าความดันของบรรยากาศมีค่าน้อยกว่าผลรวมที่กล่าว 3 เมตร ก็จะต้องติดตั้งปั๊มให้อยู่ต่ำกว่าผิวของของเหลวไม่น้อยกว่า 3 เมตร ปั๊มจึงจะมี NPSH ไม่น้อยกว่าที่ต้องการ เป็นต้น

คาวิเทชัน (Cavitation)

ในขณะที่ปั๊มทำงานจุดใดจุดหนึ่งในปั๊มอาจจะมีความดันลดลงต่ำกว่าความดันของไออิ่มตัวทำให้ของไหลกลายเป็นไอขึ้นมา ในลักษณะของการเกิดฟองอากาศขึ้นอย่างรวดเร็ว และฟองอากาศที่เกิดขึ้นจะถูกบีบอัดให้เล็กลง และแตกก่อให้เกิดเสียงดัง และทำให้เกิดความเสียหายแก่ชิ้นส่วนภายในของเครื่องได้ ซึ่งปรากฏการณ์นี้เรียกว่า “คาวิเทชัน (Cavitation)” ความดันที่เกิดขึ้นจากการบีบอัดฟองอากาศให้แตก อาจจะสูงกว่าค่าความดันบรรยากาศเป็นร้อยๆ เท่า สร้างความเสียหายให้แก่ชิ้นส่วนที่สัมผัสกับน้ำโดยตรงได้อย่างมาก เมื่อเกิดโพรง/ช่องว่างขึ้น เฮดของปั๊ม (Head) ก็จะตกลงอย่างรวดเร็วแม้ว่าจะเปิดวาล์วก็ตาม จะไม่ทำให้ปริมาณการไหลเพิ่มขึ้น โดยจุดที่จะเกิดปรากฏการณ์นี้ขึ้นบ่อยๆคือส่วนที่มีความดันต่ำๆ เช่นส่วนตรงบริเวณทางเข้าของปั๊ม เมื่อความเร็วรอบ และปริมาณการไหลคงที่ คาวิเทชันจะกำหนดได้จาก H_{sv} ในสมการดังต่อไปนี้ ซึ่งเรียกว่า “เฮดทางเข้าบวกสุทธิ (Net Positive Suction Head หรือเรียกชื่อย่อว่า NPSH)”

$$\rho g H_{sv} = p_s + \frac{\rho V_s^2}{2} - p_v \quad (2.37)$$

กล่าวคือ NPSH จะเป็นความดันรวมของน้ำที่ตรงบริเวณทางเข้าของปั๊ม (ในสมการนี้จะเป็นผลรวมของเทอมที่ 1 กับเทอมที่ 2) หักออกด้วยความดันไออิ่มตัว p_v ปั๊มที่มีความคล้ายคลึงทางเรขาคณิตเงื่อนไขการเกิดแควิเทชัน สามารถหาได้จากค่าจำกัดความของความเร็วจำเพาะของการสูบ (Suction Specific Speed) S ดังสมการต่อไปนี้

$$S = N \sqrt{\frac{Q}{H_{sv}^{3/4}}} \quad (2.38)$$

เมื่อ N คือ ความเร็วรอบต่อนาที [min^{-1}]
 Q คือ อัตราการไหล [m^3/min]
 H_{sv} คือ เป็นระดับส่งจากปั๊ม

ตามลักษณะการไหลโดยทั่วไป การเกิดแควิเทชันจะไม่ขึ้นอยู่กับแบบของปั๊ม ส่วนมากจะเกิดขึ้นที่ S มีค่าเท่ากับ 1200 นอกจากนั้นสำหรับปั๊มแบบ Centrifugal กับ diagonal ที่จุดต่ำกว่า 3% ของเฮด S ที่ทำให้เกิดโพรงจะมีค่าอยู่ระหว่าง 1500-2000 สำหรับปั๊มที่ไหลในแนวแกน S จะมีค่า 1500

การป้องกันการเกิด cavitation สามารถทำได้โดย

1. ถ้าเป็นเครื่องสูบบแบบ centrifugal
 - อย่าให้เฮดของระบบต่ำกว่าเฮด ณ จุดที่ประสิทธิภาพของเครื่องสูบสูงสุดมากเกินไป
 - อย่าให้ capacity ของระบบสูงกว่า capacity ณ จุดที่ประสิทธิภาพของเครื่องสูบสูงสุดมากเกินไป
 - อย่าสูบของเหลวที่อุณหภูมิสูงมากเกินไป
2. ถ้าเป็นเครื่องสูบบแบบ Axial
 - อย่าให้เฮดของระบบสูงกว่าเฮด ณ จุดที่ประสิทธิภาพของเครื่องสูบสูงสุดมากเกินไป
 - อย่าให้ capacity ของระบบต่ำกว่า capacity ณ จุดที่ประสิทธิภาพของเครื่องสูบสูงสุดมากเกินไป

หลักการเลือกปั๊ม

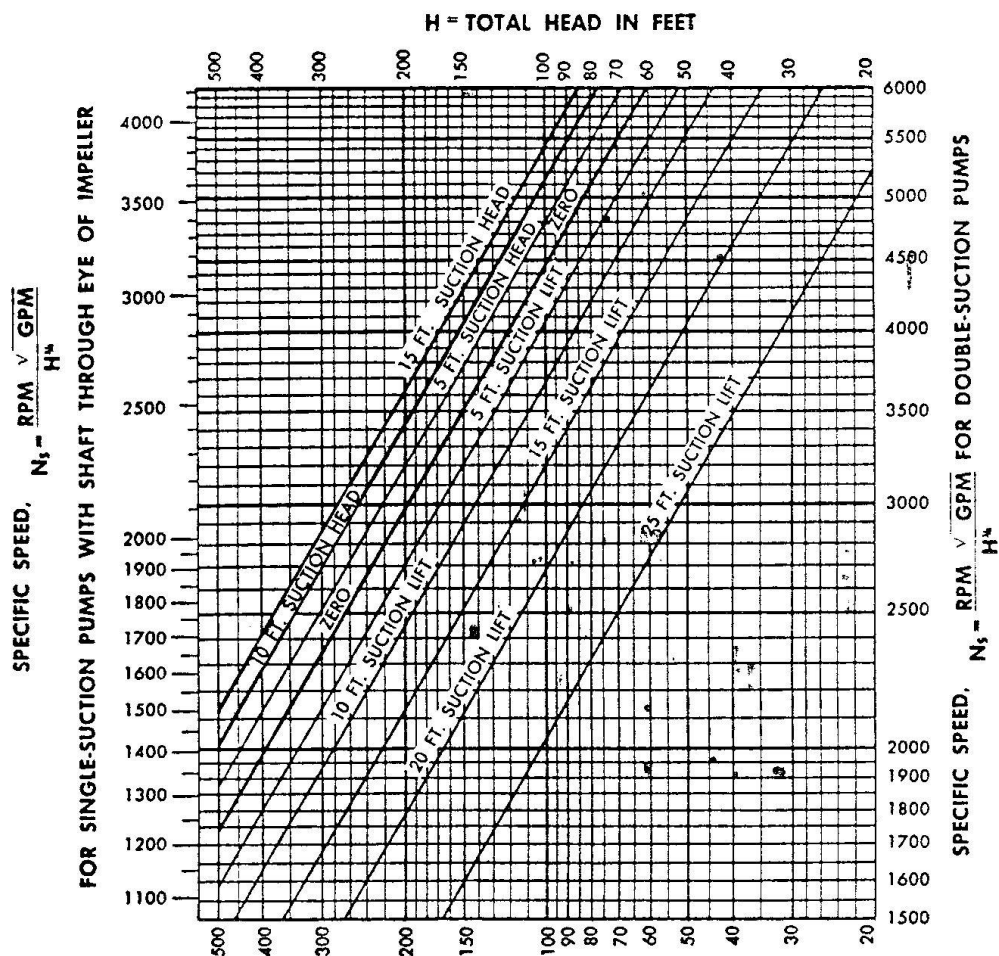
หลักการเลือกปั๊มแบบเซนตริฟูกอลให้เหมาะกับการใช้งานอาจพิจารณาได้ 3 ลักษณะด้วยกันคือ พิจารณาจากวัตถุประสงค์การใช้งาน พิจารณาจากความเร็วจำเพาะร่วมกับระยะดูดยก (Suction Lift) และพิจารณาจากกราฟแสดงลักษณะการทำงานของปั๊ม

ก. การพิจารณาจากวัตถุประสงค์ใช้งาน ปัจจุบันบริษัทผู้ผลิตได้ผลิตปั๊มให้มีคุณสมบัติเหมาะสมกับงานใดงานหนึ่งโดยเฉพาะมากมายหลายแบบ ดังนั้น เพียงแต่ทราบว่าจะนำไปใช้งานอะไรและทราบสภาพการทำงานที่ต้องการอย่างกว้าง ๆ ก็จะสามารถจำกัดลักษณะและแบบลงมาเหลือเพียง 2-3 อย่าง เช่น ต้องการปั๊มน้ำจากบ่อบาดาลก็ต้องใช้ปั๊มประเภท Vertical Turbine ซึ่งยังอาจแบ่งออกไปอีกว่าถ้าอัตราการสูบไม่สูงนักอาจจะใช้แบบที่ปั๊ม และมอเตอร์จมอยู่ในน้ำ (Submersible Pump) หรือปั๊มจุ่ม แต่ถ้าอัตราการสูบสูงก็จะต้องใช้ Vertical Turbine ที่มีต้นกำลังอยู่ปากบ่อ ในกรณีที่ต้องการปั๊มสำหรับการระบายน้ำโดยมีการ

ควบคุมระดับไม่ให้สูงกว่าที่กำหนดไว้ ผู้เลือกปั๊มก็จะเลือกโดยมุ่งจุดสนใจไปที่ปั๊มซึ่งออกแบบไว้สำหรับการระบายน้ำมีอุปกรณ์ควบคุมการทำงานโดยใช้ลูกลอยซึ่งจะทำหน้าที่เปิดสวิตช์เดินเครื่องเมื่อระดับน้ำในบ่อสูบเพิ่มขึ้นมาถึงระดับที่กำหนดไว้ เป็นต้น ข้อมูลที่นำมาใช้ตัดสินใจเลือกแบบของปั๊มจะได้จากการรวบรวมข้อมูลเบื้องต้นสำหรับออกแบบ

ข. การพิจารณาจากความเร็วจำเพาะร่วมกับระยะดูดยก ความเร็วจำเพาะซึ่งคำนวณได้จากอัตราการสูบ ความเร็วการหมุนของใบพัด และเฮดของปั๊มจะเป็นตัวเลขซึ่งบอกชนิดของปั๊มอย่างกว้าง ๆ กล่าวคือ ถ้า ความเร็วจำเพาะมีค่าอยู่ระหว่าง 500 ถึง 3,000 ใบพัดและปั๊มจะเป็นชนิด Radial Flow ความเร็วจำเพาะจาก 3,000 ถึง 8,000 ใบพัดและปั๊มจะเป็นแบบ Mixed Flow และค่าความเร็วจำเพาะจาก 8,000 ถึง 15,000 ใบพัดจะเป็นแบบ Axial flow เป็นต้น นอกจากจะสัมพันธ์กับชนิดของใบพัดแล้ว ความเร็วจำเพาะยังสัมพันธ์กับระยะดูดยกสูงสุด หรือเฮดทางด้านดูด (Suction Head) ต่ำสุดของปั๊มที่จะไม่ทำให้เกิด cavitation ด้วย

โดยทั่วๆ ไปแล้วปั๊มที่มีความเร็วจำเพาะต่ำหรือปั๊มประเภท Radial Flow จะใช้กับงานที่มีระยะดูดยกสูงได้ดีกว่าปั๊มซึ่งมีความเร็วจำเพาะสูง การใช้ปั๊มที่มีความจำเพาะสูงในงานที่มีระยะดูดยกสูงจะทำให้เกิด cavitation หรือมีเสียงดัง และอาจทำให้ปั๊มเสียหายได้ ค่าความเร็วจำเพาะสูงสุดที่จะใช้ได้สำหรับระยะดูดยกขนาดต่างๆ



รูปที่ 2.14 ความเร็วจำเพาะสูงสุดสำหรับปั๊มซึ่งมีใบพัดชั้นเดียว (single stage) ใบพัดดูดด้านเดียว และสองด้าน ใช้สูบน้ำใสที่อุณหภูมิ และความดันปกติ

ค. การพิจารณาจากกราฟแสดงลักษณะการทำงานของปั๊มเมื่อได้เลือกปั๊มโดยพิจารณาจากวัตถุประสงค์ใช้งาน ความเร็วจำเพาะ และลักษณะการดูดยกน้ำทางด้านดูดแล้วก็จะสามารถบอกได้ว่าควรใช้ปั๊มแบบใดแต่เนื่องจากว่าในแต่ละแบบหรือโมเดลของบริษัทผู้ผลิตรายหนึ่งยังมีขนาดและช่วงการทำงานที่เหมาะสมแตกต่างกันออกไปอีก และปั๊มของแต่ละบริษัทก็มีการออกแบบแตกต่างกัน ดังนั้นจึงจำเป็นต้องนำค่าอัตราการสูบและเฮดหรือกราฟเฮดของระบบ (System Head Curve) มาพิจารณาร่วมกับกราฟแสดงลักษณะการทำงานของปั๊มจึงจะได้เครื่องขนาดที่เหมาะสมตามความต้องการใช้งานอย่างถูกต้อง

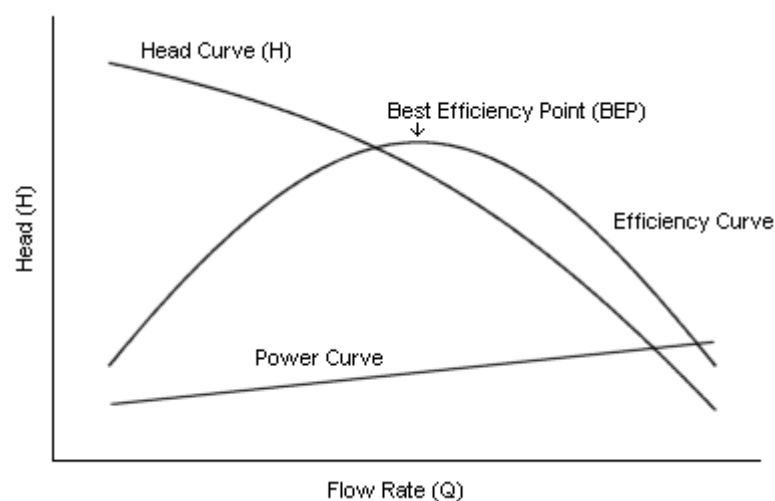
ในกรณีที่บริษัทผลิตปั๊มผลิตแบบหรือโมเดลเดียวกันหลายขนาด เขาก็จะเอาช่วงหรือขอบเขตการทำงานที่เหมาะสมของแต่ละขนาดมาเขียนรวมอยู่ในกราฟแผ่นเดียวกันดังแสดงในรูป รูปดังกล่าวนี้เรียกว่า Composite Rating Chart ซึ่งจะแสดงให้เห็นถึงขอบเขตการทำงานที่เหมาะสมของปั๊มขนาดต่างๆ ที่เป็นโมเดลเดียวกัน

ถึงแม้ว่า Composite Rating Chart จะให้ขนาดของปั๊มที่เหมาะสมของโมเดลใดโมเดลหนึ่งให้เลือกเอาไว้ แต่ผู้เลือกใช้จะไม่ทราบการทำงานที่แท้จริงของปั๊มเครื่องดังกล่าว กล่าวคือไม่ทราบอัตราการสูบ และเฮด ตลอดจนประสิทธิภาพการทำงานที่แท้จริงว่าเท่ากับเท่าไร สิ่งเหล่านี้จะมีความสำคัญต่อการตัดสินใจเลือกใช้มากโดยเฉพาะอย่างยิ่งปั๊มขนาดใหญ่

จุดที่ปั๊มทำงานหรืออัตราการสูบและเฮดที่จะได้จากปั๊มจำเป็นต้องดูจากจุดตัดระหว่างกราฟ Q-H (Q-H Curve) และกราฟเฮดของระบบ (System Head Curve) โดยปกติแล้วบริษัทผู้ผลิตจะไม่แสดงกราฟ Q-H เพียงอย่างเดียวเพราะจะไม่ช่วยในการตัดสินใจเลือกใช้เท่าไรนัก แต่จะให้กราฟแสดงรายละเอียดอย่างอื่นมาด้วย เช่น ประสิทธิภาพการทำงาน แรงม้าที่ต้องการ NPSHr และกราฟ Q-H เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงรอบการหมุน หรือเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัด เป็นต้น กราฟเหล่านี้จะรวมเสนอในแคตตาล็อกที่เรียกว่า Pump Characteristics Curve หรือ Performance Curve

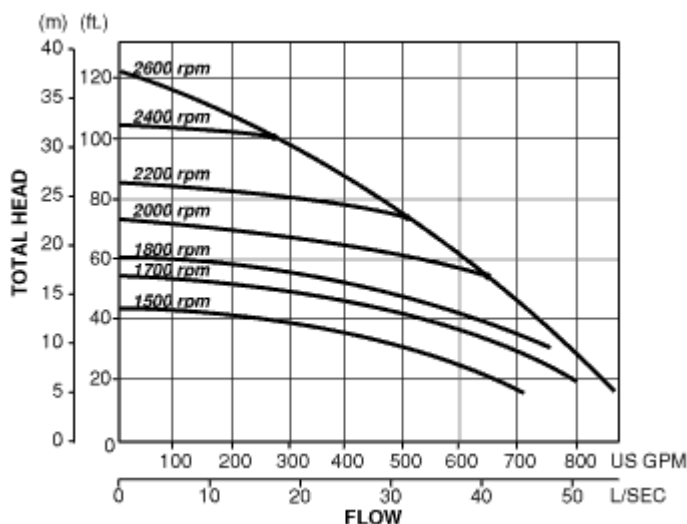
Performance Curve อาจแบ่งออกเป็น 3 ลักษณะใหญ่ๆ ด้วยกันคือ

1. กราฟ H-Q ร่วมกับกราฟประสิทธิภาพ Efficiency Curve และแรงม้าที่ต้องการ (Bhp-Q Curve)



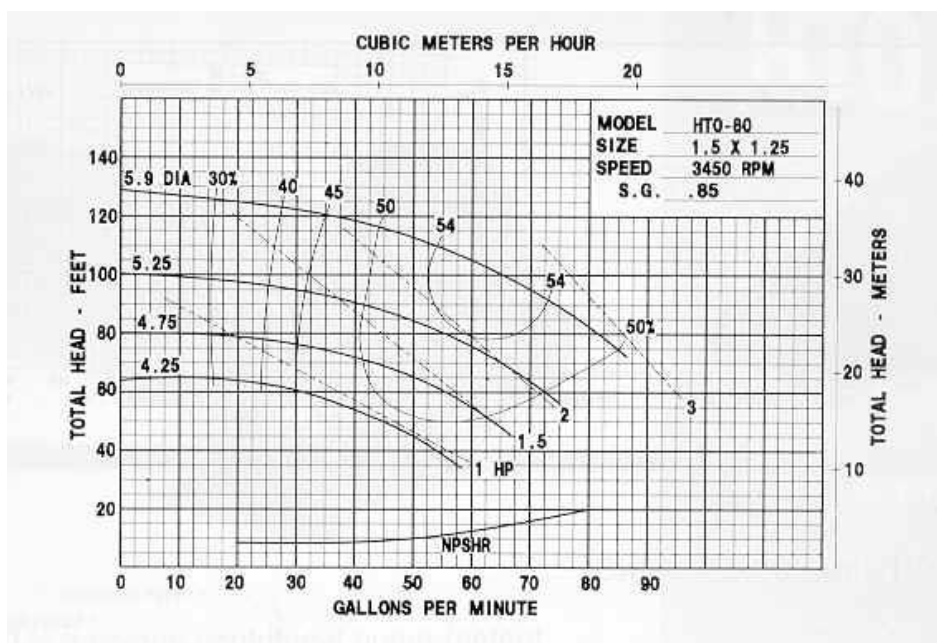
รูปที่ 2.15 แสดงกราฟ H-Q ร่วมกับกราฟประสิทธิภาพ Efficiency Curve และแรงม้าที่ต้องการ (Bhp-Q Curve)

2. กราฟ H-Q หลายเส้นของปั๊มที่มีใบพัดขนาดใดขนาดหนึ่ง แต่ละเส้นสำหรับรอบการหมุนคงที่ ขนาดหนึ่งซึ่งรวมทั้งความเร็วมาตรฐานของมอเตอร์ด้วย กราฟเหล่านี้มักจะแสดงควบคู่กับเส้นประสิทธิภาพการทำงานที่เท่ากัน (ISO – Efficiency Curve) ดังแสดงในรูป Characteristic Curve แบบนี้เหมาะสำหรับใช้เลือกปั๊มสำหรับต้นกำลังเปลี่ยนแปลงรอบได้ เช่น เครื่องต้นกำลังที่เป็นเครื่องยนต์ เป็นต้น เพราะจะเปิดโอกาสให้เลือกใช้ความเร็วสำหรับอัตราการสูบ และเฮดขนาดใดขนาดหนึ่งให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงได้



รูปที่ 2.16 แสดงกราฟ H-Q ของปั๊มที่มีความเร็วรอบต่างกัน

3. กราฟ H-Q หลายเส้น แต่ละเส้นได้จากใบพัดแบบเดียวกันแต่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่างกัน ใบพัดทุกขนาดหมุนด้วยอัตราเร็วเท่ากัน กราฟเหล่านี้จะแสดงควบคู่กับเส้นแสดงประสิทธิภาพการทำงาน และแรงม้าที่ต้องการเช่นเดียวกับแบบที่แล้ว กราฟชุดนี้เหมาะสำหรับต้นกำลังที่มีอัตราการหมุนคงที่ เช่น มอเตอร์ ดังนั้น ถ้าอัตราการสูบไม่ตรงกับที่ต้องการก็จะต้องปรับเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัดโดยใช้ Affinity Law หรือจากการทดลองวัดจริง



รูปที่ 2.17 แสดงกราฟ H-Q ของปั๊มที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัดต่างกัน

2.6.2 อุปกรณ์ส่งลม (Blower)

ในระหว่างที่ใช้อุปกรณ์/เครื่องส่งลม (Blower) กำลังสมรรถนะเป็นสิ่งที่จำเป็นต้องตรวจสอบ นอกจากนั้น การเกิดการสูญเสียของความเร็วก็ยังเป็นสิ่งที่ต้องระมัดระวังเช่นกัน และควรมีมาตรการป้องกันในเรื่องของเสียงดังรบกวนอีกด้วย

แรงขับเคลื่อนของอุปกรณ์ส่งลม

แรงขับเคลื่อนในแนวแกนของอุปกรณ์ส่งลม (Blower) หรือเครื่องอัดอากาศ (Compressor) สามารถหาได้เช่นเดียวกับกับสมการที่ (2.34) ที่เป็นสมการของปั๊ม คือ

$$\begin{aligned} P &= E_{in} \dot{M} \\ &= (E_{in} - E_{loss}) \dot{M} / \eta_c \end{aligned} \quad (2.39)$$

ในสมการนี้ η_c คือค่าประสิทธิภาพของ อุปกรณ์ส่งลม, เครื่องอัดอากาศ ค่า $(E_{in} - E_{loss})$ [J/kg] คือค่าพลังงานจากการไหลของแก๊ส ซึ่งมีหน่วยเป็นพลังงานที่มีประสิทธิภาพที่ได้รับมาจากภายนอกต่อหน่วยของมวลสารที่ไหลเมื่อแก๊สที่มีความดัน p_1 ถูกอัดให้เป็นความดัน p_2 ซึ่งเป็นการเปลี่ยนแปลงแบบเอนโทรปีคงที่ (กระบวนการที่ผันกลับได้แบบแอดิเอแบติก) พลังงานที่จำเป็นต้องใช้ในกระบวนการนี้ (งานทางอุณหพลศาสตร์) ซึ่งก็จะเหมือนกับสมการที่ (2.33) ซึ่งจะได้สมการดังต่อไปนี้

$$E_{in} - E_{loss} = gH_{ad} \quad (2.40)$$

ในสมการนี้ค่า H_{ad} จะเรียกว่าค่า “Adiabatic head” ซึ่งก็จะเหมือนกับค่าเฮดรวม (Total Head) ของปั๊มของไหลเมื่อได้รับพลังงานจากภายนอกสามารถแสดงในรูปของพลังงานศักย์ได้โดยใช้สมการที่ (2.34) และสามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$P = gH_{ad} \dot{M} / \eta_c \quad (2.41)$$

อัตราส่วนความดันรวม (p_{t2}) ในด้านที่ขับลมออกมาจากอุปกรณ์ส่งลม กับความดันรวม (p_{t1}) ในด้านที่ดูดลมเข้าไปในอุปกรณ์ ในกรณีของอุปกรณ์ส่งลมที่ค่ามีอัตราส่วนนี้น้อยๆ (เช่นในกรณีของพัดลม) เมื่อพิจารณาให้เป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้ กำลังขับเคลื่อนของพัดลมสามารถหาได้เช่นเดียวกันกับในสมการที่ (2.34) เมื่อไม่คำนึงถึงพลังงานศักย์ จะได้สมการใหม่ว่า

$$\begin{aligned} P &= \dot{M} (p_{t2} - p_{t1}) / (\rho \eta_c) \\ &= (p_{t2} - p_{t1}) Q / \eta_c \end{aligned} \quad (2.42)$$

ลักษณะสมบัติของอุปกรณ์ส่งลม (Blower Characteristics)

ในการเลือกอุปกรณ์ส่งลมนั้นนอกจากสภาพรูปแบบซึ่งเป็นสิ่งสำคัญที่ต้องพิจารณาแล้ว ค่าความเร็วจำเพาะก็เป็นค่าที่สำคัญที่ต้องคำนึงถึงด้วยเช่นเดียวกับปั๊ม

$$N_s = N \frac{\sqrt{Q}}{H_{ad}^{3/4}} \quad (2.36)$$

ในสมการนี้ค่า N คือความเร็วรอบต่อวินาที [min^{-1}], Q คืออัตราการไหล [m^3/min], H_{ad} เป็น Adiabatic Head ของอุปกรณ์ส่งลม [m] ซึ่งก็เหมือนกันกับปั๊ม ชนิดของอุปกรณ์ส่งลมมีค่า N_s ที่เป็นพื้นฐานดังต่อไปนี้

พัดลมแบบ Centrifugal : N_s	=	300 – 1000
Blower แบบ Centrifugal : N_s	=	150 – 400
พัดลม, Blower แบบ Axial : N_s	=	1000 – 2500

ข้อที่ควรระมัดระวังในการเปรียบเทียบคุณลักษณะและการเลือกชนิดของพัดลม

1. ประสิทธิภาพในขณะเดินเครื่องโดยทั่วไปแล้วพัดลมแบบ Axial Flow จะดีกว่าพัดลมแบบ Centrifugal นอกจากนั้นกำลังขับจะสูง การเดินเครื่องในระยะเวลานานๆ พัดลมแบบ Axial Flow จะดีกว่า แต่หาว่าพัดลมแบบ Axial นั้นเมื่อใช้งานที่สภาวะต่างจากที่จุดออกแบบซึ่งเป็นจุดที่ดีที่สุดแล้ว (จุดที่ให้ปริมาณการส่งลมที่กำหนด) ประสิทธิภาพจะลดลงอย่างรวดเร็ว ดังนั้นเมื่อต้องการนำไปใช้ในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงปริมาณลมมากๆ ในกรณีแบบนี้ควรจะใช้พัดลมแบบ Centrifugal หรือควรใช้พัดลมแบบ Axial Flow ที่สามารถติดใบพัดได้หลายใบจะดีกว่า

2. ในกรณีที่ต้องการส่งลม ที่ใช้ปริมาณการส่งลมเป็นช่วงกว้างๆ ถ้าต้องการพัดลมที่ไม่มีปัญหา มีเสถียรภาพในการเดินเครื่องสูงแล้วควรที่จะเลือกพัดลมแบบ Centrifugal แบบที่มีใบพัดโค้งไปข้างหลัง, หรือควรเลือกพัดลมแบบ Radial จะดีกว่าที่จะเลือกพัดลมแบบ Axial Flow หรือพัดลมหลายใบพัด (พัดลมแบบ Centrifugal ที่มีใบพัดโค้งไปข้างหน้า) ซึ่งไม่เหมาะสม

3. กำลังขับในแนวแกนของพัดลมหลายใบพัดนั้น เมื่อปริมาณลมที่ส่งเพิ่มมากขึ้น กำลังที่ใช้ขับก็จะเพิ่มมากขึ้นไปด้วย พัดลมแบบ Axial Flow นั้นที่จุด A Point of Cutoff ค่ากำลังขับในแนวแกนจะมีค่าสูงมากกว่าแบบอื่นๆ จึงจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องพิจารณาถึงเครื่องต้นกำลัง (Prime Mover) ที่จะนำมาใช้ขับด้วย

4. สำหรับพัดลมแบบหลายใบพัดนั้นพัดลมแบบ Centrifugal จะมีขนาดเล็กที่สุด แต่พัดลมแบบ Axial Flow จะให้ความเร็วสูงมีน้ำหนักเบา จึงเหมาะสมมากกับบริเวณที่มีพื้นที่จำกัด หรือมีข้อจำกัดทางด้านน้ำหนัก แต่อย่างไรก็ตามพัดลมแบบ Axial Flow ซึ่งมีความเร็วรอบสูงจะมีเสียงดังรบกวนมากกว่าพัดลมแบบ Centrifugal

ข้อควรระมัดระวังในการเดินเครื่อง

อุปกรณ์ส่งลมนั้นโดยปกติแล้วจะส่งปริมาณลมออกมาตามกำหนด (ตามที่ออกแบบไว้) ซึ่งเป็นจุดที่ใกล้เคียงกับจุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุด การเดินเครื่องโดยไม่ส่งลมตามที่กำหนดของเครื่องก็อาจจะเป็นสาเหตุที่ทำให้เกิด Surging, การสูญเสียการทรงตัวในการหมุน ฯลฯ เกิดขึ้น ซึ่งเป็นอุปสรรคในการส่งลม Surging

เหมือนกันกับในกรณีของปั๊มเมื่อความเร็วรอบคงที่ และมีการปิดวาล์วลงเล็กน้อยจะทำให้ความดันของกระแสของไหลเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งในแผนภูมิของความดัน เส้นของความดันก็จะขึ้นไปในช่วงขาขึ้น การไหลก็จะสูญเสียความมีเสถียรภาพไปอย่างรวดเร็ว ปริมาณลม และความดันก็จะก่อให้เกิดแรงกระตุ้นขึ้น ทั้งตัวอุปกรณ์ส่งลมตลอดจนระบบท่อทั้งหมดก็จะเกิดการสั่นขึ้น ซึ่งเรียกว่า “Surging”

มาตรการในการป้องกัน

- (1) พยายามหลีกเลี่ยงสิ่งที่จะทำให้เส้นความดันขึ้นไปทางขวามือในแผนภูมิเส้นความดัน
- (2) ใช้อุปกรณ์ By Pass เข้าช่วย
- (3) เดินเครื่องโดยใช้ วาล์ว 2 ตัว (ให้ใช้วาล์วปรับปริมาณลมกับ Stop Valve ที่ส่วนดูด หรือส่วนที่พ่น (ปล่อยลมออก))
- (4) การปรับปริมาณลมให้เหมาะสมทำได้โดยการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบ
- (5) ปิดวาล์วที่ส่วนดูดลมเข้า

การสูญเสียการทรงตัวในการหมุน

การสูญเสียการทรงตัวในการหมุนจะพิจารณาในอุปกรณ์ส่งลมตามแนวแกน, เครื่องอัดอากาศในแนวแกน การเดินเครื่องโดยไม่ใช้ตามปริมาณลมที่ได้กำหนดไว้ในเครื่อง ก็จะมีใบพัดบางใบสูญเสียการทรงตัวเนื่องจากการหมุน และจะเป็นสาเหตุให้ใบพัดอื่นๆ สูญเสียการทรงตัวในการหมุนตามไปด้วย จะทำให้ความดันเปลี่ยนแปลงไปอย่างรวดเร็ว และสร้างความเสียหายให้แก่ใบพัด

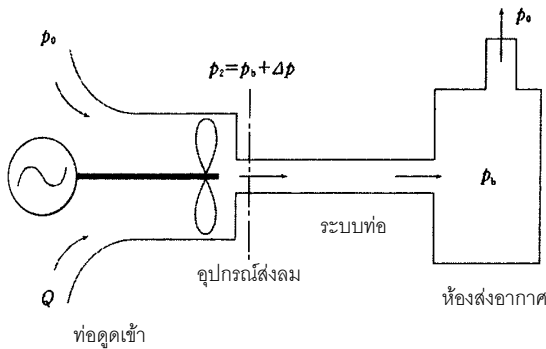
มาตรการในการป้องกัน

- (1) ออกแบบไม่ให้เกิดการสูญเสียการทรงตัวในการหมุนขึ้นโดยการเลือกชนิดของอุปกรณ์ที่จะนำมาใช้
- (2) ใช้อุปกรณ์ By Pass เข้าช่วย

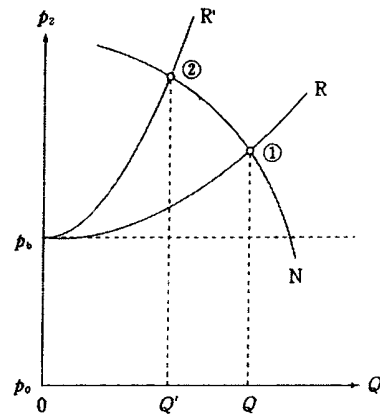
การควบคุมปริมาณของอุปกรณ์ส่งลม

อุปกรณ์ในการส่งลม มีหน้าที่ในการส่งลม, ระบายอากาศ, และปล่อยอากาศออกสู่บรรยากาศซึ่งจะมีวัตถุประสงค์แตกต่างจากอุปกรณ์อัดอากาศ (Compressor) การควบคุมปริมาณลมที่ใช้ในช่วงการใช้งานที่กว้างนี้เป็นสิ่งที่จำเป็น

ในหม้อต้มไอน้ำหรือในเตาเผาในอุตสาหกรรมนั้น ระบบในการส่งลมเข้าไปสามารถเขียนให้ดูเป็นระบบ ที่ง่าย ๆ ดังในรูปที่ 2.18 ถ้าให้ความดันภายในห้องส่งลมเป็น p_b , และความดันที่สูญเสียของท่อทางออกที่พ่น (ปล่อย) อากาศเป็น Δp ดังนั้นความดันที่ตรงทางเข้าของท่อทางเข้าของระบบนี้จะมีค่าเป็น $(p_b + \Delta p)$ ถ้าให้ปริมาณลมที่ถูกดูดเข้าเป็น Q , จากสมการที่ (2.19) จะเห็นว่า $\Delta p \propto Q^2$ ในรูปที่ 2.19 เส้นโค้ง R ที่แสดง $(p_b + \Delta p)$ ซึ่งเรียกว่า “เส้นโค้งความต้านทานของระบบท่อ” ที่จุดตัดที่ (1) ซึ่งเกิดจากการตัดกันของเส้นโค้งความต้านทานกับเส้นโค้งสมรรถนะของความดัน และเนื่องจาก p_2 จะต้องเท่ากับ $p_b + \Delta p$ ณ จุดนี้ในขณะที่เดินเครื่อง ปริมาณการไหลของลมจะถูกกำหนดโดย จุดตัดนี้ซึ่งเรียกว่า “จุดเดินเครื่อง” ซึ่งก็เป็นจุดที่จะแสดงสมรรถนะของอุปกรณ์ส่งลม, เครื่องอัดอากาศไม่ว่าจะเป็น พัดลม (Fan), บLOWER (Blower), คอมเพรสเซอร์ (Compressor) จากสมการที่ (2.35), (2.37) ซึ่งแสดงไว้ให้เห็นได้อย่างชัดเจน โดยในแนวแกนตั้งจะแทน ความดัน (ของอากาศ) ที่ขณะไหล (ปล่อย) ออกด้วย Adiabatic Bed หรือแทนด้วยงานจำเพาะ



รูปที่ 2.18 ระบบส่งอากาศเข้า



รูปที่ 2.19 การควบคุมปริมาณลมอันเนื่องมาจากความต้านทานของระบบท่อที่ปล่อยอากาศออก

วิธีการควบคุมปริมาณลม ณ ที่จุดเดินเครื่องของอุปกรณ์ส่งอากาศสามารถทำได้ด้วยวิธีการดังต่อไปนี้

1. การควบคุมปริมาณลมโดยอาศัยความต้านทานของ (ระบบ) ท่อพ่นลมออก (ท่อปล่อยลม)

เมื่อหรี (ปิด) แดมเปอร์ท่อพ่นลมของอุปกรณ์ส่งลม ความต้านทานอันเนื่องมาจากระบบของท่อพ่นลมที่แสดงในรูปที่ 2.19 ค่า R จะเพิ่มขึ้นเป็น R' จุดที่ใช้ในการเดินเครื่องจะเคลื่อนย้ายจากจุดที่ (1) ไปยังจุดที่ (2) เมื่อให้ความดัน p_b ในกระแส Downstream คงที่ จะทำให้สามารถลดปริมาณลมจาก Q ไปเป็น Q' ได้

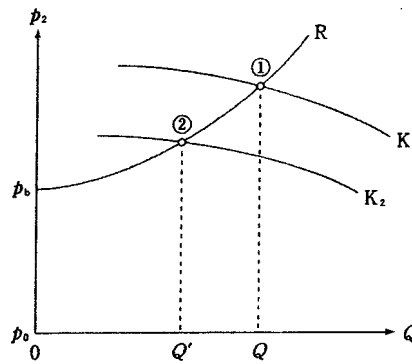
วิธีการนี้จะสามารถควบคุมปริมาณลมที่ส่งออกมาจากอุปกรณ์ส่งลมที่ไซมอเตอร์ที่มีความเร็วคงที่ในการขับเคลื่อนได้อย่างง่าย ความต้านทานทั้งหมดที่เพิ่มขึ้นก็จะถูกเปลี่ยนเป็น ความดันสูญเสีย (การสูญเสียพลังงานที่มีประสิทธิภาพ) ในกรณีที่ต้องการใช้ปริมาณลมมากๆ จะมีการสูญเสียพลังงานเกิดขึ้นมาก ดังนั้นจึงควรใช้อุปกรณ์ส่งลมแบบเล็กจะดีกว่า

นอกจากนั้นเมื่อหรี (ปิด) หรือลดปริมาณลมลงมากเกินไป เส้นโค้งความดันจะเข้าสู่ย่านด้านขวาบน ซึ่งเป็นย่านที่ไม่มีเสถียรภาพ (มีการเกิด Surging, การสูญเสียการทรงตัวในการหมุน) และการทำงานของเครื่องจะไม่เข้าสู่จุดเดินเครื่องซึ่งเป็นสิ่งที่ควรจะต้องระมัดระวัง เมื่อเดินเครื่องที่ความเร็วรอบคงที่ และพอปิด (หรี) ปริมาณลมที่ส่งออกมาจากอุปกรณ์ส่งลมตามแนวแกนจะลดลง ซึ่งไม่เพียงแต่จะไม่ช่วยในด้านการประหยัดพลังงานแล้ว แรงขับเคลื่อนในแนวแกนที่จำเป็นต้องใช้ยังจะเพิ่มขึ้นอีกด้วย จึงต้องระวังในเรื่อง การที่เครื่องมีภาระมากเกินไป (Over Load) อีกด้วย

2. การควบคุมปริมาณลมโดยความต้านทานของ (ระบบ) ท่อที่ดูดลมเข้า

เมื่อทำให้ความต้านทานต่อการไหลเพิ่มมากขึ้น ปริมาณลมก็จะลดลง ซึ่งก็จะเหมือนกันกับในข้อ

1. แต่วิธีการนี้จะดีกว่าวิธีก่อนมาก เมื่อปิด (หรี) แดมเปอร์ที่ทางเข้าหรือทางดูดอากาศ แรงดันที่ใช้สำหรับการดูดของอุปกรณ์ส่งลมก็จะลดลง เมื่ออัตราส่วนของแรงอัดคงที่ แรงดันที่ใช้ส่งอากาศจะลดลงเป็นปฏิกิริยาโดยตรงกับแรงดันที่ใช้ดูดอากาศเข้ามา ดังแสดงในรูปที่ 2.20 เส้นโค้งความดัน ก็จะลดลงจาก K_1 ไปสู่ K_2 จุดเดินเครื่องก็จะเคลื่อนย้ายจากจุดที่ (1) ไปยังจุดที่ (2)



รูปที่ 2.20 การควบคุมปริมาณลมโดยความต้านทานของ(ระบบ) ท่อที่ดูดลมเข้า

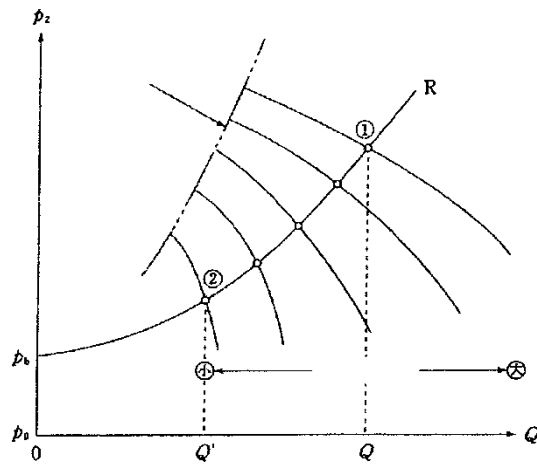
วิธีการนี้จะดีกว่าวิธีก่อนมาก เมื่อปิด (หรือ) แดมป์เปอร์ที่ทางเข้าหรือทางดูดอากาศ แรงดันที่ใช้สำหรับการดูดของอุปกรณ์ส่งลมก็จะลดลง เมื่ออัตราส่วนของแรงอัดคงที่ แรงดันที่ใช้พ่นอากาศจะลดลงเป็นปกติโดยตรงกับแรงดันที่ใช้ดูดอากาศเข้ามา ดังแสดงในรูปที่ 2.20 เส้นโค้งความดัน ก็จะลดลงจาก K_1 ไปสู่ K_2 จุดเดินเครื่องก็จะเคลื่อนย้ายจากจุดที่ (1) ไปยังจุดที่ (2)

นอกจากนั้นการลดลงของความดันที่ใช้ในการดูดลมเข้า จะทำให้ความหนาแน่นของก๊าซที่ถูกดูดเข้ามาลดลงด้วย ซึ่งจะทำให้ปริมาณการไหลของมวลลดลงอย่างมาก ซึ่งอาจจะช่วยลดกำลังที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนได้ก็จริง แต่จะมีอากาศจำนวนหนึ่งถูกดูดเข้าไปทาง ซีล (Seal) บริเวณข้อต่อของแกน ซึ่งจะเป็นข้อเสีย

จุดเดินเครื่องที่ทำให้เกิด Surging นั้นจะถูกกำหนดโดยปริมาตรการที่ถูกดูดเข้ามา ในเรื่องของการทำงานของมวลสารแล้ววิธีการนี้จะดีกว่าข้อ 1. ขอบเขตที่จะทำให้เกิด Surging จะเคลื่อนย้ายเข้าไปสู่ที่บริเวณที่มีปริมาณการไหลที่น้อยลง จึงสามารถเดินเครื่องได้ในขอบเขตที่กว้างกว่า

3. การควบคุมโดย Inlet Guide Vane (IGV)

ในกรณีที่สามารณำ IGV ที่สามารถเปลี่ยนแปลงได้มาใช้ โดยการหรือช่องการไหลทางดูดลมเข้าจะสามารถควบคุมปริมาณลมภายใต้มีประสิทธิภาพที่ดีได้ ที่ตรงบริเวณก่อนทางเข้าของใบพัด โดยกลไกของ Link ที่ทำการปิดเปิด ก๊าซที่เข้าเข้าสู่ใบพัดจะมีทิศทางการหมุนไปในทิศทางเดียวกันกับการหมุนของใบพัด งานทางอุณหคติของใบพัด (Adiabatic Head) ก็จะลดลงทำให้สามารถควบคุมปริมาณลมได้ วิธีการควบคุมความเร็วรอบที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้เป็นทางเลือกอีกวิธีหนึ่งที่จะช่วยลดกำลังขับในแนวแกนลงเมื่อเดินเครื่องในสภาวะไม่ Full Load จะเกิด Surging ดังแสดงในรูปที่ 2.21 นั้น เมื่อหรือวาล์วตัวดูดอากาศเข้าลง ก็จะทำให้ปริมาณอากาศลดลงไปด้วย การปิดวาล์วลงจะสามารถช่วยทำให้เดินเครื่องในช่วงปริมาณลมที่กว้างๆ ได้ วิธีการควบคุมโดยใช้ IGV นั้นนิยมใช้กันมากกับอุปกรณ์ส่งลมแบบ Centrifugal



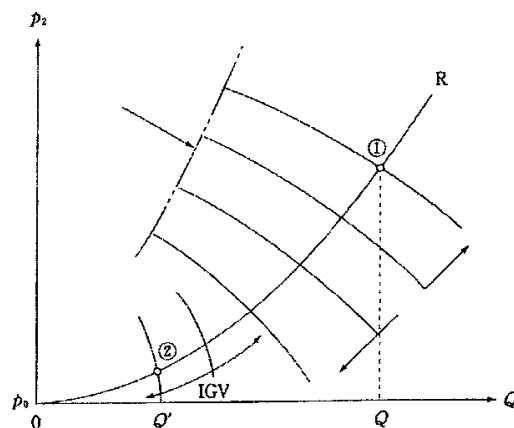
รูปที่ 2.21 การควบคุมปริมาณลมโดยใช้ Inlet Guide Vane ในการควบคุม

4. การควบคุมความเร็วรอบ

สมรรถนะของอุปกรณ์ส่งลมสามารถควบคุมได้โดยการควบคุมความเร็วรอบของเครื่อง และก็เป็นอีกวิธีที่ใช้ในการควบคุมปริมาณลม โดยวิธีการควบคุมแบบนี้จะสามารถลดกำลังขับเคลื่อนในแนวแกนเมื่อเครื่องทำงานที่ไม่เต็มภาระทั้งหมด (ไม่ได้ทำงานที่ Full Load) และยังสามารถใช้กับปริมาณลมในช่วงกว้างๆ ได้อีกด้วยเป็นวิธีการควบคุมที่สามารถประหยัดพลังงานได้เป็นอย่างดี และนิยมใช้กันมาก

ดังในรูปที่ 2.22 อุปกรณ์ส่งลมที่มีอัตราส่วนแรงอัดน้อยๆ (เช่นพัดลม Fan) ความต้านทานในระบบท่อที่จะแสดงได้เป็นเส้นโค้งที่สอง (โดยในรูปที่ 2.18 ก็จะทำให้ค่า p_b ที่เกือบๆ จะเท่ากับค่า p_0) สำหรับพัดลมแล้วก็จะเหมือนกันกับปั๊มซึ่งสามารถใช้สมการของความคล้ายคลึงที่ 2.34 ได้ในช่วงที่ประสิทธิภาพคงที่ ปริมาณลมจะเป็นปฏิภาคโดยตรงกับความเร็วรอบ กำลังขับเคลื่อนในแนวแกนก็จะเป็นปฏิภาค กำลัง 3 กับความเร็วรอบ

ระบบการควบคุมปริมาณลมจากอุปกรณ์ส่งลมที่ใช้กับหม้อต้มไอน้ำ หรือเตาอุ่นที่ต้องการใช้ความร้อนนั้น ในทางปฏิบัติจริงๆ แล้วจะใช้วิธีการควบคุมหลายๆ แบบมาร่วมกันควบคุม กล่าวคือ ที่ความเร็วรอบต่ำที่สุดของตัวขับเคลื่อน (มอเตอร์) ก็จะใช้การควบคุมปริมาณลมโดยใช้การควบคุมความเร็วรอบ วิธีการอื่นๆ นอกจากนั้นจะใช้วิธีควบคุมโดยใช้ Inlet Guide Vane



รูปที่ 2.22 การควบคุมปริมาณลมโดยการควบคุมที่ความเร็วรอบของเครื่อง

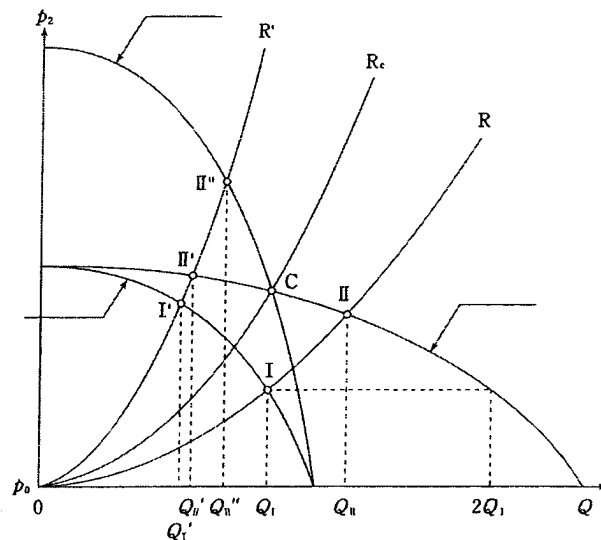
5. การควบคุมโดยการเปลี่ยนระยะ Pitch ของใบพัดของอุปกรณ์ส่งลมในแนวแกน (Axial Flow)

การควบคุมโดยการเปลี่ยนระยะ Pitch ที่สามารถเปลี่ยนแปลงได้ของใบพัดแบบนี้เป็นลักษณะเฉพาะที่มีอยู่ในอุปกรณ์ส่งลมในแนวแกน (Axial Flow) การควบคุมสามารถทำได้โดยการเปลี่ยนมุมของใบพัดที่หมุน ด้วยวิธีการนี้สามารถที่จะควบคุมปริมาณลมที่จะใช้งานได้ในช่วงที่กว้างกว่าวิธีการอื่นที่กล่าวมา และกำลังขับในแนวแกนที่จำเป็นต้องใช้ก็จะน้อยลง (ในกรณีที่เส้นโค้งความต้านทานของระบบท่อเป็นเส้นที่สอง) ในกรณีที่เส้นโค้งความต้านทานของระบบท่อเป็นเส้นที่สองนั้น ในอุปกรณ์ส่งลมแบบแรงเหวี่ยง (Centrifugal) ที่ควบคุมด้วย IGV เมื่อปริมาณลมลดลงประสิทธิภาพของอุปกรณ์ส่งลมก็จะต่ำลงแรงขับเคลื่อนในแนวแกนที่จำเป็นก็จะลดลงแต่ไม่มากนัก ในอุปกรณ์ส่งลมในแนวแกนที่มีการควบคุมโดยใช้วิธีปรับระยะ Pitch มาควบคุมนั้น เมื่อเครื่องทำงานที่ปริมาณลมไม่เต็มภาระ (ปริมาณลมไม่ใช่ที่ Full Load) ประสิทธิภาพจะลดลงเล็กน้อย กำลังขับในแนวแกนก็จะเป็นปฏิกิริยาโดยตรงกับกำลัง 3 ของปริมาณลมซึ่งก็จะใกล้เคียงกับสิ่งที่ลดลงในกรณีที่ต้องการปริมาณลมมากๆ และต้องการประสิทธิภาพในทางด้านการประหยัดพลังงานที่สูงขึ้น เช่นในหม้อต้มไอน้ำขนาดใหญ่ อุปกรณ์ส่งลมที่ใช้สำหรับการระบายอากาศ จะนิยมใช้การควบคุมแบบนี้

6. การควบคุมจำนวน (เครื่อง/อุปกรณ์)

โดยทั่วไปแล้วเมื่อต้องการให้ปริมาณลมเพิ่มขึ้นก็จะใช้อุปกรณ์ส่งลมมาเดินเครื่องแบบขนานกัน รูปที่ 2.23 แสดงเส้นโค้งสมรรถนะรวมของอุปกรณ์ส่งลม 2 ตัวที่มีสมรรถนะเท่ากัน โดยให้ทั้ง 2 ตัวมาทำงานในแบบขนาน (Parallel) กันและแบบอนุกรมกัน (Series) เส้นโค้งแสดงสมรรถนะของการเดินเครื่องที่ขนานกัน 2 ตัวนั้น ที่แรงดันในการพ่นลมที่เท่ากัน ปริมาณลมจะเป็น 2 เท่าของการพ่นลมจากเครื่องเดียวในกรณีที่เดินเครื่องแบบอนุกรมกันนั้นที่ปริมาณลมจะเท่ากัน แต่แรงดันในการพ่นจะมีค่าเป็น 2 เท่าของการเดินเครื่องแบบเครื่องเดียวเมื่อเส้นโค้งของของความต้านทานของระบบท่อเป็นเส้นโค้งที่สอง และผ่านออกมาจากจุดกำเนิด (Origin Point) ในกรณีของการเดินเครื่องเดียวโดยมีปริมาณลมเป็น Q_1 แต่การเดินเครื่องแบบขนานกันก็จะไม่ทำให้ปริมาณลมกลายเป็น $2Q_1$ แต่จะกลายเป็นแค่ Q_{II} เท่านั้น ถ้าความต้านทานในระบบท่อมียค่ามากเส้นโค้งความต้านทานจะเปลี่ยนจาก R ไปเป็น R' ซึ่งจะทำให้ปริมาณลมที่จะเพิ่มขึ้นค่อยๆ ลดลง ($Q'_1 \rightarrow Q'_2$) ในกรณีที่เส้นโค้งความต้านทาน R_c เลื่อนไปทางซ้าย ควรจะเดินเครื่องแบบอนุกรมจะดีกว่าเพราะจะทำให้ปริมาณลมที่จะเพิ่มขึ้นสามารถเพิ่มได้มากกว่า ($Q'_1 \rightarrow Q'_{II}$) ในกรณีที่ต้องการเพิ่มปริมาณลม ตามที่ได้กล่าวมาแล้วว่าความต้านทานของระบบท่อจะเป็นปฏิกิริยาผกผันกับกำลัง 5 ของเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ ดังนั้นควรใช้ท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใหญ่ขึ้นเพื่อลดความต้านทาน (ปริมาณลมจะเปลี่ยนเป็น $Q'_1 \rightarrow Q_1 \rightarrow Q_{II}$) หรือใช้ท่อ 2 ท่อต่อเชื่อมออกมาจากอุปกรณ์ส่งลมแต่ละตัว

การเดินเครื่องเพียงตัวเดียว การเดินเครื่องแบบขนานหรือแบบอนุกรมนั้น จุดเดินเครื่อง, ความดัน, กำลังขับในแนวแกน ตลอดจนประสิทธิภาพจะแตกต่างกันออกไป การเพิ่มกำลังขับในแนวแกนก็จะทำให้เครื่องทำงานที่สภาวะ Over Load ได้ซึ่งควรระวัง



รูปที่ 2.23 การเดินเครื่องแบบขนานและแบบอนุกรม

2.7 สรุป

ของไหลเบื้องต้น คือการศึกษากลศาสตร์ของไหล (Fluid Mechanics) ซึ่งของไหลคือสารจำพวกของเหลว และก๊าซ ซึ่งจะมีหัวข้อ และเนื้อหาโดยสรุปดังนี้

หลักการเบื้องต้นของกลศาสตร์ของไหลจะพูดถึงคุณสมบัติพื้นฐานที่สำคัญของของไหล ประกอบด้วย ความหนาแน่น (Density, ρ) ปริมาตรจำเพาะ (Specific volume, v) ความหนืด (Viscosity, μ) น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight, γ)

แรงสถิตยของของไหล เป็นการอธิบายถึงความดันของของไหล รวมถึงสมการที่ใช้ในการคำนวณทั้งของเหลว และก๊าซ

สมการพื้นฐานของการไหล จะกล่าวถึงสมการของการอนุรักษ์มวล กล่าวคือมวลของของไหลไม่สูญหายไปไหนเพราะฉะนั้นมวลของไหลเข้าเท่ากับมวลของไหลออก สมการของการอนุรักษ์พลังงาน คือการที่พลังงานไม่สูญหายไปไหนแต่จะเปลี่ยนรูปของพลังงานออกไป ซึ่งสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการเบอร์นูลลี (Bernoulli's Equation) และกำลังของของไหลใน (เส้น) การไหล (Streamline) คือโมเมนต์ หรือแรงที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของของไหลกระทำกับวัตถุ

การไหลของของไหลที่คิดความหนืด จะเป็นการพิจารณาถึงลักษณะการไหลของของไหลที่ได้รับผลมาจากความหนืดของของไหล กระทำกับผนังวัตถุ โดยแบ่งออกเป็น การไหลแบบราบเรียบ หรือการไหลเป็นชั้นๆ (Laminar Flow) กับ การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow) ทั้งบนแผ่นเรียบ และในท่อกลม

การขนส่งของไหล จะกล่าวถึงค่าความดันที่สูญเสียเนื่องจากการไหลของของไหล ไหลผ่านผนังของวัตถุ ความหนืดของของไหลจะทำให้ของไหลถูกยึดเหนี่ยวกับผนังซึ่งต้านการเคลื่อนที่ของของไหลซึ่งจะพิจารณาในกรณีท่อตรง ทั้งในแบบการไหลราบเรียบ และปั่นป่วน รวมถึงองค์ประกอบที่ทำให้เกิดการสูญเสียความดันในการไหลภายในท่อ และการคำนวณหาอัตราการไหลผ่านอุปกรณ์จำพวกหัวฉีด (Nozzle) ออริฟิซ (Orifice) และเฮดแท้งค์ (Head Tank)

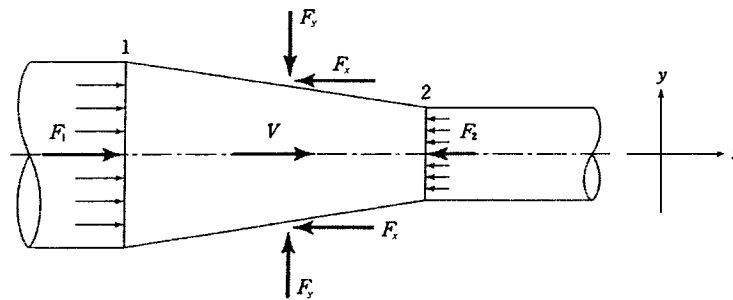
อุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับกลศาสตร์ของไหล คืออุปกรณ์ที่ให้งานกับของไหล ทำให้ของไหลสามารถเคลื่อนที่หรือเพิ่มแรงดันได้ ประกอบไปด้วย ปั๊ม (Pump) ใช้กับของเหลว และอุปกรณ์ส่งลม (Blower) ใช้กับ

ก๊าซโดยจะอธิบายถึงหลักการในการหาแรงขับเคลื่อนของอุปกรณ์ลักษณะสมบัติของอุปกรณ์ และสำหรับปั๊มซึ่งใช้ของเหลวจะเพิ่มเรื่อง แควติชั่น (Cavitation) เข้ามาด้วยคือการหาความดันไอของของเหลวซึ่งในการใช้งานปั๊มต้องหลีกเลี่ยงไม่ให้เกิดฟองก๊าซจากความดันไอของของเหลวบริเวณที่ปั๊มทำงานเพราะจะทำให้ใบพัดของปั๊มเสียหายได้

2.8 กรณีศึกษา (Case studies)

ตัวอย่างที่ 2.1 ท่อ(ใหญ่) ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 400 มม. และ ท่อ(เล็ก)ขนาด 200 มม. ได้นำมาเชื่อมต่อกันโดยอาศัยท่อลดขนาด ภายในมีน้ำมันที่มีความถ่วงจำเพาะ (Specific Gravity) เท่ากับ 0.85 และมีอัตราการไหลเป็น $0.314 \text{ m}^3/\text{s}$ ไหลอยู่ภายใน ถ้าความดันที่ทางเข้าของท่อลดขนาดเป็น 0.3 [MPa] จงหาแรงที่มากระทำกับท่อลดขนาด โดยไม่คิดความดันที่สูญเสียไปในท่อลดขนาด

วิธีทำ : แรงที่มากระทำกับท่อลดขนาดอันเนื่องมาจากการไหลของของไหล สามารถแสดงให้เห็นได้ดังในรูปที่ 2.24 F_1, F_2 จะเป็นแรงอันเนื่องมาจากแรงดันสถิตย การกำหนดแนวแกนได้แสดงในรูป



รูปที่ 2.24 แรงได้รับมาจากการไหลของของไหลในท่อลดขนาด

$$F_1 = p_1 A_1 = 0.3 \times 10^6 \times \pi (0.4)^2 = 37\,700 = 37.7 \text{ [kN]}$$

จากสมการที่ (2.3) $V_1 = Q/A_1 = 0.314 / (\pi \times (0.4)^2 / 4) = 2.5 \text{ [m/s]}$

$$V_2 = V_1 A_1 / A_2 = 2.5 \times (2/1)^2 = 10 \text{ [m/s]}$$

จากสมการของเบอร์นูลลีดังสมการที่ (2.6) จะหาค่าความดันที่ตำแหน่งที่ 2 ได้เป็น

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1 + \rho V_1^2 / 2 - \rho V_2^2 / 2 \\ &= 300 \times 10^3 + 0.85 \times 1000 \times (2.5)^2 / 2 - 0.85 \times 1000 \times 10^2 / 2 \\ &= 300 \times 10^3 + 2.7 \times 10^3 - 42.5 \times 10^3 = 260.2 \times 10^3 = 260.2 \text{ [kPa]} \end{aligned}$$

เมื่อให้ F_2 เป็นแรงที่มากระทำในทิศทางไปทางซ้ายมือ ซึ่งเมื่อกำหนดให้ทิศทางของแรงที่ไปทางทิศนั้นเป็นลบจะได้ว่า

$$F_2 = -p_2 A_2 = -2.602 \times 10^5 \times \pi \times (0.2)^2 / 4 = -8.2 \times 10^3 = -8.2 \text{ [kN]}$$

ดังนั้นผลลัพธ์ของแรงอันเนื่องมาจากการไหลของน้ำมันที่กระทำในทิศทางในแนวแกน x หาได้จากโมเมนตัมที่เปลี่ยนไปหรือ ใช้สมการที่ (2.7) ซึ่งจะได้ว่า

$$\begin{aligned} F_1 + F_x + F_2 &= \dot{M} (V_{2x} - V_{1x}) = \rho Q (V_{2x} - V_{1x}) \text{ ซึ่งเขียนใหม่ได้ว่า} \\ F_x &= -F_1 - F_2 + \rho Q (V_{2x} - V_{1x}) \\ &= -37.7 \times 10^3 + 8.2 \times 10^3 + 0.85 \times 1000 \times 0.314 \times (10 - 2.5) \\ &= (-37.7 + 8.2 + 2.0) \times 10^3 = -27.5 \text{ [kN]} \end{aligned}$$

จะเห็นได้ว่าค่า F_x มีค่าเป็นลบแรงจากท่อที่กระทำต่อน้ำมันมีค่าเท่ากับ 27.5 [kN] มากกระทำไปในทิศซ้ายมือในขณะที่ทางด้านแกน y จะไม่มีการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมจึงทำให้ค่า $F_y = 0$ จึงสรุปได้ว่าแรงอันเนื่องมาจากการไหลของน้ำมันที่กระทำกับท่อ(ลดขนาด) จะมีค่าเท่ากับ 27.5 [kN] โดยมีทิศทางไปทางด้านขวามือในแนวนอน

ตัวอย่างที่ 2.2 ที่กั้นอ่างเก็บน้ำขนาดใหญ่ มีท่อเหล็กเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 12 cm. ต่อกว้างในแนวราบปล่อยน้ำออกมาสู่บรรยากาศในอัตราที่ละ 0.9 m³ ถ้าระดับความลึกของน้ำในสระเป็น 14 m. และกำหนดให้ ค่าสัมประสิทธิ์ความฝืดของท่อ f มีค่าเป็น 0.028 และไม่คิดถึงการสูญเสียอื่นๆ จงหาความยาวของท่อที่สามารถส่งน้ำไปได้

วิธีทำ : กำหนดให้พื้นผิวน้ำเป็นระนาบที่ 1 และ ที่ท่อทางออกเป็นระนาบที่ 2 เมื่อใช้สมการที่ (2.5) จะได้ว่า

$$\frac{p_1}{\rho} + V_1^2 + g_n z_1 = \frac{p_2}{\rho} + V_2^2 + g_n z_2 + E_{loss}$$

เนื่องจากโจทย์ (เนื่องจากความเร็วของน้ำในสระที่ลดลงจะช้ามากเมื่อเทียบกับความเร็วของน้ำที่ไหลในท่อ) $V_1 = 0$, $p_1 = p_2 = p_{atm}$ (เพราะเปิดสู่บรรยากาศ), $H = z_1 - z_2 = 14 \text{ m}$. ค่า E_{loss} หาจาก สมการที่ (2.18)

$$\Delta p / \rho \text{ จะได้ว่า } f \times \frac{L}{D} \times \frac{1}{2} V_2^2 = g_n H - \frac{1}{2} V_2^2$$

$$\text{จะได้ว่า } \frac{L}{D} = \frac{1}{f} \left(\frac{2g_n H}{V_2^2} - 1 \right)$$

V_2 สามารถหาได้จากสมการที่ (2.3) $V = \frac{Q}{(\pi D^2 / 4)}$ แล้วแทนค่านี้ลงไปในสมการข้างบนจะได้ว่า

$$\begin{aligned} L &= \frac{\pi^2 D^5 g_n H}{8 f \times Q^2} - \frac{D}{f} = \pi^2 \times (0.12)^2 \times 9.807 \times \frac{4}{8 \times 0.028 \times \left(\frac{0.9}{60}\right)^2} - \frac{0.12}{0.028} \\ &= 669.0 - 4.3 = 665 \text{ m.} \end{aligned}$$

ตัวอย่างที่ 2.3 ปั๊มมีประสิทธิภาพ 70 % ใช้ส่งน้ำไปตามท่อที่มีความยาว 305 เมตร ท่อนี้มีเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 305 มม. ส่งน้ำด้วยอัตราการไหล 0.183 ม³/นาที่ ถ้าเปลี่ยนท่อที่มีสัมประสิทธิ์ของความเสียดทานจาก 0.02 ไปเป็นท่อที่มีสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเป็น 0.03 จงหากำลังขับของปั๊มที่เปลี่ยนไปในช่วงหนึ่งปี [kW · h]

วิธีทำ : กำลังของปั๊มที่ต้องการใช้คือกำลังส่งน้ำที่จะต้องเอาชนะความต้านทานความเสียดทานในการไหล

นอกจากนั้นยังจำเป็นต้องใช้กับพลังงานจลน์ของน้ำ $\frac{V^2}{2}$ และพลังงานศักย์อีกด้วย

ที่ตรงบริเวณทางที่ท่อทางเข้าและทางออกของน้ำ เมื่อใช้สมการที่ (2.5) และจากความหมายของโจททย์ จะได้ว่า $V_1 = V_2 = V, (z_1 = z_2)$

$$E_{\text{loss}} = \frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho} \text{ [J / kg]}$$

ให้ $\frac{\Delta p}{\rho}$ เป็นพลังงานที่จำเป็นต่อน้ำ 1 kg, $\dot{M}$ [kg/s] เป็นปริมาณการไหล ในการไหลจำเป็นต้องเพิ่มพลังงาน

ให้แก่ของไหลเท่ากับ $\frac{\Delta p}{\rho} \cdot \dot{M}$ [J/s = W] ให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทพลังงานจากปั๊มไปยังของไหลเป็น η_p ,

กำลังขับของปั๊มที่ต้องการเอาชนะความเสียดทานในการส่งน้ำ P จะเป็น

$$P = \frac{\Delta p}{\rho} \cdot \dot{M} \cdot \frac{1}{\eta_p} \text{ [W]}$$

ความดันสูญเสียที่สูญเสียไปเนื่องมาจากความเสียดทานภายในท่อส่ง ดังสมการที่ (2.18)

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{f \cdot L}{D} \cdot \frac{V^2}{2}$$

จากสมการอนุรักษมวล สมการที่ (2.3)

$$\dot{M} = \rho Q, \quad V = \frac{Q}{(\pi D^2 / 4)}$$

ดังนั้นความแตกต่างของกำลังขับของปั๊ม ΔP ที่ใช้ในท่อทั้งสองแบบ

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{\Delta p - \Delta p'}{\eta_p} \cdot Q = \frac{Q}{\eta_p} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{16Q^2}{\pi^2 D^4} \cdot (f - f') \quad \text{[W]} \\ &= \frac{(8\rho Q^3 L)(f - f')}{\pi^2 \cdot \eta_p D^5} \\ &= \frac{8 \times 1000 \times (0.183)^3 \times 305(0.03 - 0.02)}{\pi^2 \times 0.07 \times 0.305^5} \\ &= 8.20 \times 10^3 \text{ [W]} = 8.20 \text{ [kW]} \end{aligned}$$

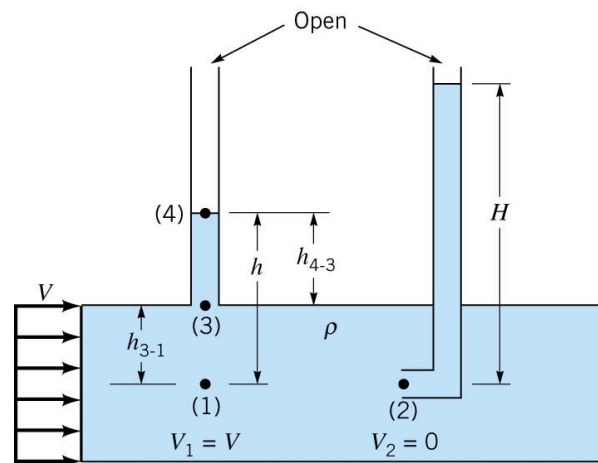
ตอนที่ 2 บทที่ 2 กลศาสตร์ของไหลเบื้องต้น

เมื่อคำนวณในระยะเวลา 1 ปี = $365 \times 24 = 8760$ ชั่วโมง ดังนั้นพลังงานที่แตกต่างจะมีค่าเท่ากับ

$$= 8.20 \times 8760 = 7.18 \times 10^4 \text{ [kW} \cdot \text{h]}$$

2.9 กิจกรรม (Activity)

2.1 จงหาสมการความเร็วของน้ำที่ไหลในท่อดังแสดงในรูปที่ 2.25 ถ้าความเร็วในการไหลของน้ำในท่อเท่ากันตลอด



รูปที่ 2.25 แบบฝึกหัดที่ 2.1

2.2 ปั๊มมีประสิทธิภาพ 70 % ใช้ส่งน้ำไปตามท่อที่มีความยาว 305 m. ท่อนี้มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 305 mm. ส่งน้ำด้วยอัตราการไหล $0.183 \text{ m}^3/\text{min}$. ถ้าเปลี่ยนท่อที่มีสัมประสิทธิ์ของความเสียดทานจาก 0.02 ไปเป็นท่อที่มีสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเป็น 0.03 จงหาค่ากำลังขับของปั๊มที่เปลี่ยนไปในช่วงหนึ่งปี [kW.h]

เฉลยแบบฝึกหัด

2.1

วิธีทำ : ให้น้ำมีความหนาแน่นเป็น ρ แทนลงในสมการที่ (2.6) จะได้ว่า

$$p_3 + \frac{\rho V^2}{2} = p_2$$

จากสมการที่ (2.2) จะได้ว่า

$$p_2 = p_{\text{atm}} + \rho g_n H$$

$$p_3 = p_{\text{atm}} + \rho g_n h_{4-3}$$

$$\therefore V = \sqrt{2 \frac{(p_2 - p_3)}{\rho}} = \sqrt{2g(H - h)}$$

2.2

วิธีทำ : กำลังของปั๊มที่ต้องการใช้คือกำลังส่งน้ำที่จะต้องเอาชนะความต้านทานในการไหล นอกจากนั้นยังจำเป็นต้องใช้กับพลังงานจลน์ของน้ำ และพลังงานศักย์อีกด้วย ที่บริเวณท่อทางเข้าและทางออกของน้ำ เมื่อใช้สมการที่ (2.5) และจากโจทย์จะได้ว่า $V_1 = V_2 = V$, $(z_1 = z_2)$

$$E_{\text{loss}} = \frac{(p_1 - p_2)}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho} \quad [\text{J/kg}]$$

ให้ $\frac{\Delta p}{\rho}$ เป็นพลังงานที่จำเป็นต่อ น้ำ 1 kg, $\dot{M} [\text{kg/s}]$ เป็นมวลการไหล ในการไหลจำเป็นต้องเพิ่มพลังงานให้แก่

ของไหลเท่ากับ $(\frac{\Delta p}{\rho}) \cdot \dot{M} [\text{J/s} = \text{W}]$ ให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทพลังงานจากปั๊มไปยังของไหลเป็น η_p , กำลัง

ขับของปั๊มที่ต้องการเอาชนะความเสียดทานในการส่งน้ำ P จะเป็น

$$P = \frac{\Delta p \cdot \dot{M}}{\rho \cdot \eta_p} \quad [\text{W}]$$

ความดันสูญเสียที่สูญเสียไปเนื่องมาจากความเสียดทานภายในท่อส่ง ดังสมการที่ (2.18)

$$\frac{\Delta p}{\rho} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2}$$

จากสมการอนุรักษ์มวล สมการที่ (2.3)

ตอนที่ 2 บทที่ 2 กลศาสตร์ของไหลเบื้องต้น

$$\dot{M} = \rho Q, \quad V = \frac{Q}{(\pi D^2 / 4)}$$

ดังนั้นความแตกต่างของกำลังขับของปั๊ม Δp ที่ใช้ในท่อทั้งสองแบบ

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{\Delta p - \Delta p'}{\eta_p} \cdot Q = \frac{Q}{\eta_p} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{16Q^2}{\pi^2 D^4} \cdot (f - f') \text{ [W]} \\ &= \frac{(8\rho Q^3 L)(f - f')}{\pi^2 \cdot \eta_p D^5} \\ &= \frac{8 \times 1000 \times (0.183)^3 \times 305(0.03 - 0.02)}{\pi^2 \times 0.07 \times 0.305^5} \\ &= 8.20 \times 10^3 \text{ [W]} = 8.20 \text{ [kW]} \end{aligned}$$

เมื่อคำนวณในระยะเวลา 1 ปี = $365 \times 24 = 8760$ ชั่วโมง ดังนั้นพลังงานที่แตกต่างจะมีค่าเท่ากับ

$$8.20 \times 8760 = 7.18 \times 10^4 \text{ [kW. h]}$$