

เอกสารประกอบการสอน
วิชา การออกแบบระบบท่อ
และระบบชลประทานภายใต้แรงดัน
(02207423)

เครื่องสูบน้ำเพื่อการชลประทาน
และ
การออกแบบท่อส่งน้ำ

นิมิตร เจริญทรัพย์พัฒน์
ภาควิชาวิศวกรรมชลประทาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ กำแพงแสน
มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตกำแพงแสน

สารบัญ เรื่อง เครื่องสูบน้ำเพื่อการชลประทาน

บทที่

หน้า

1. การจำแนกประเภทของเครื่องสูบน้ำ
 - 1.1 ความหมายของเครื่องสูบน้ำ
 - 1.2 ประเภทของเครื่องสูบน้ำ
2. ทฤษฎีเกี่ยวกับเครื่องสูบน้ำ
 - 2.1 การเพิ่มเฮดให้กับของเหลวโดยเครื่องสูบน้ำ
 - 2.2 เฮด กับ อัตราการสูบของเครื่องสูบน้ำ
 - 2.3 กฎความคล้ายคลึง (Affinity Laws)
 - 2.4 ความเร็วจำเพาะ (Specific Speed, N_s)
3. ลักษณะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ
 - 3.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการสูบและขนาดเครื่องสูบน้ำ
 - 3.2 เฮดรวม (Total Head, H) ของเครื่องสูบน้ำ
4. คาวิตีชั่น (Cavitation)
 - 4.1 การคำนวณค่า NPSHa
 - 4.2 ค่า NPSH ที่ต้องการ (NPSHr)
5. กราฟสมรรถนะเครื่องสูบน้ำ
 - 5.1 กราฟ $H - Q$
 - 5.2 กราฟเฮดของระบบ (System Head Curve)
 - 5.3 การเลือกเครื่องสูบน้ำจากกราฟ
6. ข้อมูลเกี่ยวกับเครื่องสูบน้ำเพื่อประกอบการพิจารณาเลือกใช้งาน
 - 6.1 ประเภทของเครื่องสูบน้ำที่จะเลือกใช้
 - 6.2 การเลือกใช้ความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำ
 - 6.3 การเลือกใช้เครื่องสูบน้ำกรณีเฮดสูง ปานกลางและต่ำ
7. การคำนวณปริมาณน้ำที่ต้องการสูบ
 - 7.1 ปริมาณการสูบน้ำเพื่อการชลประทาน
 - 7.2 อัตราการสูบน้ำเพื่อการระบายน้ำ
8. การคำนวณกำลังของเครื่องสูบน้ำ
 - 8.1 ข้อมูลที่ต้องการ
 - 8.2 การคำนวณกำลังของเครื่องสูบน้ำ

สารบัญเรื่อง การออกแบบท่อส่งน้ำ

บทที่

หน้า

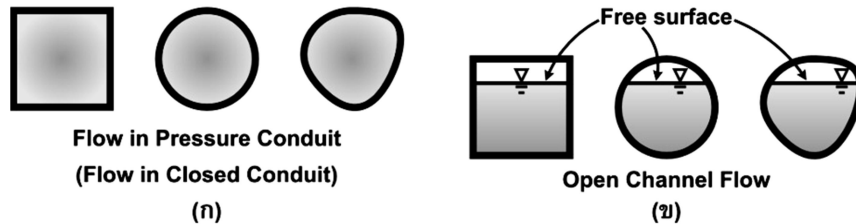
- 1.ชนิดท่อส่งน้ำเพื่อการชลประทาน
 - 1.การเลือกชนิดท่อส่งน้ำ
- 2.การคำนวณค่าการสูญเสียเสดในระบบท่อ
 - 2.1ชนิดของการสูญเสียเสดในระบบท่อ
 - 2.2ทฤษฎีสำหรับคำนวณค่าการสูญเสียเสดหลัก
 - 2.3สูตรสำหรับคำนวณค่าการสูญเสียเสดรอง
- 3.การออกแบบท่อส่งน้ำ
 - 3.1การคำนวณปริมาณน้ำที่จะส่ง
 - 3.2การคำนวณขนาดท่อ
 - 3.3การคำนวณการสูญเสียพลังงานในเส้นท่อ
 - 3.4การคำนวณเส้นลาดชลศาสตร์
 - 3.5การคำนวณและออกแบบโครงสร้างค้ำยันในระบบท่อ
 - 3.6การคำนวณ water hammer
 - 3.7การกำหนดชั้นคุณภาพท่อ
 - 3.8ตัวอย่างการคำนวณออกแบบท่อส่งน้ำ

บทที่ 1

สมการพื้นฐานของการไหลภายในท่อ

Basic Equation of Flow in Closed Conduit

เนื้อหาในบทนี้จะเป็นการกล่าวถึงพฤติกรรมของการไหลในรางแบบปิด (ท่อปิด) หรือการไหลภายใต้แรงดัน (Flow in Pressure Conduit or Flow in Closed Conduit) ในที่นี้คือการไหลของของไหลภายในท่อปิดที่มีของไหลไหลอยู่เต็มพื้นที่หน้าตัดของท่อ ไม่มีผิวอิสระ การไหลอยู่ภายใต้ความดันตลอดช่วงของการพิจารณา



รูปที่ 1.1 ความแตกต่างของหน้าตัดการไหลของการไหลภายในรางแบบปิด กับการไหลในรางแบบเปิด

คำศัพท์ที่ให้ความหมายของคำว่า ท่อ มีอยู่หลายคำด้วยกัน โดยจะมีความหมายแตกต่างกันตามลักษณะดังนี้

- Closed conduit หมายถึง ท่อแบบปิด
- Pipes หมายถึง ท่อที่มีหน้าตัดเป็นรูปวงกลม
- Duct หมายถึง ราง หรือท่อที่มีหน้าตัดไม่เป็นรูปวงกลม

ในบทนี้ คำว่า ท่อ จะหมายถึงท่อที่มีหน้าตัดเป็นรูปวงกลมเท่านั้น และในระบบท่อที่เราจะทำการศึกษากันนั้น หมายถึงระบบท่อที่มีองค์ประกอบดังต่อไปนี้

- Pipes (ตัวท่อ)
- Fitting Devices (อุปกรณ์ประกอบท่อ) เช่น ข้อต่อ ข้องอ ข้อลดขนาด ข้อขยายขนาด เป็นต้น
- Flow Meter (มาตรวัดอัตราการไหล)
- Flowrate control devices (อุปกรณ์ควบคุมการไหล) เช่น ประตูน้ำ หรือวาล์วชนิดต่างๆ เป็นต้น
- Pump or Turbine (เครื่องสูบ หรือกังหัน) เป็นอุปกรณ์ที่เพิ่ม หรือลดพลังงานในระบบ

1.1) การจำแนกประเภทของการไหล (Flow classification)

เนื่องจากคุณสมบัติหลายประการของของไหลสามารถเปลี่ยนแปลงได้ตามสภาพแวดล้อม (เช่น อุณหภูมิ ความดัน เป็นต้น) และเวลา ในสภาพปัญหาหนึ่งๆ ถึงแม้การไหลจะเกิดขึ้นที่ตำแหน่งเดียวกัน แต่พฤติกรรมของการไหลอาจไม่เหมือนกัน ดังนั้นการวิเคราะห์จึงจำเป็นต้องคำนึงถึงสมมุติฐานที่สอดคล้องกับสภาพปัญหานั้นๆ

1.1.1) ของไหลจริง และของไหลจินตภาพ (Real Fluid and Ideal Fluid)

ในสนามการไหลของของไหลจริง (Real Fluid) ของไหลจะได้รับอิทธิพลของแรงเค้นเฉือนอันเนื่องมาจากความหนืด อนุภาคของไหลในแต่ละจุดในสนามการไหลจะมีความเร็วแตกต่างกัน เช่น การไหลในท่อ อนุภาคของไหลที่อยู่ใกล้กับผนังท่อจะมีความเร็วช้ากว่าอนุภาคของไหลที่กึ่งกลางท่อ เป็นต้น ส่วนของไหลจินตภาพ (Ideal Fluid) เป็นการไหลที่สมมุติให้ของไหลไม่ได้รับอิทธิพลของแรงเค้นเฉือนอันเนื่องมาจากความหนืด ดังนั้นในสนามการ

ไหลจะไม่เกิดแรงดันเฉือนระหว่างอนุภาคของของไหล และความเร็วของอนุภาคของไหลจะเท่ากัน ซึ่งจะเท่ากับความเร็วเฉลี่ย เพื่อสะดวกในการคำนวณเมื่อกล่าวถึงการไหลส่วนมากมักจะหมายถึง การไหลจินตภาพ

1.1.2) พิจารณาจากคุณสมบัติในการบีบอัดของของไหล (Compressibility)

หากของไหลอัดตัวได้ (Compressible Fluid) เมื่อเคลื่อนที่ในสนามการไหล และเมื่อความดันในสนามการไหลเปลี่ยนแปลงไป ปริมาตรของของไหลจะเกิดการเปลี่ยนแปลง ซึ่งจะส่งผลต่ออัตราการไหล การวิเคราะห์จึงมีความซับซ้อนมากขึ้น ในทางตรงกันข้าม หากของไหลอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Fluid) เมื่อเคลื่อนที่ในสนามการไหล ของไหลจะมีปริมาตรคงที่ไม่เปลี่ยนแปลงไปตามขนาดของความดัน ในการวิเคราะห์อัตราการไหลก็จะมี ความซับซ้อนน้อยลง โดยส่วนมากของไหลมีสถานะเป็นของเหลว จะถือว่าของไหลนั้นเป็น ของไหลที่อัดตัวไม่ได้

1.1.3) พิจารณาจากการเปรียบเทียบกับเวลา

เมื่อพิจารณาที่จุดใดจุดหนึ่งในสนามการไหล หากในช่วงเวลาที่ทำกรวิเคราะห์ ค่าของตัวแปรต่างๆ ที่เกี่ยวข้อง ไม่มีการเปลี่ยนแปลงไปตามเวลา จะถือว่า การไหลนั้นเป็นการไหลแบบคงที่ หรือที่เราเรียกว่า Steady Flow ในทางตรงกันข้าม หากในช่วงเวลาที่วิเคราะห์ เมื่อเวลาผ่านไป ค่าของตัวแปรต่างๆ ที่เกี่ยวข้อง มีการเปลี่ยนแปลงอย่างเห็นได้ชัด จะถือว่า การไหลนั้นเป็นการไหลแบบไม่คงที่ หรือที่เราเรียกว่า Unsteady Flow

1.1.4) พิจารณาจากพฤติกรรมการเคลื่อนที่ของอนุภาคของไหล

หากพิจารณาจากพฤติกรรมการเคลื่อนตัวของอนุภาคของไหลในสนามการไหล เราสามารถแบ่งประเภทการไหลได้เป็น 2 ลักษณะคือ

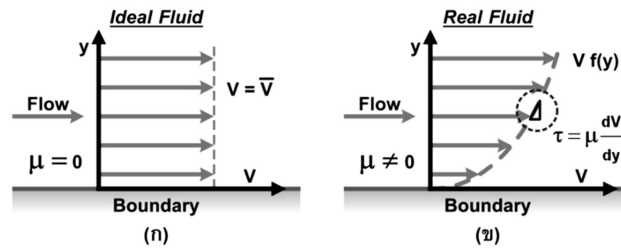
- การไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow) อนุภาคของของไหลจะเคลื่อนที่อย่างเป็นระเบียบ ไปตามเส้นทางที่แน่นอน (เคลื่อนที่ไปตาม Streamline) การไหลประเภทนี้มักจะเกิดกับการไหลของของไหลที่มีความหนืดสูง หรือการไหลที่มีความเร็วต่ำ
- การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow) อนุภาคของของไหลเคลื่อนที่ไม่เป็นระเบียบ อนุภาคของของไหลมีเส้นทางการเคลื่อนที่ไม่แน่นอน สภาพการไหลในสนามการไหลมีความปั่นป่วน การไหลประเภทนี้มักเกิดกับของไหลที่มีความหนืดต่ำ หรือการไหลที่มีความเร็วสูง

ส่วนการไหลแบบแปรเปลี่ยน (Transition flow) เป็นสภาวะที่การไหลกำลังจะเปลี่ยนจากการไหลแบบราบเรียบ ไปเป็น การไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งเป็นช่วงของการไหลที่ไม่สามารถทำนายพฤติกรรมได้ กล่าวคือ ภายใต้งี้อื่นๆเดียวกัน พฤติกรรมสามารถเป็นไปได้ทั้งแบบราบเรียบ หรือปั่นป่วน หรือเป็นทั้งสองแบบสลับกัน

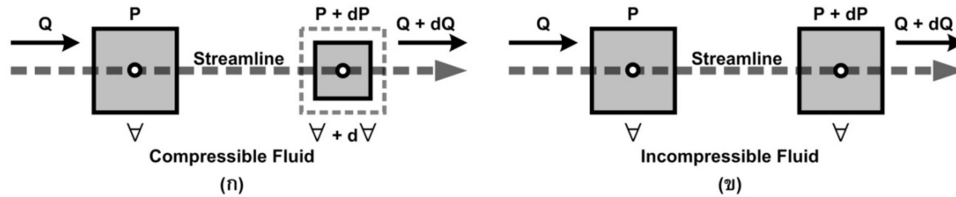
1.1.5) พิจารณาจากลักษณะการหมุนตัวของอนุภาคของไหล

หากพิจารณาจากลักษณะของการเคลื่อนตัวของอนุภาคของของไหล สามารถแบ่งได้ 2 ลักษณะคือ

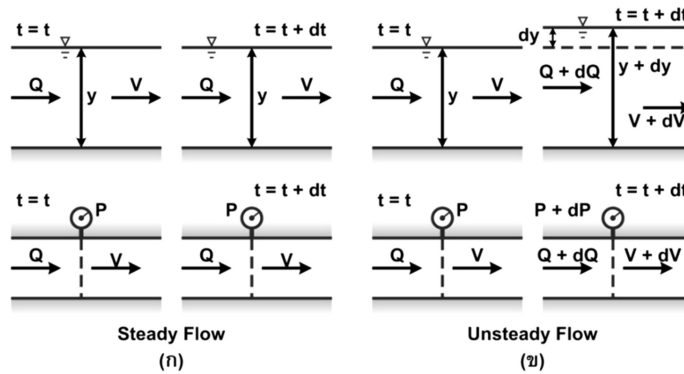
- การไหลแบบหมุน (Rotational Flow) คือการไหลที่อนุภาคของของไหลเคลื่อนที่ไปพร้อมกับการหมุน
- การไหลแบบไม่หมุน (Irrotational Flow) คือการไหลที่อนุภาคของของไหลเคลื่อนที่ไปแต่ไม่มีการหมุน โดยส่วนมากในการวิเคราะห์ปัญหาเกี่ยวกับการไหลจะสมมติให้การไหลเป็นแบบ Irrotational Flow



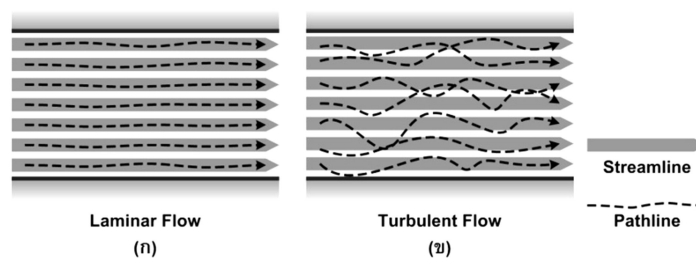
รูปที่ 1.2 (ก) ของไหลจินตภาพ (ข) ของไหลจริง



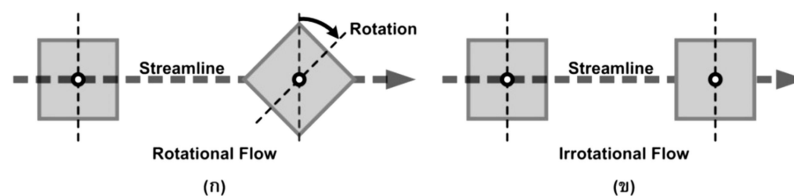
รูปที่ 1.3 ของไหลที่อัดตัวได้ และไม่ได้ ภายในสนามการไหลที่มีการเปลี่ยนแปลงความดัน



รูปที่ 1.4 การไหลแบบ Steady flow และ Unsteady flow



รูปที่ 1.5 การไหลแบบราบเรียบ และการไหลแบบปั่นป่วน



รูปที่ 1.6 การไหลแบบหมุน และการไหลแบบไม่หมุน

1.2) สมการพื้นฐานของการไหลในท่อ (Basic Equation for Pressure Conduit Flow)

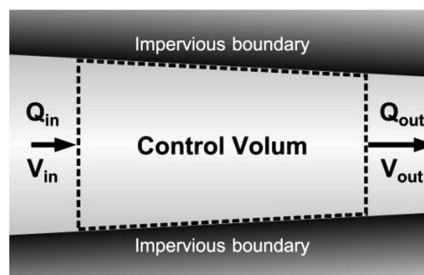
1.2.1) สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation)

หากพิจารณาสมการการเคลื่อนย้ายของเรโนลด์ (Raynolds Transport Theorem) โดยใช้ปริมาตรมาทำการวิเคราะห์จะได้ว่า

$$\frac{D\dot{V}_{sys}}{Dt} = \frac{\partial \dot{V}_{cv}}{\partial t} - \sum \dot{V}_{in} + \sum \dot{V}_{out} \quad \text{-----} \quad (1.1)$$

ถ้าของไหลมีสถานะเป็นของเหลว ซึ่งถือว่าบีบอัดตัวได้น้อยมาก (incompressible fluid) ดังนั้น $\frac{D\dot{V}_{sys}}{Dt} = 0$

$$\frac{\partial \dot{V}_{cv}}{\partial t} = \sum \dot{V}_{in} - \sum \dot{V}_{out} \quad \text{-----} \quad (1.2)$$



รูปที่ 1.7 การไหลผ่านปริมาตรควบคุม

และหากการไหลเกิดขึ้นในท่อ โดยมีของเหลวไหลอยู่เต็มท่อ (closed conduit) เมื่อพิจารณาปริมาตรควบคุมระหว่างจุดสองจุด ปริมาตรของไหลในปริมาตรควบคุมจึงไม่มีการเปลี่ยนแปลง ดังนั้น $\frac{\partial \dot{V}_{cv}}{\partial t} = 0$

$$\sum \dot{V}_{in} = \sum \dot{V}_{out} \quad \text{-----} \quad (1.3)$$

เนื่องจาก $\dot{V}$ คืออัตราการเคลื่อนย้ายของปริมาตร ซึ่งก็คืออัตราการไหล (Q) สมการที่ (1.3) จึงเขียนใหม่ได้เป็น

$$\sum Q_{in} = \sum Q_{out} \quad \text{-----} \quad (1.4)$$

หรือ

$$\sum (A \cdot V)_{in} = \sum (A \cdot V)_{out} \quad \text{-----} \quad (1.5)$$

ซึ่งเราจะเรียกสมการที่ (1.4) และ (1.5) ว่า สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) ของการไหลในท่อ

1.2.2) สมการพลังงาน (Energy Equation)

สมการพลังงาน (Energy Equation) หรืออีกชื่อหนึ่งคือ สมการเบอร์นูลลี (Bernoulli Equation) คือสมการความสัมพันธ์ของพลังงานต่อหนึ่งหน่วยน้ำหนัก (Energy Head) ของอนุภาคของไหลที่เคลื่อนที่จากจุดหนึ่งไปอีกจุดหนึ่ง โดยของไหลจะเคลื่อนที่ไปตาม streamline ซึ่งสมการความสัมพันธ์จะอยู่ในรูป

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad \text{----- (1.6)}$$

เมื่อ Z = Potential Head (เฮดระดับ)

$\frac{P}{\gamma}$ = Pressure Head (เฮดความดัน) $\frac{V^2}{2g}$ = Velocity Head (เฮดความเร็ว)

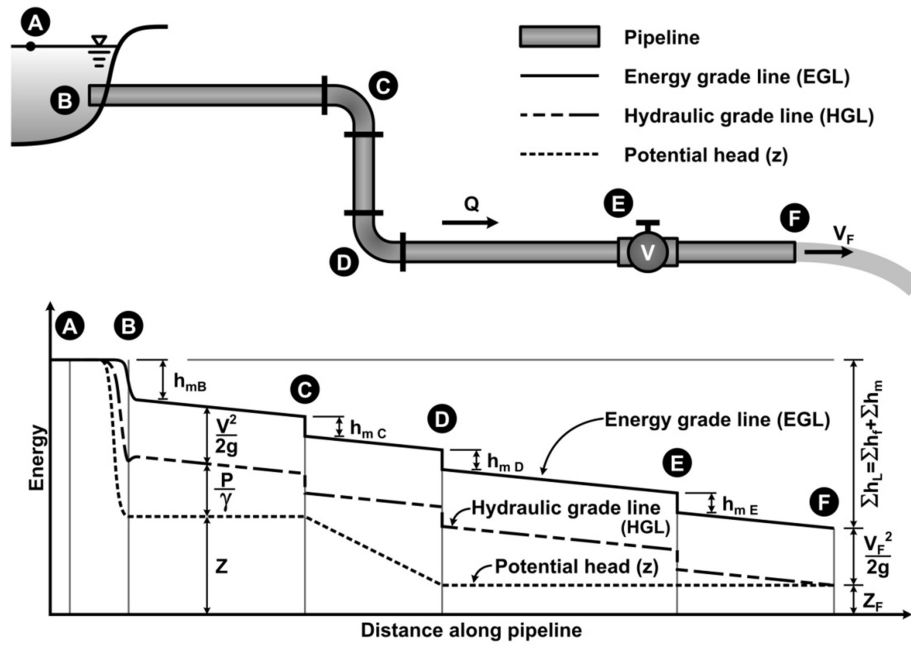
การไหลในท่อ เมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านระบบท่อ จะเกิดการสูญเสียพลังงานขึ้น (Head Loss ; h_L) โดยการสูญเสียพลังงานนี้มีอยู่สองรูปแบบคือ

- การสูญเสียพลังงานหลัก (Major Loss ; h_f) คือการสูญเสียพลังงานที่เกิดจากการที่ของไหลถ่ายเทพลังงานให้กับผนังท่อ เมื่อของไหลไหลผ่านท่อไกลเท่าไร การสูญเสียพลังงานก็จะยิ่งเพิ่มขึ้น
- การสูญเสียพลังงานรอง (Minor Loss ; h_m) คือการสูญเสียพลังงานที่เกิดจากการที่ของไหลไหลผ่านจุดที่มีการเปลี่ยนแปลงขนาด หรือทิศทางของความเร็ว ซึ่งการสูญเสียพลังงานลักษณะนี้จะเกิดขึ้นบริเวณทางเข้า-ออก ข้อต่อต่างๆ หรือบริเวณที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ประกอบต่างๆ

ดังนั้นเมื่อพิจารณาผลของการสูญเสียพลังงาน สมการที่ (1.6) สามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_f + \sum h_m \quad \text{----- (1.7)}$$

นั้นหมายความว่า เมื่ออนุภาคของไหลเคลื่อนที่ไปตามแนวเส้นท่อจากเหนือน้ำไปท้ายน้ำ หากนำผลรวมของเฮดที่ด้านท้ายน้ำ มารวมกับค่าการสูญเสียพลังงานตามแนวเส้นทางการเคลื่อนที่ ผลที่ได้จะมีค่าเท่ากับผลรวมของเฮดที่ด้านเหนือน้ำเสมอ ดังรูปที่ 1.8 โดยเส้นที่บอกถึงระดับของเฮดพลังงานรวมนั้นเราจะเรียกว่า เส้นระดับพลังงาน (Energy Grade Line ; E.G.L.) และเส้นที่บอกถึงระดับผลรวมของเฮดระดับ กับเฮดความดัน จะเรียกว่า ระดับชลศาสตร์ (Hydraulic Grade Line ; H.G.L.) ในบางครั้ง เส้นระดับชลศาสตร์ อาจถูกเรียกว่า เฮดสถิต (Static head หรือ Piezomatic head)



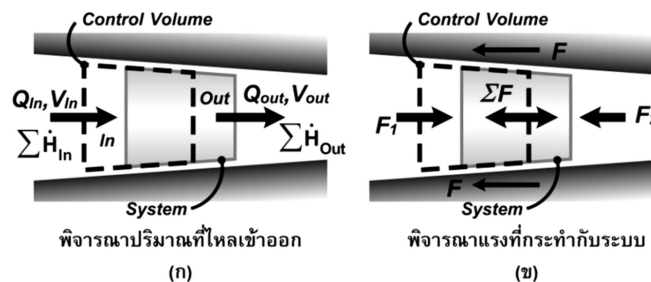
รูปที่ 1.8 พลังงานกับการไหลในท่อ

1.2.3) สมการโมเมนตัม (Momentum Equation)

สมการโมเมนตัม เป็นสมการที่อธิบายถึงผลกระทบจากแรงภายนอก ที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงขนาดหรือทิศทางของการไหล เช่นในกรณีของการไหลในท่อที่มีการลดขนาดหรือข้ออขนิตต่างๆ บริเวณผิวของผนังท่อจะส่งแรงกระทำไปยังกับของไหล ทำให้ขนาดและทิศทางของความเร็วเปลี่ยนแปลงไป เป็นต้น พฤติกรรมของแรงภายนอกที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหล จะอาศัยหลักการจากกฎอิมพัลส์โมเมนตัม (Impulse momentum) และ ทฤษฎีการเคลื่อนย้ายของเรย์โนลด์ (Reynolds Transport Theorem) ซึ่งจะได้สมการโมเมนตัมเชิงเส้น (Linearly Momentum Equation) ดังสมการที่ (1.8)

$$\sum \vec{F} = \sum (\rho_{\text{out}} \cdot Q_{\text{out}} \cdot \vec{V}_{\text{out}}) - \sum (\rho_{\text{in}} \cdot Q_{\text{in}} \cdot \vec{V}_{\text{in}}) \quad \text{----- (1.8)}$$

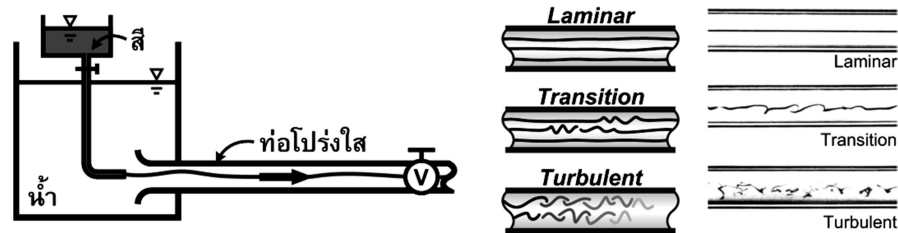
เมื่อ $\sum \vec{F}$ = ผลรวมของแรงกระทำภายนอกที่กระทำกับ control volume
 $\sum (\rho_{\text{in}} \cdot Q_{\text{in}} \cdot \vec{V}_{\text{in}})$ = ผลรวมของโมเมนตัมที่ไหลเข้าสู่ control volume
 $\sum (\rho_{\text{out}} \cdot Q_{\text{out}} \cdot \vec{V}_{\text{out}})$ = ผลรวมของโมเมนตัมที่ไหลออกจาก control volume



รูปที่ 1.9 การเคลื่อนย้ายโมเมนตัมของของไหลผ่านปริมาตรควบคุม

1.3) พฤติกรรมของการไหลในท่อ (Behavior of flow in pipe)

ในปี ค.ศ. 1883 ออสบอร์น เรย์โนลด์ (Osborne Reynolds) ได้ทำการศึกษาพฤติกรรมของการไหลในท่อ โดยใช้เครื่องมือ ลักษณะดังรูปที่ 1.10 โดยสามารถแบ่งพฤติกรรมการไหลของของไหลภายในท่อได้เป็น 3 ลักษณะคือ



รูปที่ 1.10 เครื่องมือทดสอบการไหล และพฤติกรรมการไหลของ เรย์โนลด์

- การไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow) จะเกิดกับการไหลของของไหลที่มีความหนืดสูง หรือความเร็วในการไหลต่ำ อนุภาคของของไหลจะเคลื่อนที่อย่างเป็นระเบียบไปตาม streamline
- การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow) จะเกิดกับการไหลของของไหลที่มีความหนืดต่ำ หรือความเร็วในการไหลมาก แนวเส้นทางการเคลื่อนที่ของอนุภาคของไหลเคลื่อนที่ไม่เป็นระเบียบ แปรปรวน
- การไหลในช่วงแปรเปลี่ยน (Transition Flow) เป็นช่วงที่ไม่สามารถคาดเดาได้ ในบางตำแหน่งหรือบางช่วงเวลา พฤติกรรมของการไหลอาจเป็นไปได้ทั้งแบบราบเรียบหรือปั่นป่วน เพราะเป็นช่วงที่การไหลกำลังจะพัฒนาพฤติกรรม จากการไหลแบบราบเรียบ ไปเป็นการไหลแบบปั่นป่วน

พฤติกรรมทั้ง 3 ลักษณะ สอดคล้องกับค่าของกลุ่มตัวแปรไร้มิติกลุ่มหนึ่ง ซึ่งเรียกว่า เรย์โนลด์ นัมเบอร์ (Reynolds Number ; Re) กล่าวคือ

$R_e < 2000$	- Laminar flow
$2000 < R_e < 4000$	- Transition flow
$R_e > 4000$	- Turbulent flow

โดย Reynolds Number ของการไหลในท่อกลมคำนวณได้จาก

$$R_e = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad \text{----- (1.9)}$$

เมื่อ	V	=	ความเร็วเฉลี่ยของการไหลในท่อ
	D	=	ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ
	ρ	=	ความหนาแน่นของของไหล
	μ	=	ความหนืดสัมบูรณ์ (Absolute Viscosity ; $\mu_{\text{Water at } 22^\circ\text{C}} = 1.0 \times 10^{-3}$)
	ν	=	ความหนืดคิเนมาติก (Kinematic Viscosity ; $\nu_{\text{Water at } 22^\circ\text{C}} = 1.0 \times 10^{-6}$)

1.4) การสูญเสียพลังงานหลัก (Friction head loss or Major loss : h_f)

การสูญเสียเฮดของการไหลในท่อ หรือที่เราเรียกว่า การสูญเสียพลังงานหลัก คือการสูญเสียเฮดที่เกิดจากผลของแรงเสียดทานอันเนื่องมาจากผลของความหนืดของของไหล และแรงเสียดทานระหว่างระหว่างของไหลกับผนังท่อ โดยการสูญเสียเฮดนั้นจะขึ้นอยู่กับ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ ความยาวของท่อ ความหยาบของวัสดุที่ใช้ทำท่อ ความหนืดของของไหล และความเร็วในการไหล

1.4.1) สมการ Darcy-Weisbach

Darcy-Weisbach Equation คือสมการที่ใช้คำนวณค่าการสูญเสียพลังงานหลักของการไหลในท่อ ที่คิดค้นโดยวิศวกรชาวฝรั่งเศสที่ชื่อ Henry Darcy ในปี ค.ศ. 1857 จากนั้น ศาสตราจารย์ชาวเยอรมันชื่อ Julius Weisbach ได้นำผลงานของ ดาร์ซี ออกนำเสนอในปี ค.ศ. 1850

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad \text{----- (1.10)}$$

- เมื่อ
- V = ความเร็วเฉลี่ยของการไหลในท่อ
 - D = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ
 - L = ความยาวท่อ
 - g = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง
 - f = ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของดาร์ซี (Darcy-Weisbach friction factor)

โดยค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของดาร์ซี (Darcy-Weisbach friction factor : f) จะขึ้นอยู่กับ พฤติกรรมของการไหลในท่อ ซึ่งต่อมาได้มีการนำเสนอสมการที่ใช้คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานดังนี้

- ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของการไหลแบบราบเรียบ (Friction factor for laminar flow)

$$f = 64 \cdot \frac{\mu}{\rho V D} = \frac{64}{R_e} \quad \text{----- (1.11)}$$

เราเรียกสมการที่ (11) ว่า Hagen-Poiseuille law เนื่องจากเป็นสมการที่คิดค้นโดยวิศวกรชาวเยอรมันที่ชื่อ Hagen และนักวิทยาศาสตร์ชาวฝรั่งเศสที่ชื่อ Poiseuille

- ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของการไหลแบบปั่นป่วนในท่อผนังเรียบ (Friction factor for turbulent flow in smooth pipe)

Prandtl ได้สร้างสมการ โดยอาศัยข้อมูลจากการทดลองของ Nikuradse (ลูกศิษย์ของ Prandtl) ได้ดังนี้

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2.00 \log(R_e \cdot \sqrt{f}) - 0.80 \quad \text{----- (1.12)}$$

- ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของการไหลแบบปั่นป่วนในท่อผนังหยาบ
(Friction factor for turbulent flow in rough pipe)

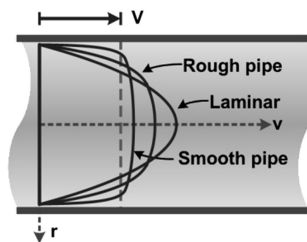
Colebrook ได้นำเสนอสมการการหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในกรณีที่ความขรุขระของผนังท่อมีผลกระทบในระดับปานกลางดังนี้

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad \text{----- (1.13)}$$

- ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของการไหลแบบปั่นป่วนสมบูรณ์
(Friction factor for complete turbulent flow in rough pipe)

ในกรณีการไหลในท่อขรุขระมาก (Fully rough flow) Karman ได้นำเสนอสมการของการหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานไว้ดังนี้

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{3.7}{\varepsilon/D} \right) \quad \text{----- (1.14)}$$

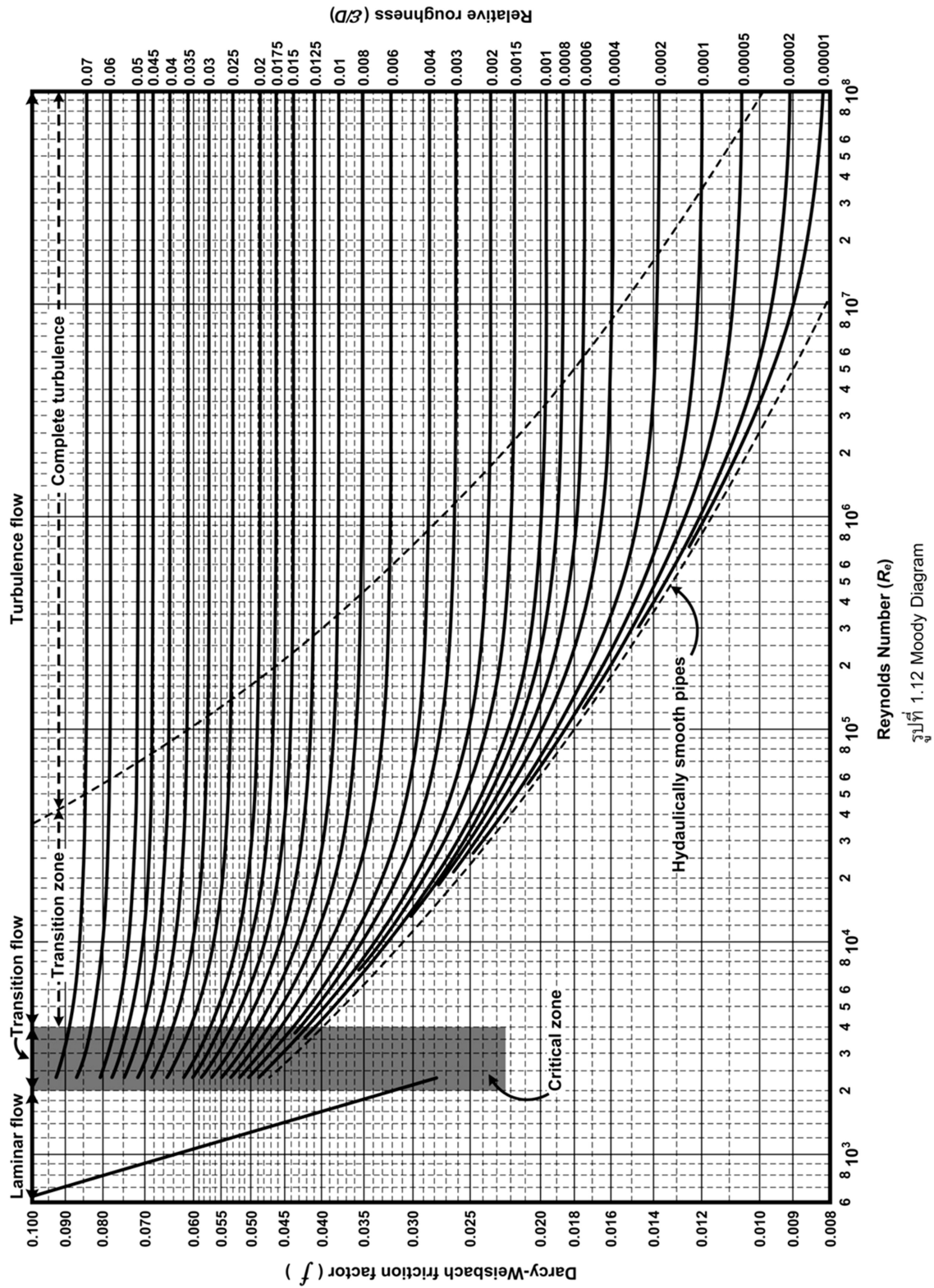


รูปที่ 1.11 เปรียบเทียบการกระจายตัวของความเร็ว ของการไหลแบบต่างๆ ในท่อกลม

และเพื่อให้ง่ายต่อการใช้งาน ในปี ค.ศ. 1944 Lewis F. Moody ได้รวบรวมสมการของ Hagen-Poiseuille สมการของ Prandtl สมการของ Colebrook และสมการของ Karman นำมาสร้างเป็นกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Reynolds number (R_e) Relative roughness ($\frac{\varepsilon}{D}$) กับ friction factor (f) ซึ่งเรียกว่า Moody Diagram ดังรูปที่ 1.12

ตารางที่ 1 ค่าความหยาบผิวของวัสดุชนิดต่างๆ

Material	Absolute roughness ε (mm)
Riveted steel	3
Concrete	0.3-3
Wood	0.3
Cast iron	0.25
Galvanized iron	0.15
Stainless steel	0.045
Rubber	0.025
Fiberglass	0.005
Carbon steel/Wrought iron	0.045
Drawn tubing-Glass,Plastic	0.0015
Copper	0.0015
Aluminium	0.0015
PVC	0.0015

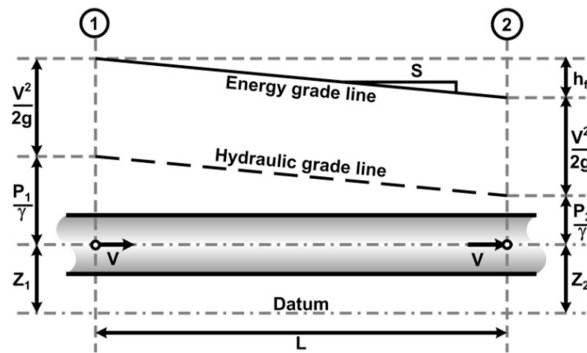


1.4.2) สมการ Hazen-Williams

Hazen-Williams formula เป็น empirical formula ที่พัฒนาขึ้นเพื่อใช้กับการไหลของน้ำในท่อกลมเท่านั้น โดยกล่าวถึงความสัมพันธ์ระหว่าง ความเร็วของการไหล (ความเร็วที่เหมาะสม $V < 3.0$ m/s) การลดลงของความดันอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานบนผนังท่อ และคุณสมบัติทางกายภาพของท่อ (ขนาดท่อที่เหมาะสมคือ $D > 5$ cm) ซึ่งมีรูปแบบของสมการดังสมการที่ (1.15)

$$V = 0.8492 \cdot C \cdot R^{0.63} \cdot S^{0.54} \quad (\text{SI Unit}) \quad \text{----- (1.15)}$$

- เมื่อ
- V = ความเร็วเฉลี่ยของการไหลในท่อกลม
 - C = สัมประสิทธิ์การไหล Hazen-Williams coefficient (ตารางที่ 2)
 - R = รัศมีไฮดรอลิกของท่อ (Hydraulic radius)
 - S = ความลาดชันของระดับพลังงาน



รูปที่ 1.13 การสูญเสียพลังงานหลัก และความชันของระดับพลังงาน

หากพิจารณาการไหลในท่อกลมที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ D จะได้ว่า

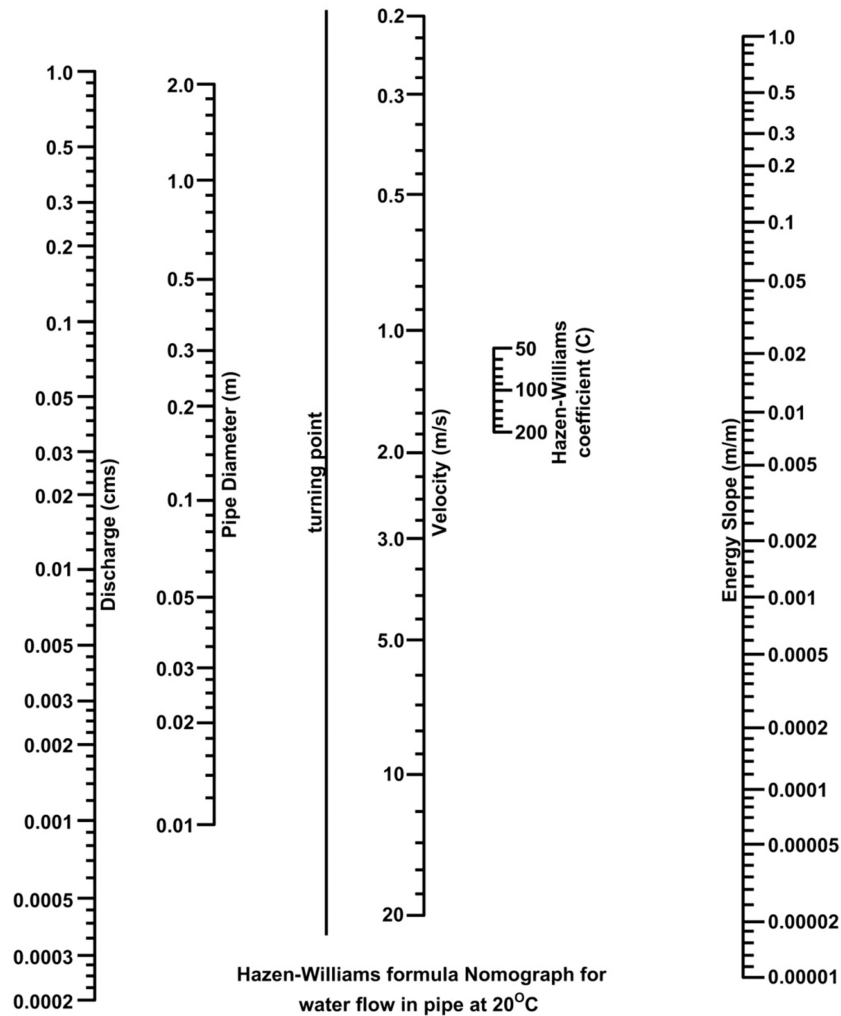
$$R = \frac{A}{P} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2}{\pi D} = \frac{D}{4}$$

และ จากรูปที่ 7 $S = \frac{h_f}{L}$

นำไปแทนค่าในสมการที่ (1.15) จะได้ว่า

$$\begin{aligned} V &= 0.8492 \cdot C \cdot \left(\frac{D}{4}\right)^{0.63} \cdot \left(\frac{h_f}{L}\right)^{0.54} \\ V^{1.852} &= 0.1465 \cdot C^{1.852} \cdot D^{1.167} \cdot \frac{h_f}{L} \\ h_f &= 6.822 \cdot L \cdot \left(\frac{V}{C}\right)^{1.852} \cdot D^{-1.167} \quad \text{----- (1.16)} \end{aligned}$$

จากสมการ Hazen-Williams formula สามารถนำมาสร้างแผนภูมิที่ช่วยให้การคำนวณ ซึ่งเรียกว่า Hazen-Williams formula nomograph แผนภูมิการคำนวณนี้เป็นแผนภูมิที่สร้างขึ้นสำหรับการไหลในท่อกลม ของน้ำที่อุณหภูมิ 20°C ดังรูปที่ 1.14



รูปที่ 1.14 แผนภูมิการคำนวณ สมการ Hazen-Willeams (Hazen-Willeams nomograph)

ตารางที่ 2 Hazen-Williams coefficient

Material	Hazen-Williams Coefficient - C -	Material	Hazen-Williams Coefficient - C -
ABS - Acrylonite Butadiene Styrene	130	Fiber	140
Aluminum	130 – 150	Fiber Glass Pipe – FRP	150
Asbestos Cement	140	Galvanized iron	120
Asphalt Lining	130 – 140	Glass	130
Brass	130 – 140	Lead	130 – 140
Brick sewer	90 – 100	Metal Pipes - Very to extremely smooth	130 – 140
Cast-Iron - new unlined (CIP)	130	Plastic	130 – 150
Cast-Iron 10 years old	107 – 113	Polyethylene, PE, PEH	140
Cast-Iron 20 years old	89 – 100	Polyvinyl chloride, PVC, CPVC	150
Cast-Iron 30 years old	75 – 90	Smooth Pipes	140
Cast-Iron 40 years old	64 – 83	Steel new unlined	140 – 150
Cast-Iron, asphalt coated	100	Steel, corrugated	60
Cast-Iron, cement lined	140	Steel, welded and seamless	100
Cast-Iron, bituminous lined	140	Steel, interior riveted, no projecting rivets	110
Cast-Iron, sea-coated	120	Steel, projecting girth and horizontal rivets	100
Cast-Iron, wrought plain	100	Steel, vitrified, spiral-riveted	90 – 110
Cement lining	130 – 140	Steel, welded and seamless	100
Concrete	100 – 140	Tin	130
Concrete lined, steel forms	140	Vitrified Clay	110
Concrete lined, wooden forms	120	Wrought iron, plain	100
Concrete, old	100 – 110	Wooden or Masonry Pipe – Smooth	120
Copper	130 – 140	Wood Stave	110 - 120
Corrugated Metal	60		
Ductile Iron Pipe (DIP)	140		
Ductile Iron, cement lined	120		

ตารางที่ 3 Manning's roughness coefficient

Material	Manning's Roughness Coefficient (n)	Material	Manning's Roughness Coefficient (n)
Asbestos cement	0.011	Masonry	0.025
Asphalt	0.016	Metal - corrugated	0.022
Brass	0.011	Plastic	0.009
Brickwork	0.015 – 0.016	Polyethylene PE	
Cast-iron, Wrought-iron	0.012 – 0.015	- Corrugated with smooth inner walls	0.009 – 0.015
Clay tile	0.014	- Corrugated with corrugated inner walls	0.018 – 0.025
Concrete - finished	0.012	Polyvinyl Chloride PVC with smooth inner walls	0.009 – 0.011
Concrete - unfinished	0.014	Rubble	0.030
Concrete - steel forms	0.011	Steel - Coal-tar enamel	0.010
Concrete - wooden forms	0.015	Steel - smooth	0.012
Concrete - centrifugally spun	0.013	Steel - New unlined	0.011
Copper	0.011	Steel - Riveted	0.017 – 0.019
Corrugated metal	0.022	Wood - planed	0.012
Galvanized iron	0.016	Wood - unplanned	0.013
Glass	0.010	Wood stave	0.012
Lead	0.011		

1.4.3) สมการ Manning

Manning's formula เป็น empirical formula ที่พัฒนาขึ้นในปี ค.ศ. 1889 โดย Robert Manning เพื่อใช้กับการไหลในทางน้ำเปิด แต่สามารถนำมาใช้กับการไหลในทางน้ำแบบปิดได้เช่นเดียวกัน โดยสมการจะกล่าวถึงความสัมพันธ์ระหว่าง ความเร็วของการไหล การลดลงของความดันอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานบนผนังท่อ และ ค่าความหยาบผิวของวัสดุที่ใช้ทำท่อ (Roughness coefficient) ซึ่งมีรูปแบบของสมการดังสมการที่ (1.17)

$$V = \frac{1}{n} \cdot R^{\frac{2}{3}} \cdot S^{\frac{1}{2}} \quad (\text{SI Unit}) \quad \text{----- (1.17)}$$

เมื่อ V = ความเร็วเฉลี่ยของการไหลในท่อกลม
 n = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของวัสดุ Manning's roughness coefficient (ตารางที่ 3)
 R = รัศมีชลศาสตร์ของท่อ (Hydraulic radius)
 S = ความลาดชันของระดับพลังงาน

หากพิจารณาการไหลในท่อกลมที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ D จะได้ว่า

$$R = \frac{A}{P} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2}{\pi D} = \frac{D}{4}$$

และ จากรูปที่ 7 $S = \frac{h_f}{L}$

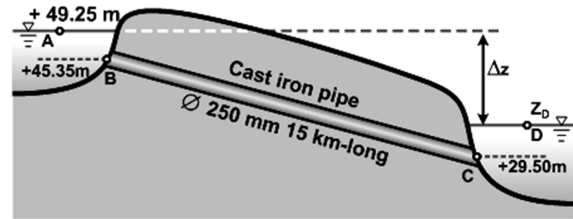
นำไปแทนค่าในสมการที่ 17 จะได้ว่า

$$V = \frac{1}{n} \cdot \left(\frac{D}{4} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{h_f}{L} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$h_f = 6.350 \frac{n^2 \cdot V^2 \cdot L}{D^3} = 10.294 \frac{n^2 \cdot Q^2 \cdot L}{D^5} \quad \text{----- (1.18)}$$

ตัวอย่างที่ 1.1 ท่อ Cast iron เส้นผ่าศูนย์กลาง 250 mm ยาว 15 km เชื่อมต่ออ่างเก็บน้ำสองแห่งลักษณะดังรูป ระดับน้ำที่จุด A อยู่ที่ +49.25 m หากไม่พิจารณาการสูญเสียพลังงานรอง จงตอบคำถามต่อไปนี้

- ถ้าอัตราการไหลเท่ากับ 25 l/s จงหาระดับน้ำที่จุด D
- ถ้าระดับน้ำที่จุด D เท่ากับ +32.65 m จงหาอัตราการไหลผ่านท่อเส้นนี้



วิธีทำ พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุด A กับ D

$$z_A + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} = z_D + \frac{P_D}{\gamma} + \frac{V_D^2}{2g} + \sum h_f$$

$$z_A + 0 + 0 = z_D + 0 + 0 + h_f$$

$$z_D = z_A - h_f \quad \text{----- (1)}$$

การสูญเสียพลังงานหลัก จะเกิดขึ้นเมื่อของไหลเดินทางผ่านท่อจากจุด B ถึงจุด C

$$h_f = f \frac{L_{BC}}{D} \frac{V^2}{2g} = f \frac{(15000)}{(0.25)} \frac{V^2}{2g} = 60000 \cdot f \frac{V^2}{2g} \quad \text{----- (2)}$$

จาก $Q = VA \therefore V = \frac{Q}{A} = \frac{0.025}{\frac{\pi}{4}(0.25)^2} \quad V = 0.509 \text{ m/s}$

หาค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{(0.509)(0.25)}{(1 \times 10^{-6})} = 1.27 \times 10^5$

ท่อทำมาจาก Cast iron $\epsilon = 0.25 \text{ mm}$

$$\therefore \frac{\epsilon}{D} = \frac{0.25 \times 10^{-3}}{0.25} = 0.001$$

จาก Moody diagram $f \approx 0.0217$

แทนค่า V และ f ใน (2) $h_f = 60000 \cdot (0.0217) \frac{(0.509)^2}{2g} = 17.19 \text{ m}$

แทนค่า h_f ใน (1) $z_D = (49.25) - (17.19) = 32.06 \text{ m} \quad \text{Ans}$

พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุด A กับ D

$$z_A + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} = z_D + \frac{P_D}{\gamma} + \frac{V_D^2}{2g} + \sum h_f$$

$$z_A + 0 + 0 = z_D + 0 + 0 + h_f$$

$$z_A - z_D = h_f$$

$$h_f = (49.25) - (32.65) = 16.6 \quad \text{----- (3)}$$

การสูญเสียพลังงานหลัก จะเกิดขึ้นเมื่อของไหลเดินทางผ่านท่อจากจุด B ถึงจุด C

$$h_f = f \frac{L_{BC}}{D} \frac{V^2}{2g} = f \frac{(15000)}{(0.25)} \frac{V^2}{2g} = 60000 \cdot f \frac{V^2}{2g} \text{ แทนค่าใน (3)}$$

$$160 = 60000 \cdot f \frac{V^2}{2g} \text{ ----- (4)}$$

ท่อทำมาจาก Cast iron : $\epsilon = 0.25 \text{ mm}$ $\therefore \frac{\epsilon}{D} = \frac{0.25 \times 10^{-3}}{0.25} = 0.001$

เมื่อพิจารณาสมการ (4) ไม่สามารถคำนวณได้เนื่องจากติดตัวแปร 2 ตัวคือ f และ V จึงต้องทำการ Trial & Error

สมมุติค่า $V = 1.000 \text{ m/s}$: $R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{(1.000)(0.25)}{(1 \times 10^{-6})} = 2.50 \times 10^5$

จาก Moody diagram $f \approx 0.0210$

แทนค่า V และ f ใน (4) $160 = 60000 \cdot (0.0210) \frac{(1)^2}{2g}$

$$160 \neq 64.22 \text{ แสดงว่า } V \text{ ที่สมมุติ ไม่ถูกต้อง สมมุติค่า } V \text{ ใหม่}$$

สมมุติค่า $V = 0.450 \text{ m/s}$: $R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{(0.450)(0.25)}{(1 \times 10^{-6})} = 1.125 \times 10^5$

จาก Moody diagram $f \approx 0.0219$

แทนค่า V และ f ใน (4) $160 = 60000 \cdot (0.0217) \frac{(0.500)^2}{2g}$

$$160 \neq 13.56 \text{ แสดงว่า } V \text{ ที่สมมุติ ไม่ถูกต้อง สมมุติค่า } V \text{ ใหม่}$$

สมมุติค่า $V = 0.500 \text{ m/s}$: $R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{(0.500)(0.25)}{(1 \times 10^{-6})} = 1.25 \times 10^5$

จาก Moody diagram $f \approx 0.0217$

แทนค่า V และ f ใน (4) $160 = 60000 \cdot (0.0217) \frac{(0.500)^2}{2g}$

$$160 \cong 159 \text{ แสดงว่า } V \text{ ที่สมมุติ ใกล้เคียงความเป็นจริง}$$

$\therefore V = 0.500 \text{ m/s}$

$Q = VA = 0.500 \times \frac{\pi}{4} (0.25)^2 = 0.0245 \text{ m}^3/\text{s}$

$$= 24.5 \text{ l/s}$$

Ans

ตัวอย่างที่ 1.2 จงเปรียบเทียบผลการคำนวณจากตัวอย่างที่ 1 กับผลการคำนวณที่ได้จากสมการ Hazen-Williams

วิธีทำ จากตัวอย่างที่ 1.1 พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุดเริ่มต้น A กับจุดสิ้นสุด D จะได้

$$\Delta z = h_f$$

วิเคราะห์ด้วยสมการ Hazen-Williams

$$h_f = 6.822 \cdot L \cdot \left(\frac{V}{C} \right)^{1.852} \cdot D^{-1.167}$$

$$\Delta z = 6.822 \cdot (15000) \cdot \left(\frac{0.025}{\frac{\pi}{4} 0.25^2 C} \right)^{1.852} \cdot 0.25^{-1.167}$$

จากตารางที่ 2 - cast iron ค่า C เท่ากับ 130

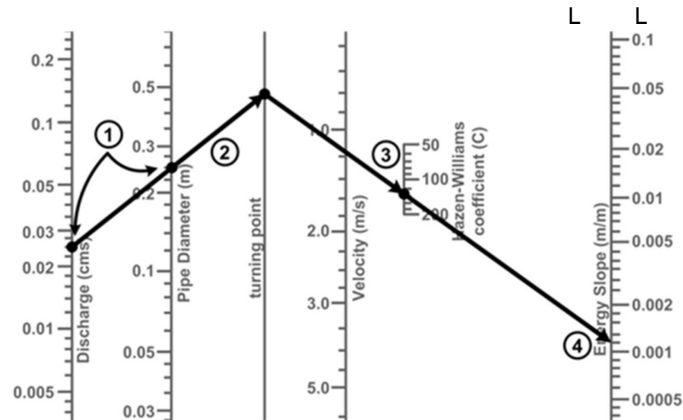
$$\Delta z = 6.822 \cdot (15000) \cdot \left(\frac{0.025}{\frac{\pi}{4} 0.25^2 (130)} \right)^{1.852} \cdot 0.25^{-1.167}$$

จะได้ $\Delta z = 17.98 \text{ m}$

$\therefore z_D = 49.25 - 17.98 = 31.27 \text{ m}$ Ans

หากวิเคราะห์ด้วย Hazen-Williams nomograph

- 1) ระบุตำแหน่งของอัตราการไหล และเส้นผ่าศูนย์กลาง บน Nomograph
- 2) ลากเส้นตรงผ่านตำแหน่งของอัตราการไหล และขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางไปตัดกับเส้น Turning point
- 3) จากจุดตัด ลากเส้นตรงผ่านขนาดของค่า C ไปชนกับเส้นบอกขนาดของค่า Energy slope (S)
- 4) อ่านค่า S แลคำนวณค่า Δz โดยพิจารณา Energy slope (S) $= \frac{h_f}{L} = \frac{\Delta z}{L} \rightarrow \Delta z = S \cdot L$



จาก Nomograph สามารถอ่านค่า S ได้เท่ากับ 0.0012 ซึ่งสามารถคำนวณค่า Δz ได้เท่ากับ 18.00 m (ค่าที่ได้จาก Nomograph ใกล้เคียงกับ ค่าที่คำนวณได้จากสมการ)

$z_D = 49.25 - 18.00 = 31.25 \text{ m}$ Ans

จากตัวอย่างที่ 1.1 พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุดเริ่มต้น A กับจุดสิ้นสุด D จะได้

$$\begin{aligned}\Delta z &= h_f \\ h_f &= 49.25 - 32.65 = 16.60 \text{ m}\end{aligned}$$

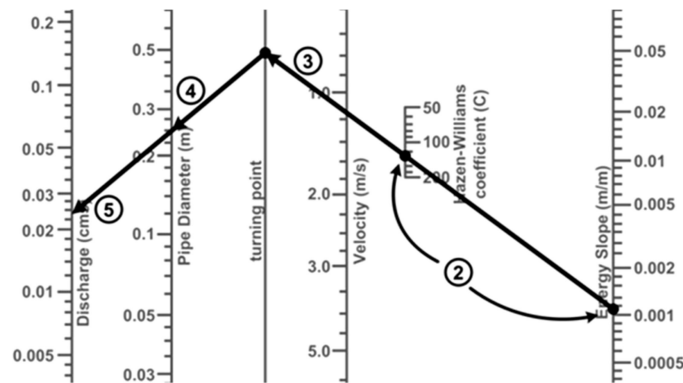
วิเคราะห์ด้วยสมการ Hazen-Williams

$$\begin{aligned}h_f &= 6.822 \cdot L \cdot \left(\frac{V}{C}\right)^{1.852} \cdot D^{-1.167} \\ h_f &= 6.822 \cdot L \cdot \left(\frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2 C}\right)^{1.852} \cdot D^{-1.167} \\ 16.60 &= 6.822 \cdot (15000) \cdot \left(\frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot 0.25^2 \cdot 130}\right)^{1.852} \cdot 0.25^{-1.167} \\ Q &= 0.0239 \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

Ans

หากวิเคราะห์ด้วย Hazen-Williams nomograph

- 1) พิจารณา Energy slope (S) = $\frac{h_f}{L} = \frac{\Delta z}{L}$
- 2) ระบุตำแหน่งของค่า S และค่า C บน Nomograph
- 3) ลากเส้นตรงผ่านตำแหน่งของค่า S และค่า C ไปตัดกับเส้น Turning point
- 4) จากจุดตัด ลากเส้นตรงผ่านขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ไปชนกับเส้นบอกขนาดของค่าอัตราการไหล
- 5) อ่านค่าอัตราการไหลที่ได้



$$S = \frac{16.60}{15000} = 0.0011 ; C = 130$$

จาก Nomograph สามารถอ่านค่า $Q = 0.024 \text{ m}^3/\text{s}$

Ans

(ค่าที่ได้จาก Nomograph ใกล้เคียงกับ ค่าที่คำนวณได้จากสมการ)

เมื่อเปรียบเทียบผลการคำนวณกับตัวอย่างที่ 1.1 จะเห็นได้ว่า ผลที่ได้มีความแตกต่างกันอยู่บ้าง แต่ถือว่าไม่มากนัก ส่วนจะเลือกใช้ค่าใดนั้น อาจต้องพิจารณาปัจจัยอื่นประกอบ

ตัวอย่างที่ 1.3 จงเปรียบเทียบผลการคำนวณจากตัวอย่างที่ 1.1 กับผลการคำนวณที่ได้จากสมการ Manning

วิธีทำ จากตัวอย่างที่ 1.1 พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุดเริ่มต้น A กับจุดสิ้นสุด D จะได้

$$\Delta z = h_f$$

วิเคราะห์ด้วยสมการ Manning

$$h_f = 6.350 \frac{n^2 \cdot V^2 \cdot L}{D^{\frac{4}{3}}}$$

$$\Delta z = 6.350 \frac{n^2 \cdot Q^2 \cdot L}{\left(\frac{\pi}{4} D^2\right)^2 D^{\frac{4}{3}}}$$

จากตารางที่ 3 - Cast iron ค่า $n = 0.012$

$$\Delta z = 6.350 \frac{0.012^2 \cdot 0.025^2 \cdot 15000}{\left(\frac{\pi}{4}\right)^2 0.25^{\frac{16}{3}}} = 22.59 \text{ m} \quad \underline{\text{Ans}}$$

จากตัวอย่างที่ 1.1 พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุดเริ่มต้น A กับจุดสิ้นสุด D จะได้

$$\Delta z = h_f$$

$$h_f = 49.25 - 32.65 = 16.60 \text{ m}$$

จาก

$$\Delta z = 6.350 \frac{n^2 \cdot Q^2 \cdot L}{\left(\frac{\pi}{4} D^2\right)^2 D^{\frac{4}{3}}}$$

จากตารางที่ 3 - Cast iron ค่า $n = 0.012$

$$16.60 = 6.350 \frac{0.012^2 \cdot Q^2 \cdot 15000}{\left(\frac{\pi}{4} 0.25^2\right)^2 0.25^{\frac{4}{3}}}$$

$$Q = 0.021 \text{ m}^3/\text{s} \quad \underline{\text{Ans}}$$

เมื่อเปรียบเทียบผลการคำนวณกับตัวอย่างที่ 1.1 จะเห็นได้ว่า ค่าความแตกต่างของระดับน้ำที่คำนวณได้ต่างกันค่อนข้างมาก แต่อัตราการไหลที่คำนวณได้แตกต่างกันไม่มากนัก ส่วนจะเลือกใช้ค่าใดนั้น อาจต้องพิจารณาปัจจัยอื่นประกอบ

ตัวอย่างที่ 1.4 ต้องการออกแบบท่อส่งน้ำผ่านพื้นที่ราบระยะทาง 12 กม. โดยใช้ท่อที่ทำจากเหล็กชุบสังกะสี (galvanized iron) อัตราการส่งน้ำที่ใช้ในการออกแบบคือ 1500 ลิตรต่อวินาที ถ้าข้อกำหนดของการออกแบบคือ ความดันภายในท่อส่งจะลดลงได้ไม่เกิน 0.5 kPa ต่อระยะทาง 1 กม. จงออกแบบขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ

วิธีทำ พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุดเริ่มต้นท่อส่งน้ำ (1) กับจุดสิ้นสุดท่อส่งน้ำ (2)

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma_w} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma_w} + \frac{V_2^2}{2g} + h_f$$

เนื่องจากท่ออยู่ในแนวราบ $z_1 \approx z_2$ และท่อมีเส้นผ่าศูนย์กลางคงที่ $V_1 = V_2 = V$ จะได้ว่า

$$\frac{P_2}{\gamma_w} - \frac{P_1}{\gamma_w} = h_f$$

ใช้สมการ Darcy-Weisbach ในการหาค่าการสูญเสียพลังงาน

$$\frac{\Delta P}{\gamma_w} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = f \frac{12,000}{D} \frac{V^2}{2g} \quad \text{----- (1)}$$

จากข้อกำหนด ความดันจะลดลงได้ไม่เกิน 0.5 kPa ดังนั้นความดันทั้งสองจุดจะแตกต่างกันเท่ากับ

$$\Delta P = (0.5 \times 10^3 \text{ Pa/km}) (12 \text{ km}) = 6 \text{ kPa}$$

แทนค่าในสมการที่ (1)

$$\begin{aligned} \frac{6 \text{ kPa}}{(9810)} &\geq f \frac{12,000}{D} \frac{V^2}{2g} \\ 0.001 &\geq f \frac{V^2}{D} \quad \text{----- (2)} \end{aligned}$$

ท่อ galvanized iron $\epsilon = 0.15 \text{ mm}$

อัตราการไหลในท่อ $Q = 1500 \text{ l/min} = 25 \text{ l/s}$

สมมุติขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ $D = 10 \text{ cm}$

$$\begin{aligned} \frac{\epsilon}{D} &= \frac{0.15 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} \approx 0.0015 \\ V &= \frac{Q}{A} = \frac{(0.025)}{\frac{\pi}{4}(0.1^2)} = 3.183 \text{ m/s} \\ R_e &= \frac{VD}{\nu_o} = \frac{(3.183)(0.1)}{(1 \times 10^{-6})} \approx 3.2 \times 10^5 \end{aligned}$$

จาก Moody diagram $f \approx 0.0275$ ถ้าแทนค่าในสมการที่ (2) ด้านซ้ายของสมการจะต้องมากกว่า ด้านขวาของสมการเล็กน้อยจึงจะเหมาะสม

$$\begin{aligned} 0.001 &\geq (0.0275) \frac{(3.183)^2}{(0.1)} \\ 0.001 &< 2.786 \end{aligned}$$

แสดงว่า เส้นผ่าศูนย์กลางที่สมมุติดังนั้นยังไม่ถูกต้อง

สมมุติขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ $D = 100 \text{ cm}$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.15 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}} \approx 0.00015$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{(0.025)}{\frac{\pi}{4}(1.00^2)} = 0.032 \text{ m/s}$$

$$R_e = \frac{VD}{\nu_o} = \frac{(0.032)(1.00)}{(1 \times 10^{-6})} \approx 3.2 \times 10^4$$

จาก Moody diagram $f \approx 0.0235$ แทนค่าในสมการที่ (2)

$$0.001 = \frac{(0.0235)(0.032)^2}{(1.00)}$$

$$0.001 > 0.00002$$

ด้านซ้ายของสมการมีค่ามากกว่าด้านขวายู่มาก แสดงว่า เส้นผ่าศูนย์กลางที่สมมุติดังนั้นไม่เหมาะสม
สมมุติขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ $D = 50 \text{ cm}$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.15 \text{ mm}}{500 \text{ mm}} \approx 0.0003$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{(0.025)}{\frac{\pi}{4}(0.50^2)} = 0.127 \text{ m/s}$$

$$R_e = \frac{VD}{\nu_o} = \frac{(0.127)(0.50)}{(1 \times 10^{-6})} \approx 6.4 \times 10^4$$

จาก Moody diagram $f \approx 0.021$ แทนค่าในสมการที่ (2)

$$0.001 = \frac{(0.021)(0.127)^2}{(0.50)}$$

$$0.001 \geq 0.0007$$

ด้านซ้ายของสมการมีค่ามากกว่าด้านขวาของสมการเล็กน้อย แสดงว่า เส้นผ่าศูนย์กลางที่สมมุติใหม่นั้นเหมาะสม ซึ่งทำให้ท่อสามารถส่งน้ำได้ในอัตราที่กำหนด และความดันที่สูญเสียไปตลอดความยาวท่อ ไม่เกินค่าที่กำหนด

$\therefore$ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อที่เหมาะสมคือ 50 cm

Ans

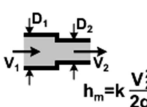
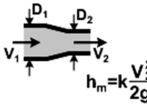
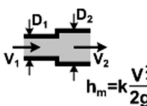
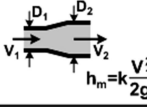
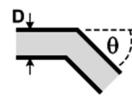
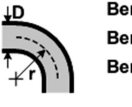
1.5) การสูญเสียพลังงานรอง (Minor loss : h_m)

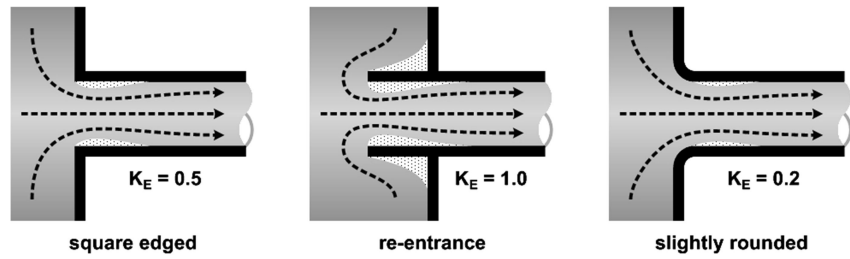
Minor Loss เป็นการสูญเสียเฮดในจุดที่มีการเปลี่ยนแปลงขนาด หรือทิศทางของความเร็วของการไหลโดยฉับพลัน ซึ่งจะเกิดขึ้นบริเวณที่ของไหลไหลผ่านอุปกรณ์ประกอบท่อต่างๆ เช่น วาล์ว ข้อต่อ ข้อลดขนาด ข้อขยายขนาด ข้องอชนิดต่างๆ ทางเข้า-ออก เป็นต้น ซึ่งการสูญเสียพลังงานรองนี้จะขึ้นอยู่กับรูปแบบการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลในอุปกรณ์ และเฮดความเร็ว ดังนั้นการคำนวณค่าการสูญเสียพลังงานรอง ซึ่งส่วนใหญ่จะกำหนดให้อยู่ในรูปของผลคูณระหว่าง ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียพลังงานรอง (Minor loss coefficient : k) กับ เฮดความเร็ว (Velocity Head) ดังสมการที่ (1.19)

$$h_m = k \frac{V^2}{2g} \quad \text{----- (1.19)}$$

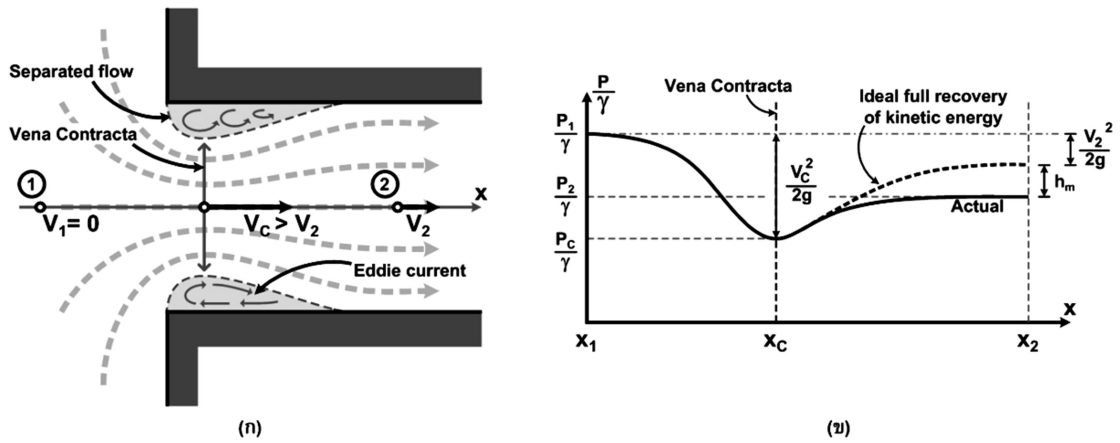
โดยค่า k จะขึ้นอยู่กับประเภทของอุปกรณ์ที่ไหลผ่าน

ตารางที่ 4 สัมประสิทธิ์การสูญเสียพลังงานรอง (Minor loss coefficient : K)

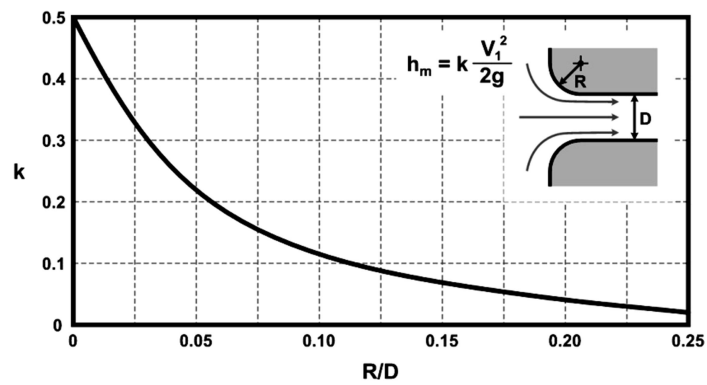
Type of Component or Fitting : K	Type of Component or Fitting : K	Type of Component or Fitting : K
Pipe Entrance (Reservoir to Pipe) Square Connection : 0.50 Rounded Connection : 0.20 Re-entrant (pipe juts into tank) : 1.00 Pipe Exit (Pipe to Reservoir) Square Connection : 1.00 Rounded Connection : 1.00 Re-entrant (pipe juts into tank) : 1.00 Contraction – sudden  $D_2/D_1=0.80$: 0.18 $D_2/D_1=0.50$: 0.37 $D_2/D_1=0.20$: 0.49 $h_m = k \frac{V_2^2}{2g}$ Contraction – conical  $D_2/D_1=0.80$: 0.05 $D_2/D_1=0.50$: 0.07 $D_2/D_1=0.20$: 0.08 $h_m = k \frac{V_2^2}{2g}$ Expansion – sudden  $D_2/D_1=0.80$: 0.16 $D_2/D_1=0.50$: 0.57 $D_2/D_1=0.20$: 0.92 $h_m = k \frac{V_1^2}{2g}$ Expansion – conical  $D_2/D_1=0.80$: 0.03 $D_2/D_1=0.50$: 0.08 $D_2/D_1=0.20$: 0.13 $h_m = k \frac{V_1^2}{2g}$	Globe valve - fully open : 10.0 Gate valve - fully open : 0.39 - 3/4 open : 1.10 - 1/2 open : 4.80 - 1/4 open : 27.0 Ball Valve - fully open : 0.05 - 2/3 open : 5.50 - 1/3 open : 200 Angle valve - fully open : 4.30 Check valve - fully open - Conventional type : 4.00 - Swing type : 2.50 - Piston type : 10.0 - Ball type : 70.0 Butterfly valve - fully open : 1.20 Foot valve - hinged type : 2.20 - poppet type : 12.5 Tee Line flow : 0.30-0.40 Branch flow : 0.75-1.80 Flanged, Line Flow : 0.20 Flanged, Branch Flow : 1.00 Threaded, Line Flow : 0.90 Threaded, Branch Flow : 2.00 Threaded Union : 0.08	Cross Line flow : 0.50 Branch flow : 0.75 Mitered bend (θ)  15° : 0.02 30° : 0.10 45° : 0.25 60° : 0.50 90° : 1.10 90° smooth bend  Bend radius/ D = 4 : 0.16-0.18 Bend radius/ D = 2 : 0.19-0.25 Bend radius/ D = 1 : 0.35-0.40 Elbows Threaded Regular 90° : 1.50 Threaded Regular 45° : 0.40 Threaded Long Radius 90° : 0.70 Flanged Regular 90° : 0.30 Flanged Long Radius 90° : 0.20 Flanged Long Radius 45° : 0.20 180° Return Bends Flanged : 0.20 Threaded : 1.50



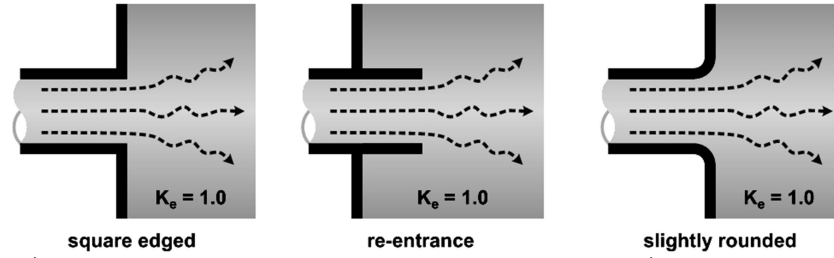
รูปที่ 1.15 การไหลบริเวณปลายทางเข้าท่อแบบมุมฉาก แบบปลายยื่น และแบบลบมุมโค้ง



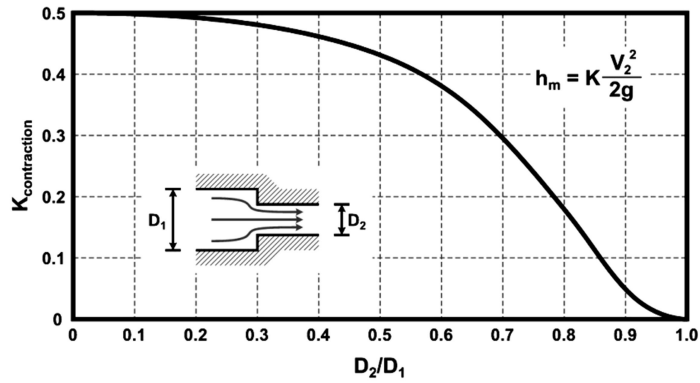
รูปที่ 1.16 ลักษณะการไหล และการเปลี่ยนแปลงความดัน บริเวณทางเข้าท่อแบบมุมฉาก



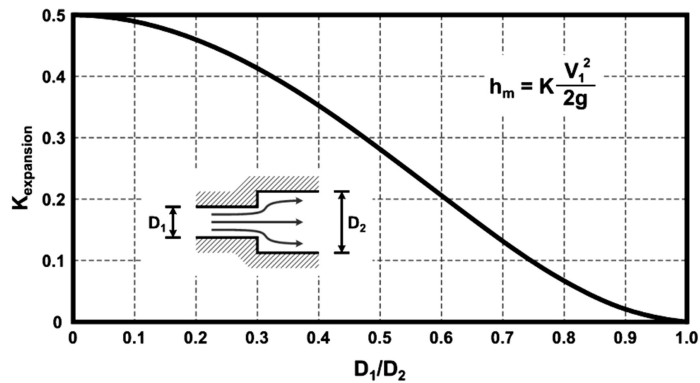
รูปที่ 1.17 สัมประสิทธิ์การสูญเสียพลังงานรองของทางเข้าแบบโค้งมนรัศมี R



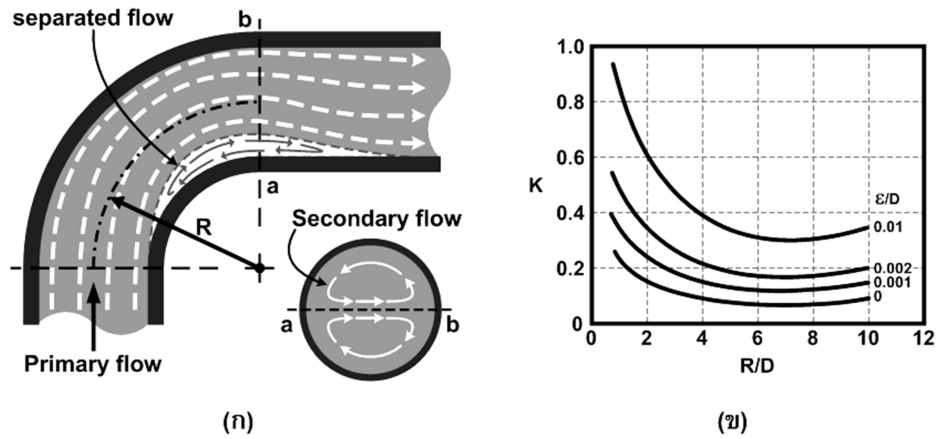
รูปที่ 1.18 การไหลบริเวณปลายทางออกท่อแบบมุมฉาก แบบปลายยื่น และแบบกลมมนโค้ง



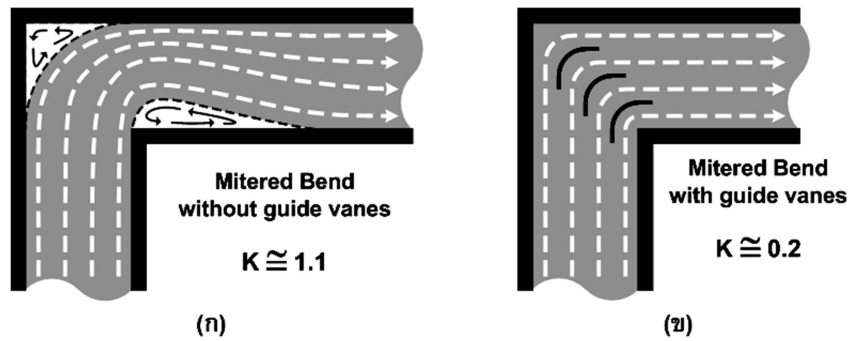
รูปที่ 1.19 สัมประสิทธิ์การสูญเสียพลังงานรองของท่อลดขนาดแบบทันทีทันใด (Sudden contraction)



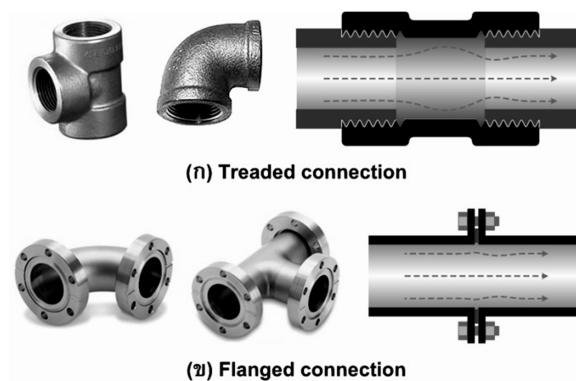
รูปที่ 1.20 สัมประสิทธิ์การสูญเสียพลังงานรองของท่อขยายขนาดแบบทันทีทันใด (Sudden contraction)



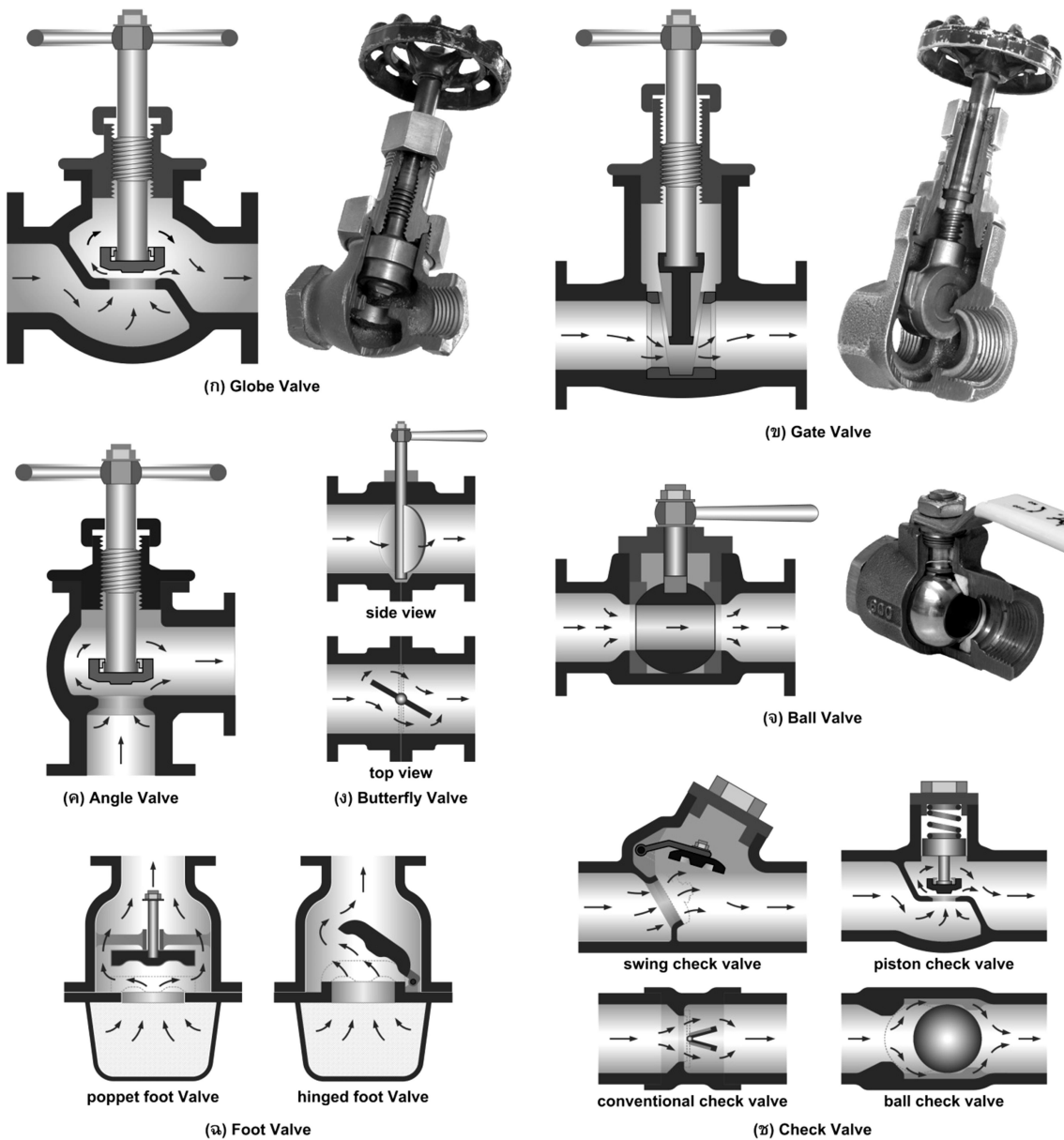
รูปที่ 1.21 การไหล และสัมประสิทธิ์การสูญเสียพลังงานรอง ของข้องอแบบ Smooth Bend มุม 90°



รูปที่ 1.22 การไหล และสัมประสิทธิ์การสูญเสียพลังงานรอง ของข้องอแบบ Mitered Bend



รูปที่ 1.23 ข้อต่อ และข้องอชนิดต่างๆ

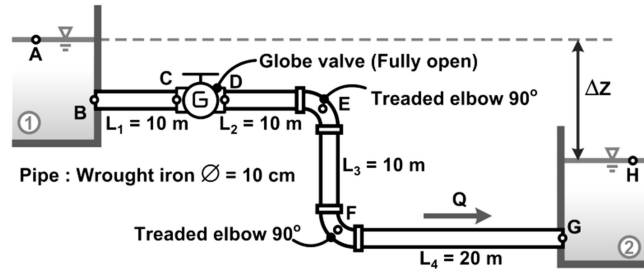


รูปที่ 1.24 วาล์วชนิดต่างๆ

ตัวอย่างที่ 1.5 ระบบท่อลักษณะดังรูป เชื่อมต่อระหว่างถังเก็บน้ำใบที่ 1 กับ 2 ระดับน้ำในถังทั้งสองแตกต่างกันเท่ากับ

Δz จงตอบคำถามต่อไปนี้

- ถ้าอัตราการไหลเท่ากับ 40 l/s จงหาผลต่างของระดับน้ำระหว่างถังทั้งสอง
- ถ้าระดับน้ำในถังทั้งสองต่างกัน 35 m จงหาอัตราการไหล



วิธีทำ พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุด A กับ B

$$\begin{aligned}
 z_A + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} &= z_H + \frac{P_H}{\gamma} + \frac{V_H^2}{2g} + \sum h_f + \sum h_m \\
 z_A + 0 + 0 &= z_H + 0 + 0 + \sum h_f + \sum h_m \\
 \Delta z &= \sum h_f + \sum h_m \quad \text{----- (1)}
 \end{aligned}$$

การสูญเสียพลังงานหลัก จะเกิดขึ้นเมื่อของไหลเดินทางผ่านท่อจากจุด B ถึงจุด G และเนื่องจากเส้นผ่าศูนย์กลางท่อมีขนาดคงที่ตลอดทั้งเส้น และทำจากวัสดุชนิดเดียวกัน ดังนั้น

$$\begin{aligned}
 \sum h_f &= h_{B \rightarrow G} = f \frac{\sum L V^2}{D 2g} \\
 &= f \frac{(10 + 10 + 10 + 20) V^2}{(0.10) 2g} \\
 \therefore \sum h_f &= f(500) \frac{V^2}{2g} \quad \text{----- (2)}
 \end{aligned}$$

การสูญเสียพลังงานรอง จะเกิดขึ้นเมื่อของไหลเดินทางผ่านทางเข้า-ออก หรืออุปกรณ์ต่างๆ ในดังนั้นในโจทย์ข้อนี้พบว่า การสูญเสียพลังงานรองจะเกิดขึ้นที่ทางเข้า (B : $k_B = 0.5$) ประตูน้ำแบบกะโหลก (Globe valve : $k_{valve} = 10$) ข้อ 90° ทั้งสองตัว (E และ F : $k_E = k_F = 1.5$) และบริเวณทางออก (G : $k_G = 1$) ดังนั้นการสูญเสียพลังงานรองทั้งหมดจึงมีค่าเท่ากับ (ค่า k ของอุปกรณ์ต่างๆ ได้จากตารางที่ 2)

$$\begin{aligned}
 \sum h_m &= k_B \frac{V^2}{2g} + k_{valve} \frac{V^2}{2g} + k_E \frac{V^2}{2g} + k_F \frac{V^2}{2g} + k_G \frac{V^2}{2g} \\
 &= (k_B + k_{valve} + k_E + k_F + k_G) \frac{V^2}{2g} \\
 &= (0.5 + 10 + 1.5 + 1.5 + 1.0) \frac{V^2}{2g} \\
 \sum h_m &= (14.5) \frac{V^2}{2g} \quad \text{----- (3)}
 \end{aligned}$$

นำสมการที่ (2) และ (3) ไปแทนค่าใน (1)

$$\begin{aligned}
 \Delta z &= f(500) \frac{V^2}{2g} + (14.5) \frac{V^2}{2g} \\
 \Delta z &= (500 \cdot f + 14.5) \frac{V^2}{2g} \quad \text{----- (4)}
 \end{aligned}$$

- หาค่าผลต่างของระดับน้ำ (ΔZ)

$$\begin{aligned} \text{จาก } Q &= VA \quad \therefore \quad V &= \frac{Q}{A} &= \frac{0.04}{\frac{\pi}{4} (0.10)^2} \\ V &= 5.09 \quad \text{m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{หาค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์} \quad R_e &= \frac{VD}{\nu} = \frac{(5.09)(0.1)}{(1 \times 10^{-6})} \\ R_e &= 5.09 \times 10^5 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ท่อทำมาจาก Wrought iron} \quad \epsilon &= 0.045 \quad \text{mm (จากตารางที่ 1)} \\ \therefore \quad \frac{\epsilon}{D} &= \frac{0.045 \times 10^{-3}}{0.10} = 0.00045 \\ \text{จาก Moody diagram} \quad f &= 0.0175 \end{aligned}$$

แทนค่า V และ f ในสมการที่ (4)

$$\begin{aligned} \Delta Z &= \left[(0.0175)(500) + (14.5) \right] \frac{5.09^2}{2g} \\ \Delta Z &= 30.70 \quad \text{m} \quad \text{Ans} \end{aligned}$$

- หาค่าอัตราการไหล Q เมื่อผลต่างของระดับน้ำเท่ากับ 35 m ($\Delta Z = 35$ m) โดยใช้วิธีที่เรียกว่า "Trial & Error" สมมติ $f = 0.020$ แทนค่าในสมการที่ (4)

$$\begin{aligned} 35 &= \left[(0.020)(500) + (14.5) \right] \frac{V^2}{2g} \\ V &= 5.294 \\ R_e &= \frac{VD}{\nu} = \frac{(5.294)(0.1)}{(1 \times 10^{-6})} = 5.29 \times 10^5 \\ \frac{\epsilon}{D} &= \frac{0.045 \times 10^{-3}}{0.10} = 0.00045 \end{aligned}$$

เมื่อพิจารณาจาก Moody diagram : $f \approx 0.0175$ ซึ่งไม่เท่ากับค่า f ที่สมมติ แสดงว่าค่า f ที่ได้ไม่ถูกต้อง

สมมติ $f = 0.017$ แทนค่าในสมการที่ (4)

$$\begin{aligned} 35 &= \left[(0.017)(500) + (14.5) \right] \frac{V^2}{2g} \\ V &= 5.464 \\ R_e &= \frac{VD}{\nu} = \frac{(5.464)(0.1)}{(1 \times 10^{-6})} = 5.46 \times 10^5 \end{aligned}$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.045 \times 10^{-3}}{0.10} = 0.00045$$

เมื่อพิจารณาจาก Moody diagram : $f \approx 0.0172$ ซึ่งไม่เท่ากับค่า f ที่สมมุติ แสดงว่าค่า f ที่ได้ยังไม่ถูกต้อง

สมมุติ $f = 0.0173$ แทนค่าในสมการที่ (4)

$$35 = \left[(0.0173)(500) + (14.5) \right] \frac{V^2}{2g}$$

$$V = 5.446$$

$$R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{(5.446)(0.1)}{(1 \times 10^{-6})} = 5.45 \times 10^5$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.045 \times 10^{-3}}{0.10} = 0.00045$$

เมื่อพิจารณาจาก Moody diagram : $f \approx 0.0173$ ซึ่งใกล้เคียงกับค่าที่สมมุติ แสดงว่าค่า f ที่ได้ถูกต้อง

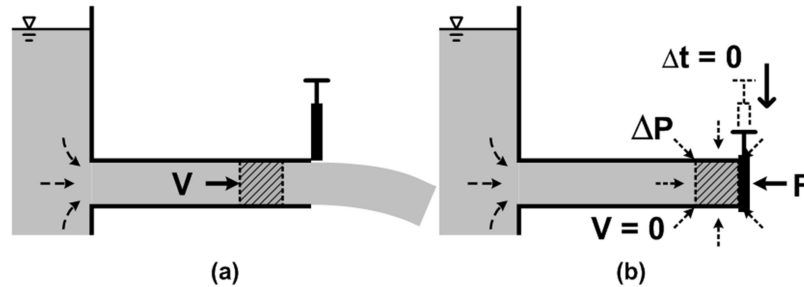
$$\therefore V = 5.446 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \therefore Q &= (5.446) \left(\frac{\pi}{4} \times 0.10^2 \right) = 0.0427 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 42.7 \text{ l/s} \end{aligned}$$

Ans

1.6) ปรากฏการณ์ Water Hammer

ปรากฏการณ์ water hammer เป็นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นเมื่อการไหลของของไหลในท่อมีการเปลี่ยนแปลงแบบทันทีทันใด เช่น การเปิด-ปิดวาล์ว หรือการเปิดปิดเครื่องสูบลูกสูบ เป็นต้น ซึ่งจะทำให้เกิดคลื่นความดันขึ้นภายในท่อ โดยคลื่นความดันดังกล่าวจะเคลื่อนที่ไปกลับตามความยาวของท่อ ปรากฏการณ์นี้จะส่งผลให้ความดันภายในท่อเปลี่ยนแปลงไปอย่างมากตามจังหวะการเคลื่อนที่ของคลื่นความดัน ผลจากการเปลี่ยนแปลงความดันที่ว่่านี้อาจก่อให้เกิดความเสียหายกับตัวท่อ หรืออุปกรณ์ประกอบอื่นๆได้ ดังนั้นในกระบวนการออกแบบระบบท่อ ปรากฏการณ์ water hammer จึงเป็นส่วนหนึ่งที่จะต้องถูกนำมาพิจารณา



รูปที่ 1.xxx การเกิดแรงกระแทกของการไหลในท่อ

หากพิจารณาสมการโมเมนตัมเชิงเส้นของของไหลที่กำลังเคลื่อนที่ในท่อที่ทำจากวัสดุแข็งเกรง (Rigid body) โดยของไหลเป็นของไหลที่บีบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible fluid)

$$\sum F = m \frac{\Delta V}{\Delta t} = m \frac{V_2 - V_1}{\Delta t}$$

ถ้าการไหลหยุดลงแบบทันทีทันใด (instantaneous) นั้นหมายความว่า $\Delta t \rightarrow 0$ ดังนั้น

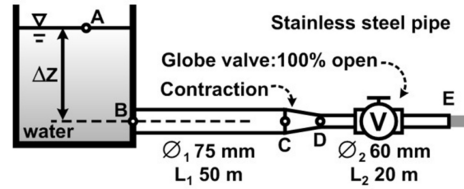
$$\sum F = m \frac{V_2 - V_1}{0} \Rightarrow \sum F \rightarrow \infty$$

ซึ่งจากสมการจะเห็นได้ว่า หากพิจารณาของไหลเปรียบเสมือนก้อนวัตถุ แรงที่เกิดขึ้นเนื่องจากการหยุดการเคลื่อนที่แบบทันทีทันใดนั้นจะมีค่าสูงมาก (เท่ากับ ∞) แต่เนื่องจากเป็นของไหล แรงดังกล่าวจะแสดงออกมาในรูปของความดัน โดยจะทำให้ความดันมีการเปลี่ยนแปลงอย่างมาก

ในทางปฏิบัติ การเปิดปิดวาล์วมักจะไม่เกิดขึ้นแบบทันทีทันใด ($\Delta t \neq 0$) ประกอบกับวัสดุที่ใช้ทำท่อมีความยืดหยุ่น (Elastic) และของไหลสามารถบีบอัดตัวได้ (Compressible fluid) จึงทำให้ค่าความดันที่เพิ่มขึ้น อาจจะไม่มากถึงระดับ ∞ แต่ก็ยังถือว่ามากพอสมควร

ตัวอย่างที่ 2.1 จากรูป จงตอบคำถามต่อไปนี้

- Δz เท่ากับเท่าไรถ้าอัตราการไหลเท่ากับ 15 l/s
- จงหาอัตราการไหล เมื่อ Δz เท่ากับ 3.5 m



วิธีทำ หา Δz โดยเริ่มจากการพิจารณาสมการพลังงานจาก A ไป E

$$z_A + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} = z_E + \frac{P_E}{\gamma} + \frac{V_E^2}{2g} + \sum h_f + \sum h_m$$

$$z_A + 0 + 0 = z_E + 0 + \frac{V_E^2}{2g} + \sum h_f + \sum h_m \Rightarrow \Delta z = \frac{V_E^2}{2g} + \sum h_f + \sum h_m \rightarrow (1)$$

$$V_{BC} = \frac{Q}{A_{BC}} = \frac{0.015}{\frac{\pi}{4} 0.075^2} = 3.395 \text{ m/s} ; V_{DE} = \frac{Q}{A_{DE}} = \frac{0.015}{\frac{\pi}{4} 0.060^2} = 5.305 \text{ m/s}$$

$$R_{eBC} = \frac{V_{BC} D_{BC}}{\nu} = \frac{3.395 \times 0.075}{10^{-6}} = 2.5 \times 10^5$$

$$R_{eDE} = \frac{V_{DE} D_{DE}}{\nu} = \frac{5.305 \times 0.060}{10^{-6}} = 3.2 \times 10^5$$

Stainless steel $\rightarrow \epsilon = 0.045 \text{ mm}$

$$\left(\frac{\epsilon}{D}\right)_{BC} = \frac{0.045 \times 10^{-3}}{0.075} = 0.0006 ; \left(\frac{\epsilon}{D}\right)_{DE} = \frac{0.045 \times 10^{-3}}{0.060} = 0.0008$$

Moody Diagram $\rightarrow f_{BC} \cong 0.0190 ; f_{DE} \cong 0.0195$

$$\Rightarrow \sum h_{fBC} = f_{BC} \frac{L_{BC}}{D_{BC}} \frac{V_{BC}^2}{2g} = 0.0190 \left(\frac{50}{0.075} \right) \frac{3.395^2}{2g} = 7.441 \text{ m}$$

$$\Rightarrow \sum h_{fDE} = f_{DE} \frac{L_{DE}}{D_{DE}} \frac{V_{DE}^2}{2g} = 0.0195 \left(\frac{20}{0.060} \right) \frac{5.305^2}{2g} = 9.324 \text{ m}$$

$$\sum h_{mBC} = \sum k_{BC} \frac{V_{BC}^2}{2g} = (0.5_{\text{ent.}}) \frac{3.395^2}{2g} = 0.294 \text{ m}$$

$$\sum h_{mCD} = \sum k_{CD} \frac{V_{DE}^2}{2g} ; \left(\frac{D_{DE}}{D_{BC}} = \frac{0.075}{0.060} = 0.8 \rightarrow k_{CD} = 0.05 \right)$$

$$= (0.05_{\text{cont.}}) \frac{5.305^2}{2g} = 0.072 \text{ m}$$

$$\sum h_{mDE} = \sum k_{CD} \frac{V_{DE}^2}{2g} = (10_{\text{valve}}) \frac{5.305^2}{2g} = 14.344 \text{ m}$$

แทนค่าใน (1)

$$\Delta z = \frac{5.305^2}{2g} + (7.441 + 9.324) + (0.294 + 0.072 + 14.344) = 32.909 \text{ m} \quad \text{Ans}$$

หาอัตราการไหลโดยเริ่มจากพิจารณาสมการความต่อเนื่อง

$$V_{BC} A_{BC} = V_{DE} A_{DE} \Rightarrow V_{DE} = \frac{A_{BC}}{A_{DE}} V_{BC} = \left(\frac{D_{BC}}{D_{DE}} \right)^2 V_{BC} = \left(\frac{0.075}{0.060} \right)^2 V_{BC} = 1.5625 V_{BC}$$

จากสมการที่ (1)

$$\Delta z = \frac{V_{DE}^2}{2g} + f_{BC} \frac{L_{BC}}{D_{BC}} \frac{V_{BC}^2}{2g} + f_{DE} \frac{L_{DE}}{D_{DE}} \frac{V_{DE}^2}{2g} + 0.5 \frac{V_{BC}^2}{2g} + (0.05) \frac{V_{DE}^2}{2g} + (10) \frac{V_{DE}^2}{2g}$$

$$3.5 = \left(f_{BC} \frac{50}{0.075} + 0.5 \right) \frac{V_{BC}^2}{2g} + \left(f_{DE} \frac{20}{0.06} + 10.05 \right) \frac{V_{DE}^2}{2g} \rightarrow (2)$$

Trial & Error

สมมติ $V_{BC} = 1.0000 \text{ m/s} \rightarrow V_{DE} = 1.5625 \text{ m/s}$

$$R_{eBC} = \frac{1.0000 \times 0.075}{10^{-6}} = 7.5 \times 10^4 ; R_{eDE} = \frac{1.5625 \times 0.060}{10^{-6}} = 9.4 \times 10^4$$

$$\left(\frac{\epsilon}{D} \right)_{BC} = 0.0006 ; \left(\frac{\epsilon}{D} \right)_{DE} = 0.0008 \rightarrow \text{Moody Diagram} \rightarrow f_{BC} \cong 0.0215 ; f_{DE} \cong 0.0215$$

แทนค่าใน (2)

$$3.5 = \left(0.0215 \frac{50}{0.075} + 0.5 \right) \frac{1.0000^2}{2g} + \left(0.0225 \frac{20}{0.06} + 10.05 \right) \frac{1.5625^2}{2g}$$

$$3.5 \neq 2.898$$

สองข้างของสมการไม่เท่ากัน สมมติค่า V ใหม่

สมมติ $V_{BC} = 1.100 \text{ m/s} \rightarrow V_{DE} = 1.719 \text{ m/s}$

$$R_{eBC} = \frac{1.100 \times 0.075}{10^{-6}} = 8.3 \times 10^4 ; R_{eDE} = \frac{1.719 \times 0.060}{10^{-6}} = 1.0 \times 10^5$$

$$\left(\frac{\epsilon}{D} \right)_{BC} = 0.0006 ; \left(\frac{\epsilon}{D} \right)_{DE} = 0.0008 \rightarrow \text{Moody Diagram} \rightarrow f_{BC} \cong 0.0213 ; f_{DE} \cong 0.0215$$

แทนค่าใน (2)

$$3.5 = \left(0.0213 \frac{50}{0.075} + 0.5 \right) \frac{1.100^2}{2g} + \left(0.0215 \frac{20}{0.06} + 10.05 \right) \frac{1.719^2}{2g}$$

$$3.5 \approx 3.499$$

สองข้างของสมการใกล้เคียงกัน ดังนั้น

$$Q = A_{DE} V_{DE} = A_{BC} V_{BC} = \left(\frac{\pi}{4} 0.075^2 \right) (1.1) = 0.00486 \text{ m}^3/\text{s} = 4.86 \text{ l/s} \quad \text{Ans}$$

ในกรณีที่ระบบเชื่อมต่อกับเครื่องสูบน้ำ (Pump) เครื่องสูบน้ำจะทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานกล (h_p) ที่ได้รับมาจากแหล่งพลังงานเช่น มอเตอร์ ให้กลายเป็นพลังงานของของไหล (H_p) ดังนั้น เมื่อของไหลหรือระบบไหลผ่านเครื่องสูบน้ำ เหน็ดพลังงานรวมของระบบจะเพิ่มสูงขึ้น โดยพลังงานที่ของไหลได้รับจะมีค่ามากหรือน้อยเพียงไรนั้น ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ (Efficiency) (ซึ่งจะกล่าวถึงโดยละเอียดในบทต่อไป)

$$\eta_p h_p = H_w \rightarrow h_p = \frac{H_w}{\eta_p} \quad \text{----- (2.4)}$$

ในกระบวนการออกแบบ บางครั้งอาจต้องคำนวณค่ากำลังงานของมอเตอร์ที่จะใช้เพื่อสูบน้ำ (P_p) ซึ่งเราสามารถคำนวณได้จาก

$$\eta_p P_p = P_{wp} \rightarrow P_p = \frac{P_{wp}}{\eta_p} \quad \text{----- (2.5)}$$

โดย $P_{wp} = \gamma Q H_p \quad \text{----- (2.6)}$

ในกรณีที่ระบบเชื่อมต่อกับกังหัน (Turbine) กังหันน้ำจะทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานของของไหล (H_p) ให้กลายเป็นพลังงานกล (h_T) เพื่อนำไปใช้กับกิจกรรมต่างๆ เช่น ส่งพลังงานที่ได้ให้กับเครื่องกำเนิดกระแสไฟฟ้า ดังนั้น เมื่อของไหลหรือระบบไหลผ่านกังหัน เหน็ดพลังงานรวมของของไหลจะลดต่ำลง โดยพลังงานที่ออกจากกังหันจะมีค่ามากหรือน้อยเพียงไรนั้น ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของตัวกังหันนั้น (Efficiency) (ซึ่งจะกล่าวถึงโดยละเอียดในบทต่อไป)

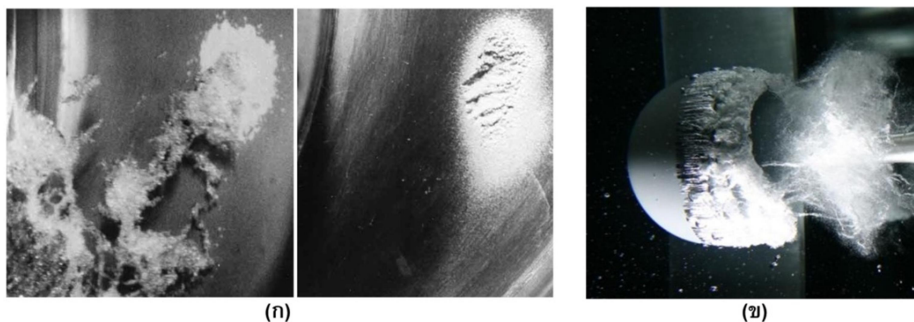
$$\eta_T H_T = h_T \quad \text{----- (2.7)}$$

ในกระบวนการออกแบบ บางครั้งอาจต้องคำนวณค่ากำลังงานได้จากกังหัน (P_T) ซึ่งเราสามารถคำนวณได้จาก

$$P_P = \eta_P P_{WT} \quad \text{----- (2.8)}$$

โดย $P_{WT} = \gamma Q H_T \quad \text{----- (2.9)}$

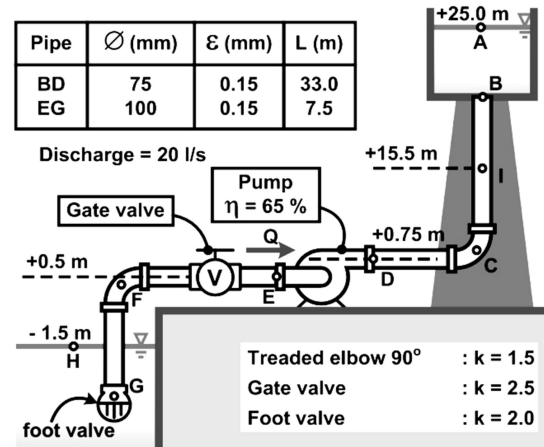
ปรากฏการณ์ที่สำคัญอย่างหนึ่งก็คือ ปรากฏการณ์โพรง (Cavitations) ซึ่งเป็นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในจุดที่ความดันสัมบูรณ์ลดลงจนต่ำกว่าความดันไอของของไหล จึงทำให้ของไหลระเหิดกลายเป็นไอ ซึ่งมักจะเกิดขึ้นกับเหตุการณ์ที่ของไหลเคลื่อนที่ผ่านวัตถุด้วยความเร็วสูง เช่น บริเวณโซนดูด (suction zone) ของเครื่องสูบน้ำ หรือจุดที่มีความดันต่ำภายในท่อ เป็นต้น บริเวณที่เกิดปรากฏการณ์ดังกล่าว จะเกิดการสั่นสะเทือนอย่างรุนแรง และจะทำให้เกิดการกัดกร่อนขึ้นกับพื้นผิวของวัตถุในบริเวณนั้น ซึ่งอาจก่อให้เกิดความเสียหายขึ้นได้ ดังนั้นในขั้นตอนการออกแบบ ควรตรวจสอบความดันในระบบ โดยเฉพาะในจุดที่มีความดันต่ำ เช่น บริเวณข้อต่อลดขนาด โซนดูดของเครื่องสูบน้ำ เป็นต้น (ดังรูปที่ 2.2-ก คือปรากฏการณ์ cavitations และการกัดกร่อนที่เกิดกับใบพัดของเครื่องสูบน้ำ ส่วนรูปที่ 2.2-ข คือปรากฏการณ์ cavitations ที่เกิดขึ้นบนผิวของวัตถุทรงกลมเมื่อของไหลไหลผ่านด้วยความเร็วสูง)



รูปที่ 2.2 ปรากฏการณ์ cavitations

ตัวอย่างที่ 2.2 ต้องการสูบน้ำจากบ่อขึ้นถึงสูง ด้วยอัตราการสูบ 20 l/s ลักษณะดังรูป โดยระดับน้ำที่บ่อเท่ากับ -1.5 m และระดับน้ำที่ถึงสูงเท่ากับ + 25.0 m จงตอบคำถามต่อไปนี้

- ถ้าเครื่องสูบน้ำมีประสิทธิภาพ 65 % จงหากำลังงานที่ใช้ในการสูบน้ำ
- จงหาความดันในท่อที่จุด I (ความยาวท่อช่วง B-I เท่ากับ 9 m)
- จงตรวจสอบว่าจะเกิดปรากฏการณ์ cavitations ขึ้นในระบบหรือไม่ (ความดันไอของน้ำเท่ากับ 0.35 m และความดันบรรยากาศเท่ากับ 10.33 m)



วิธีทำ พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุด H กับ A

$$z_H + \frac{P_H}{\gamma_w} + \frac{V_H^2}{2g} + H_p = z_A + \frac{P_A}{\gamma_w} + \frac{V_A^2}{2g} + \sum h_f + \sum h_m$$

$$H_p = (z_H - z_A) + \sum h_f + \sum h_m \quad \text{----- (1)}$$

จาก $Q = VA \therefore V_{GE} = \frac{Q}{A_{GE}} = \frac{0.02}{\frac{\pi}{4}(0.10)^2} = 2.546 \text{ m/s}$

$V_{DB} = \frac{Q}{A_{DB}} = \frac{0.02}{\frac{\pi}{4}(0.075)^2} = 4.527 \text{ m/s}$

การสูญเสียพลังงานหลัก จะเกิดขึ้นเมื่อของไหลเดินทางผ่านท่อจากจุด G ถึงจุด B ผ่านท่อสองเส้นคือ GE และ DB ดังนั้นการสูญเสียพลังงานหลักจึงหาได้จาก

หาค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ท่อ GE $R_{e_{GE}} = \frac{(2.546)(0.1)}{(1 \times 10^{-6})}$

$R_{e_{GE}} = 2.546 \times 10^5$

$\epsilon = 0.15 \text{ mm (จากโจทย์)}$

$\therefore \frac{\epsilon}{D} = \frac{0.15}{100} = 0.0015$

จากกราฟ Moody diagram $f_{GE} = 0.0225$

หาค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ท่อ GE $R_{e_{DB}} = \frac{(4.527)(0.075)}{(1 \times 10^{-6})}$

$R_{e_{DB}} = 3.395 \times 10^5$

$\epsilon = 0.15 \text{ mm (จากโจทย์)}$

$\therefore \frac{\epsilon}{D} = \frac{0.15}{75} = 0.002$

จากกราฟ Moody diagram $f_{DB} = 0.024$

$$\begin{aligned}
 \Sigma h_f &= h_{f_{G \rightarrow E}} + h_{f_{D \rightarrow B}} \\
 &= f_{GE} \frac{L_{GE}}{D_{GE}} \frac{V_{GE}^2}{2g} + f_{DB} \frac{L_{DB}}{D_{DB}} \frac{V_{DB}^2}{2g} \\
 \Sigma h_f &= (0.0225) \frac{(7.5)}{(0.1)} \frac{(2.546)^2}{2g} + (0.0240) \frac{(33.0)}{(0.075)} \frac{(4.527)^2}{2g} \\
 \Sigma h_f &= 11.588 \quad \text{m}
 \end{aligned}$$

การสูญเสียพลังงานรอง จะเกิดขึ้นที่ทางเข้า (foot valve : $k_G = 2.0$) ประตูน้ำ (Gate valve : $k_{valve} = 2.5$) ข้ออ 90° ทั้งสองตัว (F และ C : $k_F = k_C = 1.5$) และบริเวณทางออก (B : $k_B = 1$) ดังนั้นการสูญเสียพลังงานรองทั้งหมดจึงมีค่าเท่ากับ (ค่า k ของอุปกรณ์ต่างๆ โจทย์ระบุมาให้)

$$\begin{aligned}
 \Sigma h_m &= (k_G + k_F + k_{valve}) \frac{V_{GE}^2}{2g} + (k_C + k_B) \frac{V_{DB}^2}{2g} \\
 &= (2.0 + 1.5 + 2.5) \frac{(2.546)^2}{2g} + (1.5 + 1.0) \frac{(4.527)^2}{2g} \\
 \Sigma h_m &= 4.594 \quad \text{m}
 \end{aligned}$$

นำ Σh_f และ Σh_m ไปแทนค่าใน (1)

$$\begin{aligned}
 H_p &= ((+25.0) - (-1.5)) + 11.588 + 4.594 \\
 &= 42.682 \quad \text{m}
 \end{aligned}$$

กำลังงานที่น้ำได้รับ

$$\begin{aligned}
 P_W &= \gamma Q H_p = (9810)(0.02)(42.682) \\
 &= 8374.208 \quad \text{Watt}
 \end{aligned}$$

กำลังงานที่ก่อกำลังของเครื่องสูบน้ำ

$$\begin{aligned}
 P_p &= \frac{P_W}{\eta_p} = \frac{(8374.208)}{(0.65)} \\
 &= 12883.398 \quad \text{Watt} \\
 P_p &= 12.883 \quad \text{k Watt}
 \end{aligned}$$

Ans

พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุด I กับ A

$$\begin{aligned}
 z_I + \frac{P_I}{\gamma_w} + \frac{V_I^2}{2g} &= z_A + \frac{P_A}{\gamma_w} + \frac{V_A^2}{2g} + \Sigma h_f + \Sigma h_m \\
 (+15.5) + \frac{P_I}{\gamma_w} + \frac{V_{DB}^2}{2g} &= (+25.0) + 0 + 0 + \Sigma h_f + \Sigma h_m \\
 \frac{P_I}{\gamma_w} &= 9.5 - \frac{V_{DB}^2}{2g} + \Sigma h_f + \Sigma h_m \quad \text{----- (2)}
 \end{aligned}$$

การสูญเสียพลังงานหลัก จะเกิดขึ้นเมื่อของไหลเดินทางผ่านท่อจากจุด I ถึงจุด B ดังนั้นการสูญเสียพลังงานหลักจึงหาได้จาก

$$\begin{aligned}\sum h_f &= h_{f \rightarrow B} \\ &= f_{DB} \frac{L_{IB}}{D_{DB}} \frac{V_{DB}^2}{2g} \\ &= (0.0240) \frac{(9.0)}{(0.075)} \frac{(4.527)^2}{2g} \\ &= 3.008 \quad \text{m}\end{aligned}$$

การสูญเสียพลังงานรอง จะเกิดขึ้นที่ทางออก ($k_B = 1.0$) ดังนั้นการสูญเสียพลังงานรองจึงมีค่าเท่ากับ

$$\begin{aligned}\sum h_m &= (k_B) \frac{V_{DB}^2}{2g} \\ &= (1.0) \frac{(4.527)^2}{2g} \\ \sum h_m &= 1.045 \quad \text{m}\end{aligned}$$

แทนค่าผลรวมของการสูญเสียพลังงานหลัก และการสูญเสียพลังงานรองในสมการที่ (2)

$$\begin{aligned}\frac{P_I}{\gamma_w} &= 9.5 - \frac{(4.527)^2}{2g} + (3.008) + (1.045) \\ &= 12.508 \quad \text{m} \\ P_I &= 12.508 \cdot \gamma_w = 122.703 \quad \text{kPa} \quad \text{Ans}\end{aligned}$$

เมื่อพิจารณาระบบท่อ จุดที่มีความเสี่ยงที่จะเกิดปรากฏการณ์ cavitations มากที่สุดคือจุด E พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุด H กับ E

$$\begin{aligned}z_H + \frac{P_H}{\gamma_w} + \frac{V_H^2}{2g} &= z_E + \frac{P_E}{\gamma_w} + \frac{V_E^2}{2g} + \sum h_f + \sum h_m \\ \frac{P_E}{\gamma_w} &= z_H - \frac{V_E^2}{2g} - \sum h_f - \sum h_m \quad \text{----- (3)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum h_f &= h_{f_{G \rightarrow E}} = f_{GE} \frac{L_{GE}}{D_{GE}} \frac{V_{GE}^2}{2g} + f_{DB} \frac{L_{DB}}{D_{DB}} \frac{V_{DB}^2}{2g} \\ &= (0.0225) \frac{(7.5)}{(0.1)} \frac{(2.546)^2}{2g} = 0.557 \quad \text{m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma h_m &= \left(k_G + k_F + k_{\text{valve}}\right) \frac{V_{GE}^2}{2g} \\ &= (2.0 + 1.5 + 2.5) \frac{(2.546)^2}{2g} = 1.982 \text{ m}\end{aligned}$$

แทนค่าใน (3)

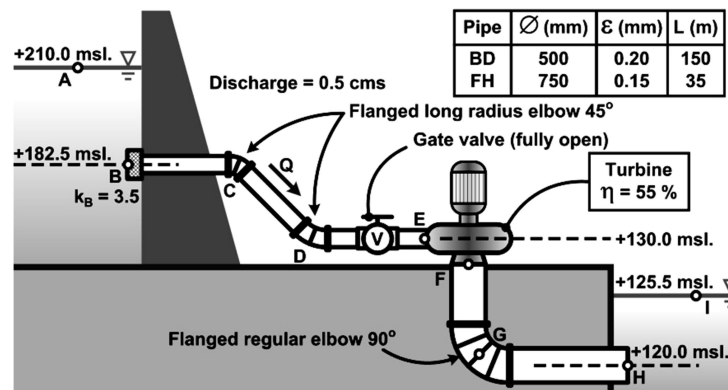
$$\begin{aligned}\frac{P_E}{\gamma_w} &= (-1.5) - \frac{(2.546)^2}{2g} - (0.557) - (1.982) \\ &= -4.369 \text{ m}\end{aligned}$$

$$\left(\frac{P_E}{\gamma_w}\right)_{\text{abs}} = \frac{P_{\text{atm}}}{\gamma_w} + \frac{P_E}{\gamma_w} = 10.33 + (-4.37) = 5.96 \text{ m}$$

ซึ่งจะเห็นได้ว่า ความดันสัมบูรณ์ที่จุด E มากกว่าความดันไอของน้ำ ($P_E > P_v$) ดังนั้น ในระบบท่อนี้จึงไม่เกิดปรากฏการณ์ Cavitations

Ans

ตัวอย่างที่ 2.3 โรงผลิตกระแสไฟฟ้าพลังน้ำ มีการติดตั้งระบบต่างๆ ในลักษณะดังรูป ระดับน้ำในอ่างเก็บน้ำอยู่ที่ +210.0 ม.รทก. และระดับน้ำด้านท้ายเขื่อนอยู่ที่ +125.5 ม.รทก. ถ้าเดินเครื่องกำเนิดกระแสไฟฟ้าโดยการปล่อยน้ำผ่านกังหันด้วยอัตรา 0.5 cms กังหันมีประสิทธิภาพ 55 % จงหากำลังงานที่กังหันส่งให้กับเครื่องกำเนิดกระแสไฟฟ้า



วิธีทำ พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุด A กับ I

$$z_A + \frac{P_A}{\gamma_w} + \frac{V_A^2}{2g} = z_I + \frac{P_I}{\gamma_w} + \frac{V_I^2}{2g} + H_T + \sum h_f + \sum h_m$$

$$H_T = (z_A - z_I) - \sum h_f - \sum h_m \quad \text{----- (1)}$$

จาก $Q = VA \therefore$

$$V_{BE} = \frac{Q}{A_{BE}} = \frac{0.50}{\frac{\pi}{4} (0.50)^2} = 2.546 \text{ m/s}$$

$$V_{FH} = \frac{Q}{A_{FH}} = \frac{0.50}{\frac{\pi}{4} (0.75)^2} = 1.132 \text{ m/s}$$

การสูญเสียพลังงานหลัก จะเกิดขึ้นเมื่อของไหลเดินทางผ่านท่อจากจุด B ถึงจุด H ผ่านท่อสองเส้นคือ BE และ FH ดังนั้นการสูญเสียพลังงานหลักจึงหาได้จาก

หาค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ท่อ BE

$$R_{e_{BE}} = \frac{(2.456)(0.5)}{(1 \times 10^{-6})} = 1.228 \times 10^6$$

$$\epsilon = 0.20 \text{ mm (จากโจทย์)}$$

$$\therefore \frac{\epsilon}{D} = \frac{0.20}{500} = 0.0004$$

จากราฟ Moody diagram $f_{BE} = 0.016$

หาค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ท่อ FH

$$R_{e_{FH}} = \frac{(1.132)(0.75)}{(1 \times 10^{-6})} = 8.49 \times 10^5$$

$$\epsilon = 0.15 \text{ mm (จากโจทย์)}$$

$$\therefore \frac{\epsilon}{D} = \frac{0.15}{750} = 0.0002$$

จากราฟ Moody diagram $f_{FH} = 0.015$

$$\begin{aligned}
 \Sigma h_f &= h_{i_B \rightarrow E} + h_{i_F \rightarrow H} \\
 &= f_{BE} \frac{L_{BE}}{D_{BE}} \frac{V_{BE}^2}{2g} + f_{FH} \frac{L_{FH}}{D_{FH}} \frac{V_{FH}^2}{2g} \\
 &= (0.016) \frac{(150)}{(0.5)} \frac{(2.546)^2}{2g} + (0.015) \frac{(35)}{(0.75)} \frac{(1.132)^2}{2g} \\
 \Sigma h_f &= 1.632 \quad \text{m}
 \end{aligned}$$

การสูญเสียพลังงานรอง จะเกิดขึ้นที่ทางเข้า (ตะแกรงดักขยะ : $k_B = 3.50$) ประตูน้ำ (Gate valve : $k_{valve} = 0.39$) ข้อต่อ 45° ทั้งสองตัว (C และ D : $k_C = k_D = 0.20$) ข้อต่อ 90° ($k_G = 0.30$) และบริเวณทางออก (H : $k_H = 1.00$) ดังนั้นการสูญเสียพลังงานรองทั้งหมดจึงมีค่าเท่ากับ

$$\begin{aligned}
 \Sigma h_m &= (k_B + k_C + k_D + k_{valve}) \frac{V_{BE}^2}{2g} + (k_G + k_H) \frac{V_{FH}^2}{2g} \\
 &= (3.50 + 0.2 + 0.2 + 0.39) \frac{(2.546)^2}{2g} + (0.3 + 1.0) \frac{(1.132)^2}{2g} \\
 \Sigma h_m &= 1.502 \quad \text{m}
 \end{aligned}$$

นำ Σh_f และ Σh_m ไปแทนค่าใน (1)

$$\begin{aligned}
 H_T &= (+210.0) - (+125.5) - (1.632) - (1.502) \\
 &= 81.366 \quad \text{m}
 \end{aligned}$$

กำลังงานที่น้ำได้รับจากของไหล

$$\begin{aligned}
 P_W &= \gamma Q H_T = (9810)(0.5)(81.366) \\
 &= 399.100 \quad \text{k Watt}
 \end{aligned}$$

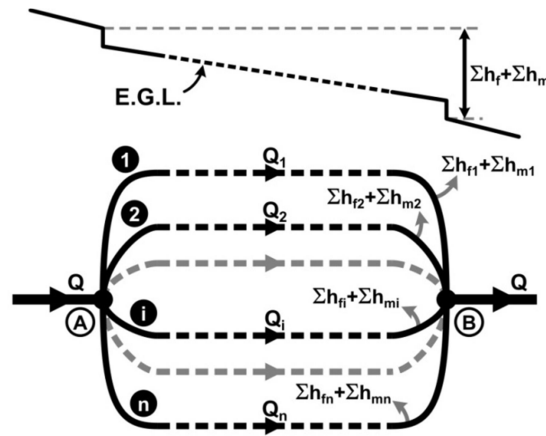
กำลังงานที่ก่อกำลังของเครื่องสูบล

$$\begin{aligned}
 P_P &= \eta_T P_W = (0.55)(400.125) \\
 &= 219.050 \quad \text{k Watt}
 \end{aligned}$$

Ans

2.2) การต่อท่อแบบขนาน (Parallel Pipes)

การต่อท่อแบบขนาน คือการต่อท่อหลายๆ เส้น โดยที่แต่ละเส้นทางของการไหลจะเริ่มต้นจากจุดเดียว และสิ้นสุดที่จุดเดียวกัน ดังตัวอย่างรูปที่ 2.3



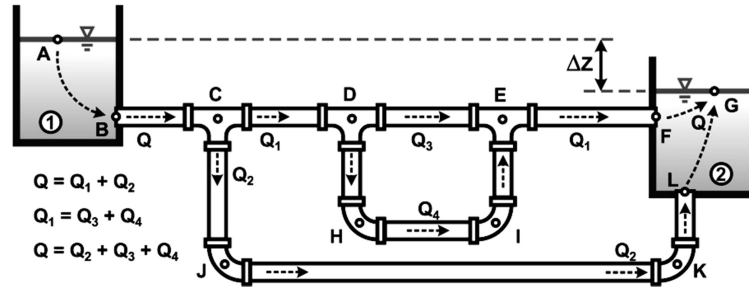
รูปที่ 2.3 การต่อท่อแบบขนาน

จากรูปที่ 2.3 เมื่อพิจารณาการไหลจากจุด A ไปยังจุด B ของไหลสามารถเคลื่อนที่ได้หลายเส้นทาง โดยอัตราการไหลจะถูกแบ่งออกที่จุด A ซึ่งอัตราการไหลแยกไปในแต่ละเส้นทางจะมีขนาดไม่เท่ากัน และท้ายสุดจะกลับมารวมกันที่จุด B หากกำหนดให้ระบบท่อระหว่างจุด A กับจุด B คือปริมาตรควบคุม เมื่อวิเคราะห์ด้วยสมการความต่อเนื่องจะได้ว่า

$$\begin{aligned} \sum Q_{In} &= \sum Q_{Out} \\ Q &= Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \end{aligned} \quad \text{----- (2.10)}$$

หากพิจารณาการสูญเสียพลังงานระหว่างการเคลื่อนที่จากจุด A ไปจุด B ที่จุด A ของไหลก่อนที่จะแยกตัวออกไปคือของไหลในระบบเดียวกันจึงมีพลังต่อหนึ่งหน่วยน้ำหนักเท่ากัน และเมื่อของไหลแยกตัวออกไป แล้วกลับมารวมกันใหม่ ของไหลจึงกลับเข้าสู่ระบบเดียวกันใหม่อีกครั้ง พลังต่อหนึ่งหน่วยน้ำหนักก็จะกลับมาเท่ากันเช่นเดิม ดังนั้นระหว่างการเดินทาง ของไหลในแต่ละเส้นจะปรับสภาพการเคลื่อนที่ (ความเร็วในการเคลื่อนที่) เพื่อปรับสมดุลของการสูญเสียพลังงานในท่อแต่ละเส้นให้มีขนาดเท่ากัน

$$\Sigma h_{f1} + \Sigma h_{m1} = \Sigma h_{f2} + \Sigma h_{m2} = \dots = \Sigma h_{fi} + \Sigma h_{mi} = \dots = \Sigma h_{fn} + \Sigma h_{mn} \quad \text{----- (2.11)}$$

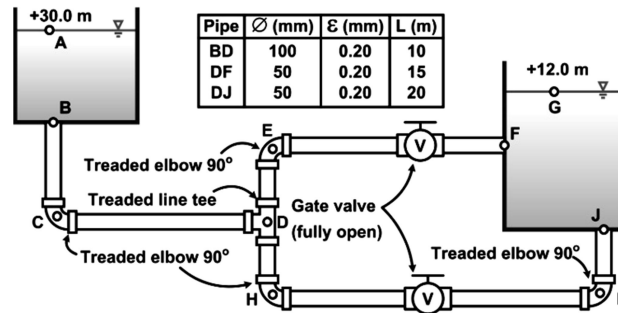


รูปที่ 2.4 ตัวอย่างการวิเคราะห์การไหลในระบบท่อแบบขนาน

รูปที่ 2.4 คือการยกตัวอย่างระบบท่อแบบขนาน ของไหลจะไหลจากถังใบที่ 1 ไปยังถังใบที่ 2 โดยของไหลสามารถเดินทางได้สามเส้นทางคือ เส้นทางแรก ABCDEFG เส้นทางที่สองคือ ABCDHIEFG และเส้นทางสุดท้ายคือ ABCJKLG ซึ่งทั้งสามเส้นทางเริ่มต้นจากจุดเดียวกัน และสิ้นสุดลงที่จุดเดียวกัน เมื่อพิจารณาพลังงานที่จุดเริ่มต้น (จุด A) ทั้งสามเส้นทางมีพลังงานเริ่มต้นเท่ากัน ส่วนที่จุดสิ้นสุด (จุด G) พลังงานที่เหลืออยู่ของทั้งสามเส้นทางก็เท่ากัน เช่นเดียวกัน ดังนั้นไม่ว่าของไหลจะเดินทางไปตามเส้นทางใด การสูญเสียพลังงานที่เกิดขึ้นระหว่างการเดินทางจะมีค่าเท่ากัน ฉะนั้นปัญหาของการไหลในท่อแบบขนานจึงอาศัยหลักของการสูญเสียพลังงานที่เท่ากันนี้เป็นหลักการในการวิเคราะห์ ดังนั้นหากพิจารณาสมการพลังงานของการไหลตามรูปที่ 2.4 จะได้ว่า

$$z_A - z_B = \Delta z = (\sum h_f + \sum h_m)_{BCDEF} = (\sum h_f + \sum h_m)_{BCDHIEF} = (\sum h_f + \sum h_m)_{BCJKL}$$

ตัวอย่างที่ 2.4 ระบบท่อขนานเชื่อมต่ออ่างเก็บน้ำสองแห่งลักษณะดังรูป ถ้าสภาพการไหลในท่อทั้งสามเส้นเป็นแบบ Fully rough flow (complete turbulent) จงหาอัตราการไหลในท่อทั้งสามเส้น



วิธีทำ พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุด A กับ G ของไหลสามารถเดินทางได้สองเส้นทางคือ ABCDEFG และ ABCDHIJG ดังนั้นจะได้ว่า

$$z_A + \frac{P_A}{\gamma_w} + \frac{V_A^2}{2g} = z_G + \frac{P_G}{\gamma_w} + \frac{V_G^2}{2g} + (\sum h_f + \sum h_m)_{BD} + (\sum h_f + \sum h_m)_{DF}$$

$$z_A - z_G = (\sum h_f + \sum h_m)_{BD} + (\sum h_f + \sum h_m)_{DF} \quad \text{----- (1)}$$

$$z_A + \frac{P_A}{\gamma_w} + \frac{V_A^2}{2g} = z_G + \frac{P_G}{\gamma_w} + \frac{V_G^2}{2g} + (\sum h_f + \sum h_m)_{BD} + (\sum h_f + \sum h_m)_{DJ}$$

$$z_A - z_G = (\sum h_f + \sum h_m)_{BD} + (\sum h_f + \sum h_m)_{DJ} \quad \text{----- (2)}$$

นำสมการที่ (1) ลบกับสมการที่ (2) จะได้

$$(\sum h_f + \sum h_m)_{DF} = (\sum h_f + \sum h_m)_{DJ} \quad \text{----- (3)}$$

นำสมการที่ (1) บวกกับสมการที่ (2) จะได้

$$2(z_A - z_G) = 2(\sum h_f + \sum h_m)_{BD} + (\sum h_f + \sum h_m)_{DF} + (\sum h_f + \sum h_m)_{DJ} \quad \text{----- (4)}$$

เนื่องจากสภาพการไหลเป็นแบบ Fully rough flow ค่า f จึงแปรผันกับ $\frac{\epsilon}{D}$ เพียงอย่างเดียว

$$\left(\frac{\epsilon}{D}\right)_{BD} = \frac{0.20}{100} = 0.002 \Rightarrow f_{BD} = 0.0235$$

$$\left(\frac{\epsilon}{D}\right)_{DF} = \left(\frac{\epsilon}{D}\right)_{DJ} = \frac{0.20}{50} = 0.004 \Rightarrow f_{DF} = f_{DJ} = 0.0285$$

$$(\sum h_f + \sum h_m)_{BD} = f_{BD} \frac{L_{BD}}{D_{BD}} \frac{V_{BD}^2}{2g} + (\sum k)_{DF} \frac{V_{BD}^2}{2g}$$

$$= \left((0.0235) \frac{(10)}{(0.10)} + (0.5 + 1.5) \right) \frac{V_{BD}^2}{2g}$$

$$= (4.35) \frac{V_{BD}^2}{2g}$$

$$\begin{aligned}
 (\Sigma h_f + \Sigma h_m)_{DF} &= f_{DF} \frac{L_{DF}}{D_{DF}} \frac{V_{DF}^2}{2g} + (\Sigma k)_{DF} \frac{V_{DF}^2}{2g} \\
 &= \left((0.0285) \frac{(15)}{(0.05)} + (0.9 + 1.5 + 0.39 + 1.0) \right) \frac{V_{DF}^2}{2g} \\
 &= (12.34) \frac{V_{DF}^2}{2g}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (\Sigma h_f + \Sigma h_m)_{DJ} &= f_{DJ} \frac{L_{DJ}}{D_{DJ}} \frac{V_{DJ}^2}{2g} + (\Sigma k)_{DJ} \frac{V_{DJ}^2}{2g} \\
 &= \left((0.0285) \frac{(20)}{(0.05)} + (0.9 + 1.5 + 0.39 + 1.5 + 1) \right) \frac{V_{DJ}^2}{2g} \\
 &= (16.69) \frac{V_{DJ}^2}{2g}
 \end{aligned}$$

แทนค่าในสมการที่ (3)

$$\begin{aligned}
 (9.84) \frac{V_{DF}^2}{2g} &= (16.69) \frac{V_{DJ}^2}{2g} \\
 V_{DF} &= (1.302) V_{DJ} \quad \text{----- (5)}
 \end{aligned}$$

แทนค่าในสมการที่ (4)

$$\begin{aligned}
 2(30 - 12) &= 2 \left((4.35) \frac{V_{BD}^2}{2g} \right) + \left((12.34) \frac{V_{DF}^2}{2g} \right) + \left((16.69) \frac{V_{DJ}^2}{2g} \right) \\
 36 &= \left((8.70) \frac{V_{BD}^2}{2g} \right) + \left((20.919) \frac{V_{DJ}^2}{2g} \right) + \left((16.69) \frac{V_{DJ}^2}{2g} \right) \\
 36 &= \left((8.70) \frac{V_{BD}^2}{2g} \right) + \left((37.609) \frac{V_{DJ}^2}{2g} \right) \quad \text{----- (6)}
 \end{aligned}$$

หากพิจารณาจากอัตราการไหล จะเห็นได้ว่า

$$\begin{aligned}
 Q_{BD} &= Q_{DF} + Q_{DJ} \\
 \left(\frac{\pi}{4} \times 0.1^2 \right) \cdot V_{BD} &= \left(\frac{\pi}{4} \times 0.05^2 \right) \cdot V_{DF} + \left(\frac{\pi}{4} \times 0.05^2 \right) \cdot V_{DJ} \\
 (4) V_{BD} &= V_{DF} + V_{DJ}
 \end{aligned}$$

จากสมการที่ (5)

$$\begin{aligned}
 (4) V_{BD} &= (1.302) V_{DJ} + V_{DJ} \\
 \therefore (1.738) V_{BD} &= V_{DJ} \quad \text{----- (7)}
 \end{aligned}$$

แทนค่าสมการที่ (7) ในสมการที่ (6)

$$36 = \left((8.70) \frac{V_{BD}^2}{2g} \right) + \left((37.609) \frac{(1.738 V_{BD})^2}{2g} \right)$$

$$36 = \left(8.70 + (37.609 \cdot 1.738^2) \right) \frac{V_{BD}^2}{2g}$$

$$V_{BD} = 2.403 \quad \text{m/s}$$

$$V_{DJ} = (1.738) 2.403 = 4.176 \quad \text{m/s}$$

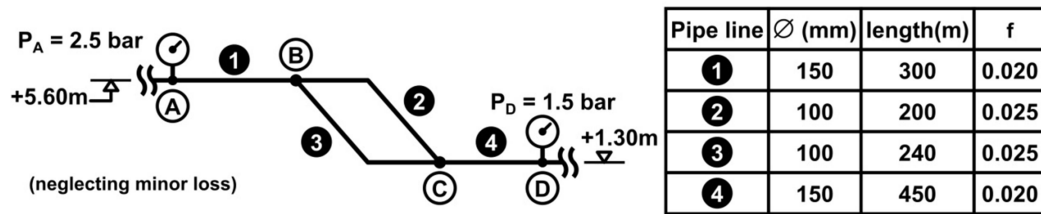
$$V_{DF} = (1.302) 4.176 = 5.438 \quad \text{m/s}$$

$$Q_{BD} = \left(\frac{\pi}{4} \times 0.10^2 \right) \cdot (2.403) = 0.01887 \quad \text{m}^3/\text{s} = 18.87 \quad \text{l/s}$$

$$Q_{DF} = \left(\frac{\pi}{4} \times 0.05^2 \right) \cdot (4.176) = 0.00820 \quad \text{m}^3/\text{s} = 8.20 \quad \text{l/s}$$

$$Q_{DJ} = \left(\frac{\pi}{4} \times 0.05^2 \right) \cdot (5.438) = 0.01067 \quad \text{m}^3/\text{s} = 10.67 \quad \text{l/s} \quad \underline{\text{Ans}}$$

ตัวอย่างที่ 2.5 ระบบท่อเชื่อมต่อกันลักษณะดังรูป ถ้าสภาพการไหลในท่อทั้งสามเส้นเป็นแบบ Fully rough flow (complete turbulent) คุณสมบัติต่างๆ ของท่อแสดงดังตาราง ที่จุด A และ D มาวัดวัดความดันเกจอ่านค่าได้ 2.5 bar และ 1.5 bar ตามลำดับ จงหาอัตราการไหลในท่อทั้งสี่เส้น (ไม่คิดการสูญเสียพลังงานรอง)



วิธีทำ พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุด A กับ D ของไหลสามารถเดินทางได้สองเส้นทางคือ ผ่านท่อเส้นที่ 1-2-4 และ 1-3-4 ดังนั้นจะได้ว่า

$$z_A + \frac{P_A}{\gamma_w} + \frac{V_A^2}{2g} = z_D + \frac{P_D}{\gamma_w} + \frac{V_D^2}{2g} + (\sum h_f + \sum h_m)$$

$$z_A + \frac{P_A}{\gamma_w} + \frac{V_A^2}{2g} = z_D + \frac{P_D}{\gamma_w} + \frac{V_D^2}{2g} + \sum h_f \quad \text{----- (1)}$$

จากสมการความต่อเนื่องจะได้ว่า $Q_1 = Q_2 + Q_3 = Q_4$

$$\rightarrow \frac{\pi}{4} D_1^2 V_1 = \frac{\pi}{4} D_2^2 V_2 + \frac{\pi}{4} D_3^2 V_3 \quad \text{----- (2)}$$

$$\rightarrow \frac{\pi}{4} D_1^2 V_1 = \frac{\pi}{4} D_2^2 V_2 + \frac{\pi}{4} D_3^2 V_3$$

$$(0.15)^2 V_1 = (0.10)^2 V_2 + (0.10)^2 V_3$$

$$2.25 V_1 = V_2 + V_3 \quad \text{----- (3)}$$

พิจารณาเส้นทาง 1-2-4

$$\sum h_{f_{1-2-4}} = f_1 \frac{L_1}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} + f_2 \frac{L_2}{D_2} \frac{V_2^2}{2g} + f_4 \frac{L_4}{D_4} \frac{V_4^2}{2g}$$

$$= 0.020 \frac{300}{0.15} \frac{V_1^2}{2g} + 0.025 \frac{200}{0.10} \frac{V_2^2}{2g} + 0.020 \frac{450}{0.15} \frac{V_4^2}{2g}$$

$$\sum h_{f_{1-2-4}} = \frac{1}{2g} (40V_1^2 + 50V_2^2 + 60V_4^2) \quad \text{----- (4)}$$

แทนค่า (2) และ (4) ใน (1)

$$z_A + \frac{P_A}{\gamma_w} + \frac{V_A^2}{2g} = z_D + \frac{P_D}{\gamma_w} + \frac{V_D^2}{2g} + \sum h_{f_{1-2-4}}$$

$$5.60 + \frac{2.5\text{bar}}{\gamma_w} + \frac{V_1^2}{2g} = 1.30 + \frac{1.5\text{bar}}{\gamma_w} + \frac{V_4^2}{2g} + \frac{1}{2g} (40V_1^2 + 50V_2^2 + 60V_4^2)$$

$$284.366 = \frac{1}{2g} (40V_1^2 + 50V_2^2 + 60V_4^2)$$

$$284.366 = \frac{1}{2g} (100V_1^2 + 50V_2^2) \quad \text{----- (5)}$$

พิจารณาเส้นทาง 1-3-4

$$\begin{aligned}\sum h_{f_{1-3-4}} &= f_1 \frac{L_1}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} + f_3 \frac{L_3}{D_3} \frac{V_3^2}{2g} + f_4 \frac{L_4}{D_4} \frac{V_4^2}{2g} \\ &= 0.020 \frac{300}{0.15} \frac{V_1^2}{2g} + 0.025 \frac{240}{0.10} \frac{V_2^2}{2g} + 0.020 \frac{450}{0.15} \frac{V_4^2}{2g} \\ \sum h_{f_{1-3-4}} &= \frac{1}{2g} (40V_1^2 + 60V_2^2 + 60V_4^2) \quad \text{----- (6)}\end{aligned}$$

แทนค่า (2) และ (6) ใน (1)

$$\begin{aligned}z_A + \frac{P_A}{\gamma_w} + \frac{V_A^2}{2g} &= z_D + \frac{P_D}{\gamma_w} + \frac{V_D^2}{2g} + \sum h_{f_{1-3-4}} \\ 5.60 + \frac{2.5\text{bar}}{\gamma_w} + \frac{V_1^2}{2g} &= 1.30 + \frac{1.5\text{bar}}{\gamma_w} + \frac{V_4^2}{2g} + \frac{1}{2g} (40V_1^2 + 60V_3^2 + 60V_4^2) \\ 284.366 &= \frac{1}{2g} (40V_1^2 + 60V_3^2 + 60V_4^2) \\ 284.366 &= \frac{1}{2g} (100V_1^2 + 60V_3^2) \quad \text{----- (7)}\end{aligned}$$

นำสมการ (5) - (7) จะได้

$$\begin{aligned}60V_3^2 &= 50V_2^2 \\ V_2 &= \sqrt{1.2} \cdot V_3 \quad \text{----- (8)}\end{aligned}$$

จากสมการที่ (7)

$$V_1^2 = \frac{284.366 - 60V_3^2}{100} \quad \text{----- (9)}$$

นำสมการ (3)²

$$5.0625V_1^2 = V_2^2 + 2V_2V_3 + V_3^2 \quad \text{----- (10)}$$

แทนค่า (8) และ (9) ใน (10)

$$5.0625 \left(\frac{284.366 - 60V_3^2}{100} \right) = 1.2V_3^2 + 2\sqrt{1.2}V_3^2 + V_3^2$$

แก้สมการจะได้ $V_3^2 = 1.392 \text{ m}^2/\text{s} \rightarrow V_2 = \sqrt{1.2} \cdot V_3 \Rightarrow V_2 = 1.525 \text{ m/s}$

$$V_1 = V_4 = \frac{V_2 + V_3}{2.25} = 1.296 \text{ m/s}$$

$$Q_1 = Q_4 = \frac{\pi}{4} (0.15)^2 (1.296) = 0.0229 \text{ m}^3/\text{s} = 22.9 \text{ l/s}$$

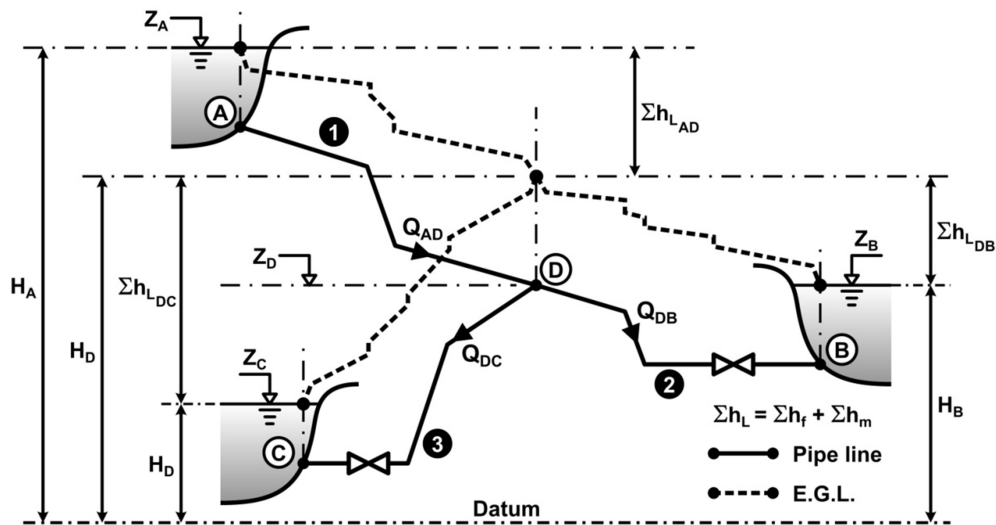
$$Q_2 = \frac{\pi}{4} (0.10)^2 (1.525) = 0.0120 \text{ m}^3/\text{s} = 12.0 \text{ l/s}$$

$$Q_3 = \frac{\pi}{4} (0.10)^2 (1.392) = 0.0109 \text{ m}^3/\text{s} = 10.9 \text{ l/s}$$

Ans

2.3) การต่อท่อแบบแขนง (Branching Pipes)

การต่อท่อแบบแขนง คือการต่อท่อหลายๆ เส้น แยกออกจากจุดใดจุดหนึ่ง โดยที่ปลายท่อแต่ละเส้นจะไม่กลับมาบรรจบที่เดียวกัน ดังตัวอย่างรูปที่ 12 เป็นการต่อท่อแบบแขนงของท่อ 3 เส้น ซึ่งมีหลักในการวิเคราะห์คือ ยู่ที่ว่า ของเหลวจะเคลื่อนที่จากจุดที่มีพลังงานมากกว่า ไปยังจุดที่มีพลังงานน้อยกว่าเสมอ ดังนั้นเมื่อพิจารณาจากรูป จุด A มีพลังงานมากที่สุด ดังนั้น ของเหลวจะไหลจากจุด A ไปตามท่อเส้นที่ 1 ไปยังจุด D และที่จุด D นี้ หากระดับพลังงานมากกว่าที่จุด B หรือ C การไหลจะแยกออกสองทาง โดยจะไหลจากจุด D ไปยังจุด B ผ่านท่อเส้นที่ 2 และไหลจากจุด D ไปยังจุด C ผ่านท่อเส้นที่ 3 ตามลำดับ แต่หากระดับพลังงานที่จุด D ต่ำกว่าระดับพลังงานที่จุด B ของเหลวก็จะไหลจากจุด B ไปยังจุด D ผ่านท่อเส้นที่ 2 ไปรวมกับของเหลวที่ไหลมาจากท่อเส้นที่ 1 และไหลต่อไปยังจุด C ผ่านท่อเส้นที่ 3



รูปที่ 2.5 การต่อท่อแบบแขนง (Branching Pipes) กับอ่างเก็บน้ำ 3 อ่าง

พิจารณาการสูญเสียพลังงานในท่อเส้นใดๆ

$$\begin{aligned}
 \sum h_{L_i} &= \sum h_{f_j} + \sum h_{m_j} \\
 &= \sum_{j=1}^m \left(f_j \frac{L_j}{D_j} \cdot \frac{V_j^2}{2g} \right) + \sum_{j=1}^m \left(\sum_{k=1}^p k_k \cdot \frac{V_j^2}{2g} \right) \\
 &= \sum_{j=1}^m \left(\frac{8 \cdot f_j \cdot L_j \cdot Q_i^2}{g \cdot \pi^2 \cdot D_j^5} \right) + \sum_{j=1}^m \left(\frac{8 \sum_{k=1}^p k_k Q_i^2}{g \cdot \pi^2 \cdot D_j^4} \right) = \\
 \sum h_{L_i} &= \frac{8}{g \pi^2} \cdot \sum_{j=1}^m \left(\frac{f_j \cdot L_j}{D_j^5} + \frac{\sum_{k=1}^p k_k}{D_j^4} \right) \cdot Q_i^2 \quad \text{----- (2.12)}
 \end{aligned}$$

ถ้ากำหนดให้

$$G_i = \frac{8}{g\pi^2} \cdot \sum_{j=1}^m \left(\underbrace{\frac{f_j \cdot L_j}{D_j^5}}_{\text{Major Loss}} + \underbrace{\frac{\sum_{l=1}^p k_l}{D_j^4}}_{\text{Minor Loss}} \right) \quad \text{----- (2.13)}$$

เมื่อ i คือท่อเส้นทางใดๆ j คือจำนวนท่อที่เชื่อมต่อแบบอนุกรมบนเส้นทาง i และ l คือจำนวนอุปกรณ์ประกอบ หรือตำแหน่งที่ทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานรอง

ในกรณีที่ท่อแต่ละเส้น (เส้นที่ i ใดๆ) มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากันตลอดทั้งเส้น

$$G_i = \frac{8f_j \cdot L_j}{g\pi^2 D_j^5} + \frac{8f_j \sum k}{g\pi^2 D_j^4} \quad \text{----- (2.14)}$$

Major Loss Minor Loss

แทนค่าสมการ (2.13) หรือ (2.14) ในสมการ (2.12)

$$\sum h_{L_i} = G_i Q_i^2$$

$$Q_i = \sqrt{\frac{\sum h_{L_i}}{G_i}} \quad \text{----- (2.15)}$$

หากกำหนดให้จุดที่ท่อมารวมกัน (จุด D) ให้เป็นปริมาตรควบคุม เมื่อวิเคราะห์ด้วยสมการความต่อเนื่อง จะได้ว่า

$$\sum Q_{D_{in}} = \sum Q_{D_{out}} \quad \text{----- (2.16)}$$

2.3.1) การวิเคราะห์ท่อแขนงเชื่อมต่ออ่างเก็บ

ในกรณีนี้จะเป็นการวิเคราะห์ท่อแขนงที่เชื่อมต่อกับอ่างเก็บน้ำ 3 อ่าง (ดังรูปที่ 2.5)

$$\text{จากรูปที่ 2.5 กำหนดให้} \quad H_i = Z_i + \frac{P_i}{\gamma} + \frac{V_i^2}{2g} \quad \text{----- (2.17)}$$

เมื่อพิจารณาสมการพลังงานของการไหลจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่ง จะได้ว่า

$$\begin{aligned} Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} &= Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_L \\ H_1 &= H_2 + \sum h_L \end{aligned} \quad \text{----- (2.18)}$$

ซึ่งสามารถสร้างระเบียบวิธีในการคำนวณได้ดังนี้

- 1) เมื่อพิจารณาระดับเฮดพลังงานรวมที่ปลายท่อทางเข้า และทางออก ของท่อแต่ละเส้น จะมีค่าเท่ากับระดับน้ำในอ่างเก็บน้ำ ดังนั้น

$$H_i = Z_i \quad (\text{ในกรณีตัวอย่างนี้ทราบค่า } Z_A, Z_B \text{ และ } Z_C)$$

- 2) คำนวณค่า G_i ของท่อแต่ละเส้น โดยใช้สมการที่ (2.13) หรือ (2.14) (G_{AD} , G_{DB} และ G_{DC})
- 3) สมมุติค่าระดับของเฮดพลังงานรวมที่จุดที่ปลายท่อแต่ละเส้นมาเชื่อมต่อกัน (สมมุติค่า H_D)
- 4) หาค่าการสูญเสียพลังงานในท่อแต่ละเส้น โดยคำนวณค่าผลต่างของเฮดพลังงานระหว่างทางเข้าและทางออก (จุด A, B และ C) กับจุดที่ท่อมาเชื่อมต่อกัน (จุด D)

$$\text{หาค่า } \sum h_{L_{DB}} \quad \sum h_{L_{AD}} = H_A - H_D$$

$$\text{หาค่า } \sum h_{L_{DB}} \quad \text{ถ้า } H_D > H_B \text{ (ไหลจาก D ไป B)} \quad \sum h_{L_{DB}} = H_D - H_B$$

$$\text{ถ้า } H_D < H_B \text{ (ไหลจาก B ไป D)} \quad \sum h_{L_{DB}} = H_B - H_D$$

$$\text{หาค่า } \sum h_{L_{DC}} \quad \text{ถ้า } H_D > H_C \text{ (ไหลจาก D ไป C)} \quad \sum h_{L_{DC}} = H_D - H_C$$

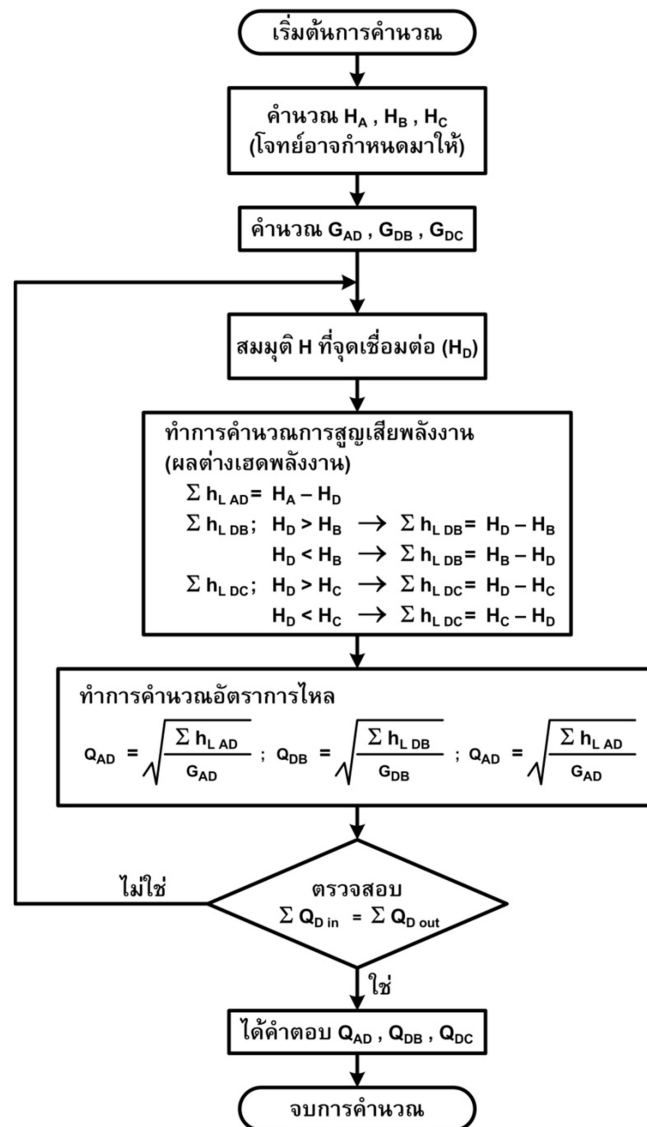
$$\text{ถ้า } H_D < H_C \text{ (ไหลจาก C ไป D)} \quad \sum h_{L_{DC}} = H_C - H_D$$

(ถ้าระดับเฮดพลังงานรวมระหว่างจุดสองจุดเท่ากันน้ำจะไม่ไหล)

- 5) คำนวณอัตราการไหลในท่อแต่ละเส้นจากสมการที่ (2.15)

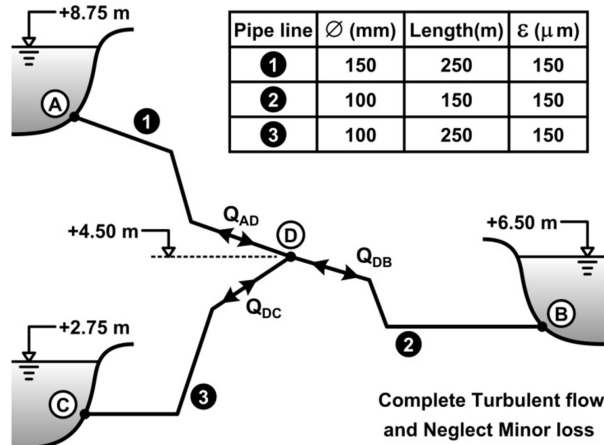
$$Q_{AD} = \sqrt{\frac{\sum h_{L_{AD}}}{G_{AD}}} ; Q_{DB} = \sqrt{\frac{\sum h_{L_{DB}}}{G_{DB}}} ; Q_{DC} = \sqrt{\frac{\sum h_{L_{DC}}}{G_{DC}}}$$

- 6) ตรวจสอบผลรวมของอัตราการไหลผ่านจุดเชื่อมต่อ หากไม่สอดคล้องกับสมการที่ (2.16) ต้องสมมุติค่าระดับเฮดพลังงานที่จุดเชื่อมต่อใหม่ และทำการคำนวณซ้ำ จนกว่าจะได้ผลที่สอดคล้องกับสมการที่ (2.16)



รูปที่ 2.6 ขั้นตอนการวิเคราะห์ระบบท่อแบบขนาน

ตัวอย่างที่ 2.6 ระบบท่อเชื่อมต่อกับเก็บน้ำสามแห่งลักษณะดังรูป ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ความยาว และค่าความหยาบผิวของวัสดุที่ใช้ทำท่อ แสดงดังตาราง ถ้าสภาพการไหลในท่อทั้งสามเส้นเป็นแบบ complete turbulent และไม่คิดการสูญเสียพลังงานรอง จงหาอัตราการไหลในท่อทั้งสามเส้น



วิธีทำ - พิจารณาเฮดพลังงานที่จุด A B และ C

$$H_A = Z_A = 8.75 \text{ m} ; H_B = Z_B = 6.50 \text{ m} ; H_C = Z_C = 2.75 \text{ m}$$

- คำนวณ G_A G_B และ G_C

$$G_i = \frac{8f_i \cdot L_i}{g\pi^2 D_i^5}$$

$$\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)_{AD} = \frac{0.15}{150} = 0.001 \rightarrow f = 0.0196 \rightarrow G_{AD} = \frac{8f_{AD} \cdot L_{AD}}{g\pi^2 D_{AD}^5} = \frac{8(0.0196)(250)}{g\pi^2 (0.15^5)} = 5331.64$$

$$\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)_{DB} = \frac{0.15}{100} = 0.0015 \rightarrow f = 0.0217 \rightarrow G_{DB} = \frac{8f_{DB} \cdot L_{DB}}{g\pi^2 D_{DB}^5} = \frac{8(0.0217)(150)}{g\pi^2 (0.10^5)} = 26895.04$$

$$\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)_{DC} = \frac{0.15}{100} = 0.0015 \rightarrow f = 0.0217 \rightarrow G_{DC} = \frac{8f_{DC} \cdot L_{DC}}{g\pi^2 D_{DC}^5} = \frac{8(0.0217)(250)}{g\pi^2 (0.10^5)} = 44825.07$$

- สมมติค่าระดับเฮดพลังงานที่จุด D $\rightarrow H_D = 6.50 \text{ m}$

$$\sum h_{L AD} = H_A - H_D = 8.75 - 6.50 = 2.25 \text{ m} \quad (\text{ไหลจาก A} \rightarrow \text{D})$$

$$\sum h_{L DB} = H_D - H_B = 6.50 - 6.50 = 0.00 \text{ m} \quad (\text{ไม่ไหล})$$

$$\sum h_{L DC} = H_D - H_C = 6.50 - 2.75 = 3.75 \text{ m} \quad (\text{ไหลจาก D} \rightarrow \text{C})$$

- คำนวณค่าอัตราการไหล $Q_i = \sqrt{\frac{\sum h_{L_i}}{G_i}}$

$$Q_{AD} = \sqrt{\frac{2.25}{533.164}} = 0.021 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$Q_{DB} = \sqrt{\frac{0}{26895.04}} = 0 \text{ m}^3 / \text{s} ; Q_{DC} = \sqrt{\frac{3.75}{44825.07}} = 0.009 \text{ m}^3 / \text{s}$$

- คำนวณค่าอัตราการไหลที่จุด D $\sum Q_{inD} = \sum Q_{outD}$
 $0.021 \neq 0.000 + 0.009$ สมมติค่า H_D ใหม่

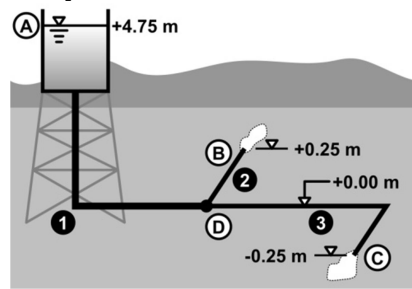
- สมมติค่าระดับไฮดรอลิกที่จุด D $\rightarrow H_D = 7.40 \text{ m}$
 $\sum h_{LAD} = H_A - H_D = 8.75 - 7.40 = 1.35 \text{ m}$ (ไหลจาก A $\rightarrow$ D)
 $\sum h_{LDB} = H_D - H_B = 7.40 - 6.50 = 0.90 \text{ m}$ (ไหลจาก D $\rightarrow$ B)
 $\sum h_{LDC} = H_D - H_C = 7.40 - 2.75 = 4.65 \text{ m}$ (ไหลจาก D $\rightarrow$ C)

- คำนวณค่าอัตราการไหล $Q_i = \sqrt{\frac{\sum h_{L_i}}{G_i}}$
 $Q_{AD} = \sqrt{\frac{1.35}{533.164}} = 0.016 \text{ m}^3 / \text{s}$
 $Q_{DB} = \sqrt{\frac{0.90}{26895.04}} = 0.006 \text{ m}^3 / \text{s}$; $Q_{DC} = \sqrt{\frac{4.65}{44825.07}} = 0.010 \text{ m}^3 / \text{s}$

- คำนวณค่าอัตราการไหลที่จุด D $\sum Q_{inD} = \sum Q_{outD}$
 $0.016 = 0.006 + 0.010$

$\therefore \Rightarrow Q_{AD} = 0.016 \text{ m}^3 / \text{s}$; $Q_{DB} = 0.006 \text{ m}^3 / \text{s}$; $Q_{DC} = 0.010 \text{ m}^3 / \text{s}$ Ans

ตัวอย่างที่ 2.7 แปลงเกษตรกรรมแห่งหนึ่ง ทำการให้น้ำแก่พืชด้วยระบบการให้น้ำทางผิวดิน โดยการปล่อยน้ำผ่านปลายท่อ B และ C ลงสู่ผิวดินโดยตรง ลักษณะดังรูป ถ้าสมมติให้สภาพการไหลในท่อทั้งสามเส้นเป็นแบบ complete turbulent และไม่คิดการสูญเสียพลังงานรอง จงหาอัตราการไหลในท่อทั้งสามเส้น (คุณสมบัติของท่อกำหนดดังตาราง)



Pipe line	Ø (mm)	Length(m)	f
1	150	150	0.020
2	100	200	0.025
3	100	300	0.025

(neglecting minor loss)

วิธีทำ - พิจารณาเฮดพลังงานที่จุด A B และ C

$$H_A = Z_A = 4.75 \text{ m} \quad H_B = Z_B + \frac{V_B^2}{2g} = 0.25 + \frac{V_B^2}{2g} \quad H_C = Z_C + \frac{V_C^2}{2g} = -0.25 + \frac{V_C^2}{2g}$$

- คำนวณ G_A , G_B และ G_C $G_i = \frac{8f_i \cdot L_i}{g\pi^2 D_i^5}$

$$G_1 = \frac{8f_1 \cdot L_1}{g\pi^2 D_1^5} = \frac{8(0.020)(150)}{g\pi^2 (0.15^5)} = 3264.27$$

$$G_2 = \frac{8f_2 \cdot L_2}{g\pi^2 D_2^5} = \frac{8(0.025)(200)}{g\pi^2 (0.10^5)} = 41313.43$$

$$G_3 = \frac{8f_3 \cdot L_3}{g\pi^2 D_3^5} = \frac{8(0.025)(300)}{g\pi^2 (0.10^5)} = 61970.14$$

- สมมติ $H_D = 1.00 \text{ m}$

$$\sum h_{L1} = H_A - H_D = 4.75 - 1.00 = 3.75 \text{ m} \quad \rightarrow Q_1 = \sqrt{\frac{\sum h_{L1}}{G_1}} = \sqrt{\frac{3.75}{3264.27}} = 0.0339 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\sum h_{L2} = H_D - H_B = H_D - Z_B + \frac{V_B^2}{2g} = 1.00 - 0.25 + \frac{V_B^2}{2g} \quad \text{เนื่องจาก } \sum h_{L_i} = G_i Q_i^2$$

$$G_2 Q_2^2 = 0.75 + \frac{V_2^2}{2g} = 0.75 + \frac{8Q_2^2}{g\pi^2 D_2^4}$$

$$41313.43 Q_2^2 = 0.75 + \frac{8Q_2^2}{g\pi^2 (0.10)^4} \quad \text{แก้สมการจะได้} \quad Q_2 = 0.0042 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\sum h_{L3} = H_D - H_C = H_D - Z_C + \frac{V_C^2}{2g} = 1.00 - (-0.25) + \frac{V_C^2}{2g}$$

$$G_3 Q_3^2 = 1.25 + \frac{V_3^2}{2g} = 1.25 + \frac{8Q_3^2}{g\pi^2 D_3^4}$$

$$61970.14 Q_3^2 = 1.25 + \frac{8Q_3^2}{g\pi^2 (0.10)^4} \quad \text{แก้สมการจะได้} \quad Q_3 = 0.0045 \text{ m}^3/\text{s}$$

- ตรวจสอบอัตราการไหลที่จุด D $\rightarrow Q_1 > Q_2 + Q_3$

- สมมุติ $H_D = 4.00 \text{ m}$

$$\sum h_{L1} = H_A - H_D = 4.75 - 4.00 = 0.75 \text{ m} \rightarrow Q_1 = \sqrt{\frac{\sum h_{L1}}{G_1}} = \sqrt{\frac{0.75}{3264.27}} = 0.0152 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\sum h_{L2} = H_D - H_B = H_D - Z_B + \frac{V_B^2}{2g} = 4.00 - 0.25 + \frac{V_B^2}{2g}$$

$$G_2 Q_2^2 = 3.75 + \frac{V_2^2}{2g} = 3.75 + \frac{8Q_2^2}{g\pi^2 D_2^4}$$

$$41313.43Q_2^2 = 3.75 + \frac{8Q_2^2}{g\pi^2 (0.10)^4} \quad \text{แก้สมการจะได้} \quad Q_2 = 0.0094 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\sum h_{L3} = H_D - H_C = H_D - Z_C + \frac{V_C^2}{2g} = 4.00 - (-0.25) + \frac{V_C^2}{2g}$$

$$G_3 Q_3^2 = 4.25 + \frac{V_3^2}{2g} = 4.25 + \frac{8Q_3^2}{g\pi^2 D_3^4}$$

$$61970.14Q_3^2 = 4.25 + \frac{8Q_3^2}{g\pi^2 (0.10)^4} \quad \text{แก้สมการจะได้} \quad Q_3 = 0.0082 \text{ m}^3/\text{s}$$

- ตรวจสอบอัตราการไหลที่จุด D $\rightarrow Q_1 < Q_2 + Q_3$

- สมมุติ $H_D = 3.785 \text{ m}$

$$\sum h_{L1} = H_A - H_D = 4.75 - 3.785 = 0.965 \text{ m} \rightarrow Q_1 = \sqrt{\frac{\sum h_{L1}}{G_1}} = \sqrt{\frac{0.965}{3264.27}} = 0.0172 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\sum h_{L2} = H_D - H_B = H_D - Z_B + \frac{V_B^2}{2g} = 3.785 - 0.25 + \frac{V_B^2}{2g} \Rightarrow G_2 Q_2^2 = 3.535 + \frac{8Q_2^2}{g\pi^2 D_2^4}$$

$$41313.43Q_2^2 = 3.535 + \frac{8Q_2^2}{g\pi^2 (0.10)^4} \quad \text{แก้สมการจะได้} \quad Q_2 = 0.0092 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\sum h_{L3} = H_D - H_C = H_D - Z_C + \frac{V_C^2}{2g} = 3.785 - (-0.25) + \frac{V_C^2}{2g} \Rightarrow G_3 Q_3^2 = 4.035 + \frac{8Q_3^2}{g\pi^2 D_3^4}$$

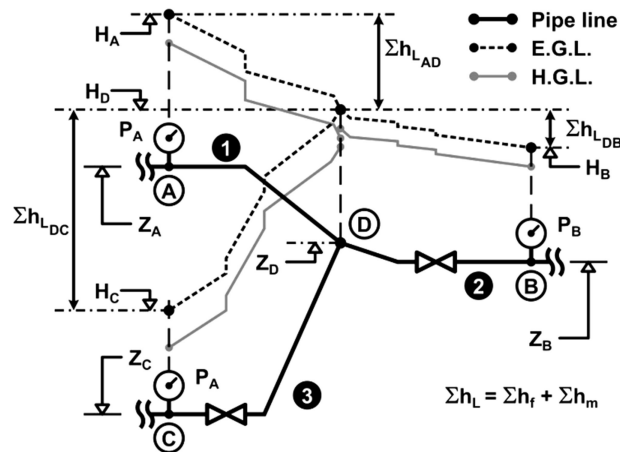
$$61970.14Q_3^2 = 4.035 + \frac{8Q_3^2}{g\pi^2 (0.10)^4} \quad \text{แก้สมการจะได้} \quad Q_3 = 0.0080 \text{ m}^3/\text{s}$$

- ตรวจสอบอัตราการไหลที่จุด D $\rightarrow Q_1 \cong Q_2 + Q_3$

$$\therefore Q_1 = 0.0172 \text{ m}^3/\text{s} \quad Q_2 = 0.0092 \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{และ} \quad Q_3 = 0.0080 \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{Ans}$$

2.3.2) การวิเคราะห์ท่อแขนงที่ไม่ได้เชื่อมต่อกับอ่าง

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงการคำนวณการไหลในท่อแขนง 3 ทาง ซึ่งทราบค่าความดันที่ปลายทางเข้าออกตั้งรูปที่ 2.6 และท่อแต่ละเส้น มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากันตลอดทั้งเส้น



รูปที่ 2.6 การต่อท่อแบบแขนง (Branching Pipes) แยก 3 ทาง

จากรูปหากพิจารณาสมการพลังงานของการไหลจากจุดใดๆ ไปยังจุดเชื่อมต่อ จะได้ว่า

$$Z_i + \frac{P_i}{\gamma} + \frac{V_i^2}{2g} = Z_D + \frac{P_D}{\gamma} + \frac{V_D^2}{2g} + \sum h_L$$

กำหนดให้ $H_D = Z_D + \frac{P_D}{\gamma} + \frac{V_D^2}{2g}$ แทนในสมการพลังงาน

$$Z_i + \frac{P_i}{\gamma} - H_D = \sum h_L - \frac{V_i^2}{2g}$$

$$Z_i + \frac{P_i}{\gamma} - H_D = G_{iD} Q_{iD}^2 - \frac{8Q_{iD}^2}{g\pi^2 D_{iD}^4}$$

$$Q_{iD} = \sqrt{\frac{Z_i + \frac{P_i}{\gamma} - H_D}{G_{iD} - \frac{8}{g\pi^2 D_{iD}^4}}} \quad \text{----- (2.19)}$$

ในทางตรงกันข้ามจากรูปหากพิจารณาสมการพลังงานของการไหลจากจุดเชื่อมต่อ ไปยังจุดใดๆ จะได้ว่า

$$Z_D + \frac{P_D}{\gamma} + \frac{V_D^2}{2g} = Z_i + \frac{P_i}{\gamma} + \frac{V_i^2}{2g} + \sum h_L$$

$$\begin{aligned}
 H_D - Z_i - \frac{P_i}{\gamma} &= \sum h_L + \frac{V_i^2}{2g} \\
 H_D - Z_i - \frac{P_i}{\gamma} &= G_{Di} Q_{Di}^2 + \frac{8Q_{Di}^2}{g\pi^2 D_{Di}^4} \\
 Q_{iD} &= \sqrt{\frac{H_D - \left(Z_i + \frac{P_i}{\gamma} \right)}{G_{iD} + \frac{8}{g\pi^2 D_{Di}^4}}} \quad \text{----- (2.20)}
 \end{aligned}$$

ซึ่งสามารถสร้างระเบียบวิธีในการคำนวณได้ดังนี้

- 1) พิจารณาระดับไฮดรอลิก และเฮดความดัน ที่ปลายท่อทางเข้า และทางออก ของท่อแต่ละเส้น
- 2) คำนวณค่า G_i ของท่อแต่ละเส้น โดยใช้สมการที่ (2.13) หรือ (2.14) (G_{AD} , G_{DB} และ G_{DC})
- 3) สมมุติค่าระดับของเฮดพลังงานรวมที่จุดที่ปลายท่อแต่ละเส้นมาเชื่อมต่อกัน (สมมุติค่า H_D)
- 4) คำนวณอัตราการไหลในท่อแต่ละเส้นจากสมการที่ (2.19) และ (2.20) โดยผลที่ได้จะสัมพันธ์กับทิศทางการไหลดังนี้

$$\begin{aligned}
 - \text{ ถ้า } \sqrt{\frac{Z_A + \frac{P_A}{\gamma} - H_D}{G_{AD} - \frac{8}{g\pi^2 D_{AD}^4}}} \quad \text{หาค่าได้ น้ำจะไหลจาก A ไป D} \quad Q_{AD} &= \sqrt{\frac{\left(Z_A + \frac{P_A}{\gamma} \right) - H_D}{G_{AD} - \frac{8}{g\pi^2 D_{AD}^4}}}
 \end{aligned}$$

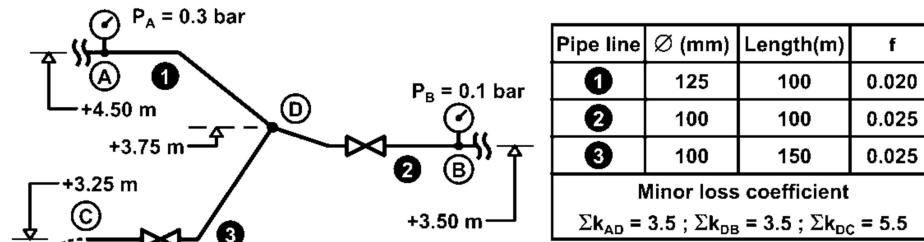
$$\begin{aligned}
 \text{แต่ถ้าหาค่าไม่ได้ น้ำจะไหลจาก D ไป A} \quad Q_{DA} &= \sqrt{\frac{H_D - \left(Z_A + \frac{P_A}{\gamma} \right)}{G_{AD} + \frac{8}{g\pi^2 D_{AD}^4}}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 - \text{ ถ้า } \sqrt{\frac{Z_B + \frac{P_B}{\gamma} - H_D}{G_{BD} - \frac{8}{g\pi^2 D_{BD}^4}}} \quad \text{หาค่าได้ น้ำจะไหลจาก B ไป D} \quad Q_{BD} &= \sqrt{\frac{\left(Z_B + \frac{P_B}{\gamma} \right) - H_D}{G_{BD} - \frac{8}{g\pi^2 D_{BD}^4}}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{แต่ถ้าหาค่าไม่ได้ น้ำจะไหลจาก D ไป B} \quad Q_{DB} &= \sqrt{\frac{H_D - \left(Z_B + \frac{P_B}{\gamma} \right)}{G_{BD} + \frac{8}{g\pi^2 D_{BD}^4}}}
 \end{aligned}$$

- 6) ตรวจสอบผลรวมของอัตราการไหลผ่านจุดเชื่อมต่อ หากไม่สอดคล้องกับสมการที่ (2.16) ต้องสมมุติค่าระดับเฮดพลังงานที่จุดเชื่อมต่อใหม่ และทำการคำนวณซ้ำ จนกว่าจะได้ผลที่สอดคล้องกับสมการที่ (2.16)

ตัวอย่างที่ 2.8 ระบบท่อเชื่อมต่อจุดสามจุดลักษณะดังรูป ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ความยาว ค่า friction factor และ minor loss coefficient แสดงดังตาราง ที่จุด A อ่านค่ามาตรวัดความดันเกจได้ 2.5 bar ที่จุด B อ่านค่ามาตรวัดความดันเกจได้ 1.5 bar ที่จุด C ปลายท่อเปิดออกสู่อากาศ จงหาอัตราการไหลในท่อทั้งสามเส้น



วิธีทำ

- คำนวณ G_A , G_B และ G_C

$$G_i = \frac{8}{g\pi^2} \cdot \left(\frac{f_j \cdot L_j}{D_j^5} + \frac{\Sigma k}{D_j^4} \right)$$

$$G_1 = \frac{8}{g\pi^2} \cdot \left(\frac{f_1 \cdot L_1}{D_1^5} + \frac{\Sigma k_1}{D_1^4} \right) = \frac{8}{g\pi^2} \cdot \left(\frac{(0.020)(100)}{(0.125)^5} + \frac{(3.5)}{(0.125)^4} \right) = 6599.57$$

$$G_2 = \frac{8}{g\pi^2} \cdot \left(\frac{f_2 \cdot L_2}{D_2^5} + \frac{\Sigma k_2}{D_2^4} \right) = \frac{8}{g\pi^2} \cdot \left(\frac{(0.025)(100)}{(0.100)^5} + \frac{(3.5)}{(0.100)^4} \right) = 23548.65$$

$$G_3 = \frac{8}{g\pi^2} \cdot \left(\frac{f_3 \cdot L_3}{D_3^5} + \frac{\Sigma k_3}{D_3^4} \right) = \frac{8}{g\pi^2} \cdot \left(\frac{(0.025)(150)}{(0.100)^5} + \frac{(5.5)}{(0.100)^4} \right) = 35529.55$$

- สมมติ $H_D = 1.000$ m

$$Q_1 = \sqrt{\frac{\left(Z_A + \frac{P_A}{\gamma} \right) - H_D}{G_1 - \frac{8}{g\pi^2 D_1^4}}} = \sqrt{\frac{\left(4.500 + \frac{0.3 \text{ bar}}{\gamma} \right) - 1.000}{6599.57 - \frac{8}{g\pi^2 (0.125)^4}}} = 0.0323 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (A} \rightarrow \text{D)}$$

$$Q_2 = \sqrt{\frac{\left(Z_B + \frac{P_B}{\gamma} \right) - H_D}{G_2 - \frac{8}{g\pi^2 D_2^4}}} = \sqrt{\frac{\left(3.500 + \frac{0.1 \text{ bar}}{\gamma} \right) - 1.000}{23548.65 - \frac{8}{g\pi^2 (0.100)^4}}} = 0.0124 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (B} \rightarrow \text{D)}$$

$$Q_3 = \sqrt{\frac{\left(Z_C + \frac{P_C}{\gamma} \right) - H_D}{G_3 - \frac{8}{g\pi^2 D_3^4}}} = \sqrt{\frac{\left(3.25 + \frac{0}{\gamma} \right) - 1.000}{35529.55 - \frac{8}{g\pi^2 (0.100)^4}}} = 0.0081 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (C} \rightarrow \text{D)}$$

- หากพิจารณาอัตราการไหลที่จุด D น้ำจากทุกจุดไหลเข้ามาที่จุด D ซึ่งเป็นไปไม่ได้

- สมมติ $H_D = 6.500 \text{ m}$

$$Q_1 = \sqrt{\frac{\left(Z_A + \frac{P_A}{\gamma}\right) - H_D}{G_1 - \frac{8}{g\pi^2 D_1^4}}} = \sqrt{\frac{\left(4.500 + \frac{0.3\text{bar}}{\gamma}\right) - 6.500}{6599.57 - \frac{8}{g\pi^2 (0.125)^4}}} = 0.0130 \text{ m}^3/\text{s} \quad (A \rightarrow D)$$

$$Q_2 = \sqrt{\frac{\left(Z_B + \frac{P_B}{\gamma}\right) - H_D}{G_2 - \frac{8}{g\pi^2 D_2^4}}} \quad \text{หาค่าไม่ได้}$$

$$Q_2 = \sqrt{\frac{H_D - \left(Z_C + \frac{P_C}{\gamma}\right)}{G_3 + \frac{8}{g\pi^2 D_3^4}}} = \sqrt{\frac{6.500 - \left(3.500 + \frac{0.1\text{bar}}{\gamma}\right)}{23548.65 + \frac{8}{g\pi^2 (0.100)^4}}} = 0.0090 \text{ m}^3/\text{s} \quad (D \rightarrow B)$$

$$Q_3 = \sqrt{\frac{\left(Z_C + \frac{P_C}{\gamma}\right) - H_D}{G_3 - \frac{8}{g\pi^2 D_3^4}}} \quad \text{หาค่าไม่ได้}$$

$$Q_3 = \sqrt{\frac{H_D - \left(Z_C + \frac{P_C}{\gamma}\right)}{G_3 + \frac{8}{g\pi^2 D_3^4}}} = \sqrt{\frac{6.500 - \left(3.25 + \frac{0}{\gamma}\right)}{35529.55 + \frac{8}{g\pi^2 (0.100)^4}}} = 0.0095 \text{ m}^3/\text{s} \quad (D \rightarrow C)$$

- พิจารณาอัตราการไหลที่จุด D จะได้ $\rightarrow Q_1 < Q_2 + Q_3$

- สมมติ $H_D = 5.923 \text{ m}$

$$Q_1 = \sqrt{\frac{\left(Z_A + \frac{P_A}{\gamma}\right) - H_D}{G_1 - \frac{8}{g\pi^2 D_1^4}}} = \sqrt{\frac{\left(4.500 + \frac{0.3\text{bar}}{\gamma}\right) - 5.923}{6599.57 - \frac{8}{g\pi^2 (0.125)^4}}} = 0.0162 \text{ m}^3/\text{s} \quad (A \rightarrow D)$$

$$Q_2 = \sqrt{\frac{\left(Z_B + \frac{P_B}{\gamma} \right) - H_D}{G_2 - \frac{8}{g\pi^2 D_2^4}}} \quad \text{หาค่าไม่ได้}$$

$$Q_2 = \sqrt{\frac{H_D - \left(Z_C + \frac{P_C}{\gamma} \right)}{G_3 + \frac{8}{g\pi^2 D_3^4}}} = \sqrt{\frac{5.923 - \left(3.500 + \frac{0.1 \text{ bar}}{\gamma} \right)}{23548.65 + \frac{8}{g\pi^2 (0.100)^4}}} = 0.0076 \text{ m}^3/\text{s} \quad (D \rightarrow B)$$

$$Q_3 = \sqrt{\frac{\left(Z_C + \frac{P_C}{\gamma} \right) - H_D}{G_3 - \frac{8}{g\pi^2 D_3^4}}} \quad \text{หาค่าไม่ได้}$$

$$Q_3 = \sqrt{\frac{H_D - \left(Z_C + \frac{P_C}{\gamma} \right)}{G_3 + \frac{8}{g\pi^2 D_3^4}}} = \sqrt{\frac{5.923 - \left(3.25 + \frac{0}{\gamma} \right)}{35529.55 + \frac{8}{g\pi^2 (0.100)^4}}} = 0.0086 \text{ m}^3/\text{s} \quad (D \rightarrow C)$$

- พิจารณาอัตราการไหลที่จุด D จะได้ $\rightarrow Q_1 \cong Q_2 + Q_3$

$$\therefore Q_1 = 16.2 \text{ l/s} \quad Q_2 = 7.6 \text{ l/s} \quad \text{และ} \quad Q_3 = 8.6 \text{ l/s}$$

Ans

บทที่ 3

การไหลภายในท่อแบบไม่คงตัว

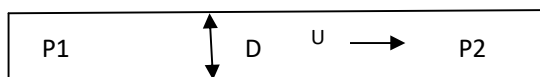
(Unsteady flow in pipe)

3.1 บทนำ

ทฤษฎีการไหลแบบคงตัว (Steady flow) ได้มีการอธิบายไว้แล้วในบทที่ 1 แต่ในสภาพความเป็นจริงตามธรรมชาตินั้นลักษณะการไหลของน้ำส่วนมากเป็นการไหลแบบไม่คงตัว (Unsteady flow) เช่นการไหลในทางน้ำธรรมชาติ การไหลในท่อที่มีความเร็วมาก หรือการไหลผ่านสิ่งกีดขวางต่างๆ เป็นต้น ลักษณะการไหลแบบคงตัวและแบบไม่คงตัวแสดงเปรียบเทียบให้เห็นและเข้าใจได้ง่ายดังรูปที่ 1.4 ของบทที่ 1 สำหรับในบทนี้จะได้กล่าวถึงสมการของการไหลภายในท่อแบบไม่คงตัว และการคำนวณถึงค่าความดันที่มีการเปลี่ยนแปลงเมื่อความเร็วของไหลถูกกระทำให้ลดลงอย่างรวดเร็ว

3.2 ความดันที่เกิดขึ้นชั่วขณะ (Pressure transients)

เมื่อมีการไหลของน้ำภายในท่อจะมีมวลของน้ำขนาดใหญ่เคลื่อนที่อยู่ หากมีการทำให้มวลของน้ำนี้เกิดการหยุดเคลื่อนที่โดยกะทันหันเช่นโดยการปิดวาล์ว จะทำให้ความดันในท่อเพิ่มขึ้นโดยทันที ความดันที่เพิ่มขึ้นนั้นจะเกิดจากการลดลงของค่าโมเมนตัมของมวลน้ำทั้งหมดไปเหลือค่าเป็นศูนย์ ในระยะเวลา t และสามารถคำนวณค่าความดันที่เพิ่มขึ้นนี้ได้จากสูตร (ดูรูปที่ 3.1ประกอบ)



รูปที่ 3.1 การไหลระหว่างสองจุดในท่อ

จากกฎข้อที่ 2 ของนิวตัน แรง = มวล $\times$ ความเร่ง

$$F = mA$$

$$(P_1 - P_2)A = \rho AL \left(\frac{0 - U}{t} \right)$$

$$\Delta P = \frac{\rho LU}{t} \quad ; \quad \Delta P = P_1 - P_2 \quad (3.1)$$

เมื่อ

จากสมการข้างบนจะพบว่าถ้าเวลา t มีค่าน้อยๆ ค่า p จะมีค่าสูงมาก ตัวอย่างเช่น สมมติว่ามีน้ำไหลภายในท่อด้วยความเร็ว 1.0 ม. ต่อ วินาที ในช่วงความยาวท่อ 1000 ม. หากท่อนี้ถูกปิดด้วยวาล์วฉับพลัน ภายในระยะเวลา 1 วินาที จะเกิดค่าความดันที่เพิ่มขึ้นเท่ากับ

$$\Delta p = \frac{1000(\text{kg} / \text{m}^3) \times 1000(\text{m}) \times 1(\text{m} / \text{sec})}{1(\text{sec})}$$

$$\Delta p = 10^6 \frac{\text{kg}}{\text{m} - \text{sec}^2}$$

$$\Delta p = 10^6 \text{ Pa}$$

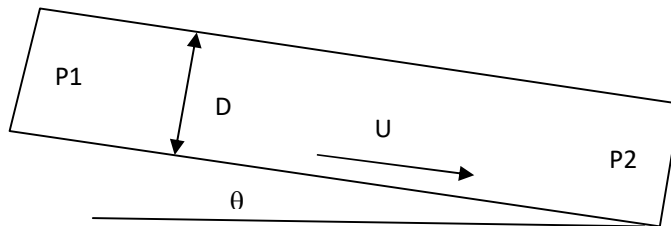
หรือ

$$\Delta p = 10 \text{ atm}$$

จากตัวอย่างนี้จะเห็นว่าค่าความดันที่เกิดขึ้นในช่วงนี้จะส่งผลเสียหายต่อตัวท่อและอุปกรณ์ได้ อย่างไรก็ตามค่าความดันนี้สามารถนำไปใช้ให้เกิดประโยชน์ได้เช่นเดียวกัน เช่นเครื่องสูบน้ำแบบแรม (Ram) หรือที่เรียกว่าเครื่องสูบน้ำแบบไฮดรอลิกส์แรม (Hydraulics ram)

3.2 สมการการไหลภายในท่อแบบไม่คงที่ กรณีของไหลเป็นชนิดอัดตัวไม่ได้

(Unsteady incompressible pipe flow equation)



รูปที่ 2 การไหลระหว่าง 2 จุดในท่อเอียง

ตามรูปที่ 3-2 เมื่อนำผลจากค่าความฝืดของผนังท่อ (Friction) ความลาดเทของแนวท่อ (Slope) ในช่วงความยาวท่อ L ของไหลเป็นชนิดอัดตัวไม่ได้(Incompressible fluid)และกำลังไหลด้วยความเร็ว u

จาก แรง = มวล x ความเร่ง

หรือ
$$\Sigma F = m \frac{du}{dt}$$

แรงในที่นี้ประกอบด้วย แรงจากความดัน + แรงจากน้ำหนักของของไหล + แรงเสียดทานจากผนังท่อ
หรือ

$$\Sigma F = (p_1 A - p_2 A) + mg \sin \theta - \tau_w \pi D L$$

จาก

$$\tau_w = C_f \cdot (\text{dynamic pressure})$$

และ

$$C_f = \frac{\lambda}{4}$$

แทนค่า

$$(\rho AL) \frac{du}{dt} = (p_1 - p_2)A + (\rho AL)g\left(\frac{z_1 - z_2}{L}\right) - \frac{\lambda}{4} \frac{1}{2} \rho u^2 \pi DL$$

หารด้วย ρAg ตลอด ($A = \pi D^2/4$) และใช้ $P^* = p + \rho gz$

$$\frac{L}{g} \frac{du}{dt} = (p_1^* - p_2^*) \frac{1}{\rho g} - \lambda \frac{L}{2gD} u^2$$

$$(p_1^* - p_2^*) \frac{1}{\rho g} \text{ หมายถึง เฮดสถิต (piezometric head)}$$

$$\lambda \frac{L}{2gD} u^2 \text{ หมายถึง เฮดเนื่องจากความฝืด (friction head)}$$

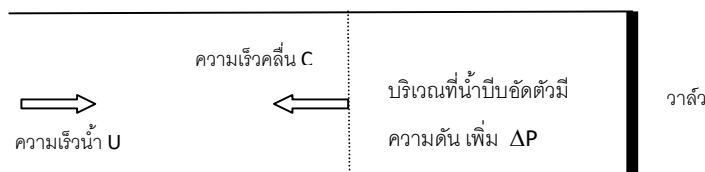
หากคิดว่าในกรณีท่อสั้นมาก จากสมการข้างบนแสดงให้เห็นว่า ไม่ว่าท่อจะมีความลาดเอียงคงที่หรือไม่ก็ตาม ยิ่งกว่านั้นหากค่าความเร็วการไหลมีค่าคงที่แล้ว ค่าความดันที่แตกต่าง จะมีค่าเท่ากับค่าความต่างของเฮดรวม (Total head) ดังนั้นรูปสมการการไหลแบบไม่คงที่ จะสามารถเขียนได้เป็น

$$\frac{L}{g} \frac{du}{dt} = (H_1 - H_2) - \left(\lambda \frac{L}{D} \frac{u^2}{2g} \right) \quad (3.2)$$

สำหรับกรณีการไหลแบบคงที่ (u คงที่) นั้น เทอม $\frac{L}{g} \frac{du}{dt}$ มีค่าเป็นศูนย์ ($\frac{du}{dt} = 0$) สมการข้างบนจะมีความหมายเป็น ว่าค่าการสูญเสียเฮดอันเนื่องมาจากความฝืด มีค่าเท่ากับ ผลต่างของเฮดรวมระหว่างการไหลผ่านท่อในช่วงนั้นๆ หรือ

$$H_1 - H_2 = \text{ค่าการสูญเสียเฮดเนื่องจากความฝืดระหว่างจุด 1 กับจุด 2}$$

ในกรณีความเร็วมีการเปลี่ยนแปลงอย่างช้าๆ ความดันก็จะเปลี่ยนแปลงอย่างช้าๆด้วยแต่ก็ยังมีผลอยู่ในกรณีนี้หมายถึงมีการปิดวาล์วลงอย่างช้าๆสมการที่หามาได้จะถูกนำไปใช้ในการวิเคราะห์เกี่ยวกับ ถังลดแรงดัน (Surge tank) หรือ วาล์วลดความดัน



รูปที่ 3-3 ลักษณะของมวลน้ำบริเวณวาล์วที่ถูกปิด

ในกรณีที่ความเร็วการไหลมีการเปลี่ยนแปลงอย่างรวดเร็ว ตามรูปที่ 3-3 ความดันที่เกิดขึ้นชั่วขณะ (Pressure transient) จะมีค่าสูง มีการเกิดคลื่นเคลื่อนที่ไปตามแนวความยาวท่อ ปรากฏการณ์ลักษณะนี้เรียกว่า การเกิดวอเตอร์แฮมเมอร์ (Water hammer) และเมื่อไรจะถือว่าเป็นการปิดวาล์ว เร็ว หรือ ช้า จะได้กล่าวในหัวข้อต่อไป

3.3 วอเตอร์แฮมเมอร์ (Water hammer)

การปิดวาล์วน้ำที่กำลังเคลื่อนที่อยู่ในท่อโดยทันทีทันใด จะทำให้ค่าความดันเพิ่มขึ้นอย่างมากทันที ในทางปฏิบัติของไหลที่อยู่บริเวณวาล์วจะมีการบีบอัดตัว จากนั้นจะเกิดคลื่นย้อนกลับไปตามแนวท่อด้วยความเร็ว c (เท่ากับความเร็วของคลื่นเสียง) การเคลื่อนที่ของคลื่นในท่อจะทำให้เกิดเสียงดังขึ้นเหมือนกับกับการตอกหรือเคาะผนังท่อด้วยค้อน ดังนั้นจึงเรียกว่า วอเตอร์แฮมเมอร์ อย่างไรก็ตามถึงแม้ว่าปรากฏการณ์ดังที่กล่าวไปแล้วจะเกิดขึ้นเนื่องมาจากการปิดวาล์วอย่างรวดเร็ว แต่ยังมีกรณีการเกิดค่าความดันที่เป็นลบเพิ่มขึ้นได้เช่นกันจากกรณีการเปิดวาล์วอย่างรวดเร็ว และนำไปสู่ปรากฏการณ์ที่เรียกว่า คาวิเทชัน (Cavitation) ได้เช่นเดียวกัน

3.3.1 ความเร็วของคลื่นความดัน ในท่อที่มีลักษณะแข็ง (Rigid pipe)

สมบัติด้านความยืดหยุ่นของของไหลที่จะระบุอยู่ในค่า Bulk modulus, K ซึ่งหมายถึงค่าอัตราส่วนระหว่างค่าความดันที่เปลี่ยนแปลง กับ ค่าอัตราส่วนการเปลี่ยนแปลงของปริมาตร (Volumetric strain) หรือสมการ

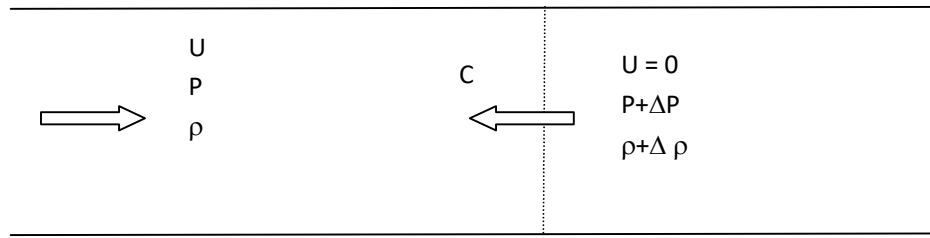
$$K = - \frac{\Delta p}{\frac{\Delta V}{V}}$$

หรือ
$$\Delta p = K \left(\frac{-\Delta V}{V} \right)$$

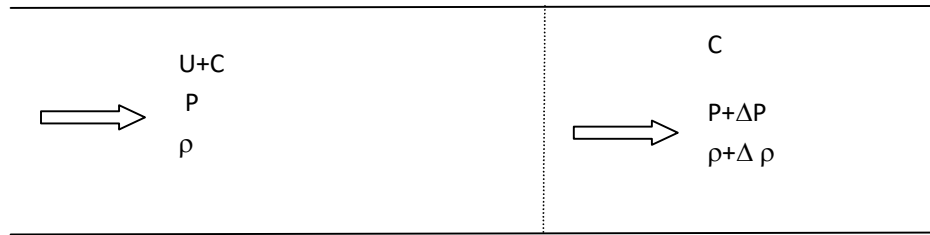
หรือถ้าเขียนในรูปของการเปลี่ยนแปลงของค่าความหนาแน่น จะได้

$$\Delta p = K \frac{\Delta \rho}{\rho}$$

ค่า Bulk modulus ของน้ำมีค่าประมาณ 2.2 GPa (2.2×10^9 Pa)



(ก)



(ข)

รูปที่ 3-4 การเคลื่อนที่ของคลื่น

หากพิจารณาตามรูปที่ 3-4(ก) เป็นการเคลื่อนที่ของคลื่นแบบไม่ต่อเนื่องด้วยความเร็ว C (ความเร็วของคลื่นเสียงที่เดินทางในน้ำ ที่เรียกว่า Celerity) ไปทางด้านซ้ายมือเนื่องมาจากการปิดวาล์ว จะพบว่าด้านหน้าจะเป็นของไหลที่กำลังเคลื่อนที่ด้วยความเร็ว u ซึ่งบริเวณดังกล่าวนี้จะยังไม่ถูกผลกระทบจากการปิดวาล์ว สมบัติของของไหลจะเปลี่ยนจาก (ρ, P) ไปเป็น $(\rho + \Delta\rho, P + \Delta P)$ ในขณะใด ๆ จะถือว่าท่อมีสภาพแข็งเกร็ง (Rigid) (ขนาดพื้นที่หน้าตัดไม่มีการเปลี่ยนแปลง)

ในการวิเคราะห์สามารถทำให้ง่ายเข้าโดยการบวกค่าความเร็ว c ลงไปตามทิศทางการไหลไปทางด้านซ้ายมือจากสมการต่อเนื่อง รูปที่ 3-4 (ข)

$$\rho(C + u)A = (\rho + \Delta\rho)A$$

หารด้วย ρA จะได้

$$1 + \frac{u}{C} = 1 + \frac{\Delta\rho}{\rho}$$

หรือ

$$\frac{u}{C} = \frac{\Delta\rho}{\rho} \quad (3.3)$$

จากสมการโมเมนตัม

มวล $\times$ อัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็ว = แรง

$$\rho(C + u)A(-u) = \rho A - (\rho + \Delta\rho)A$$

ดังนั้น

$$\rho(C + u)u = \Delta p$$

แต่เนื่องจาก $u \ll C$ ดังนั้น จะได้

$$\Delta p = \rho C u \quad (3.4)$$

แทนค่าสมการ (3.3) และ (3.4) ใน $\Delta p = K \frac{\Delta \rho}{\rho}$ จะได้

$$\rho C u = K \frac{u}{C}$$

จะได้สมการ ความเร็วของคลื่นความดัน ในท่อชนิดแข็งเกร็ง เป็น

$$C = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (3.5)$$

เมื่อ K = ค่า bulk modulus

ρ = ค่าความหนาแน่นของของไหล

C = ค่าความเร็วของเสียงเคลื่อนที่ในของไหล

ตัวอย่างที่ 1 น้ำ (ค่า $\rho = 1000$ กิโลกรัม ต่อ ลูกบาศก์เมตร $K = 2.2$ GPa) ไหลในท่อด้วยความเร็ว 0.50 เมตร ต่อ วินาที และถูกทำให้หยุดไหลกะทันหัน กำหนดให้ความหนาของผนังท่อมักพอและท่อเป็นชนิดแข็งเกร็ง (rigid pipe)

1) จงคำนวณค่าความเร็วของคลื่นน้ำวอเตอร์แฮมเมอร์

2) ค่าความดันที่เพิ่มขึ้น

วิธีทำ

1) จาก

$$C = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$$

$$C = \sqrt{\frac{2.2 \times 10^9}{1000}}$$

$$= 1483.24 \text{ เมตร ต่อ วินาที}$$

ตอบ

2) จาก

$$\Delta p = \rho C u$$

$$= 1000 \times 1483.24 \times 0.50$$

$$= 7.42 \times 10^5 \text{ Pa}$$

ตอบ

3.3.2 ความเร็วของคลื่นความดันในท่อชนิดอ่อน (Non-rigid pipes)

ในทางปฏิบัติจะถือว่าค่าความดันที่เพิ่มขึ้นมีค่ามากพอที่จะทำให้ท่อมีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างได้โดยการเพิ่มขนาดของหน้าตัด ในขณะที่ท่อมีการขยายตัวนั้นก็จะมีการดูดซับเอาความเร็วของคลื่นความดันไว้ด้วย



รูปที่ 3-5 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่เพิ่มกับความเค้นที่ผนังท่อ

เพื่อที่จะนำผลการเปลี่ยนแปลงขนาดหน้าตัดของท่อมาคิดรวมในสมการต่อเนื่อง จะต้องทราบความสัมพันธ์ระหว่างการเปลี่ยนแปลงขนาดหน้าตัดกับค่าความดันที่เพิ่มขึ้น โดยปกติค่าความดันภายใน (Internal pressure) จะถูกสมดุลโดยการเพิ่มขึ้นของค่าความเค้นตามแนวเส้นรอบวง (Hoop stress or circumferential stress, σ) ซึ่งจะเกี่ยวข้องกับค่าการเปลี่ยนแปลงเส้นผ่าศูนย์กลางและขนาดพื้นที่หน้าตัดจากการขยายตัวของท่อ

จากรูปที่ 3-5 การเพิ่มขึ้นของค่าความดัน ΔP ทำให้เกิดค่าความเค้น σ ถ้า D = เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ

$$2\sigma t = \Delta P D$$

ค่าจาก ความเค้น = ค่า Young's modulus x ค่าอัตราส่วนการเปลี่ยนแปลงความยาว (Strain)

$$\sigma = E \frac{\pi \Delta D}{\pi D} = E \frac{\Delta D}{D}$$

ดังนั้น

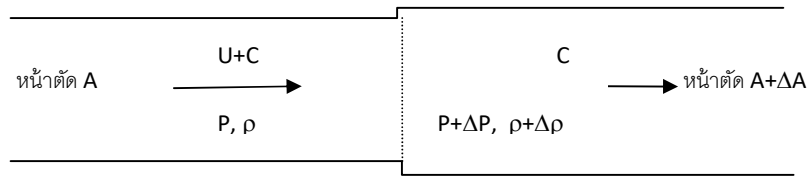
$$\frac{\Delta D}{D} = \frac{D}{2Et} \Delta P$$

สมการข้างต้นนี้คืออัตราการเปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง อันเนื่องมาจากการเพิ่มขึ้นของความดัน อย่างไรก็ตามหากต้องการเป็นรูปสมการอัตราการเปลี่ยนแปลงของพื้นที่หน้าตัด ดังนั้น จาก

$$\begin{aligned} A &= \frac{\pi D^2}{4} \\ \Delta A &= \frac{dA}{dD} \Delta D = \frac{2\pi D}{4} \Delta D \\ &= \frac{\Delta A}{A} = \frac{2\Delta D}{D} \end{aligned}$$

ดังนั้น

$$\frac{\Delta A}{A} = \frac{D}{Et} \Delta P$$



รูปที่ 3-6 ท่อมีการเปลี่ยนรูปร่างเมื่อความดันเพิ่ม

ค่าความดันที่เพิ่มขึ้นยังคงเป็นไปตามสมการ $\Delta P = \rho C u$ (พิจารณาค่าความเร่งของของไหลที่จุดศูนย์กลางท่อ) แต่ในการพิจารณาจากสมการต่อเนื่อง จะต้องนำค่าการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดเข้ามาคิดด้วย

$$\rho(C+u)A = (\rho + \Delta\rho)c(A + \Delta A)$$

หารด้วยค่า $\rho C A$ ตลอด

$$1 + \frac{u}{C} = \left(1 + \frac{\Delta\rho}{\rho}\right)\left(1 + \frac{\Delta A}{A}\right) = 1 + \frac{\Delta\rho}{\rho} + \frac{\Delta A}{A} + \dots 2^{nd} - order.term$$

หรือ

$$\frac{u}{C} = \frac{\Delta\rho}{\rho} + \frac{\Delta A}{A}$$

จากสมการโมเมนตัม

$$\frac{u}{C} = \frac{\Delta P}{\rho C^2}$$

$$\frac{\Delta\rho}{\rho} = \frac{\Delta P}{K} \quad (\text{จากการบีบอัดตัว})$$

และ

$$\frac{\Delta A}{A} = \frac{D}{Et} \Delta P \quad (\text{จากการเกิดการยืดหยุ่นตัว})$$

จะได้

$$\frac{\Delta P}{\rho C^2} = \frac{\Delta P}{K} + \frac{D \Delta P}{Et}$$

หรือ

$$\frac{1}{\rho C^2} = \frac{1}{K} + \frac{D}{Et}$$

เพื่อความสะดวกในการเขียนรูปสมการ หากนำมาเปรียบเทียบกับรูปสมการของท่อชนิดแข็งเกร็ง จะทำให้สมการข้างบนมีรูปเป็น

$$\frac{1}{\rho C^2} = \frac{1}{K'}$$

เมื่อ

$K' = \text{effective bulk modulus}$

และ

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Et} \right) \quad (3.6)$$

ดังนั้นจะสมการ ความเร็วของคลื่นความดัน, c ในท่อชนิดที่มีความอ่อนตัว (Non - rigid pipes) คือ

$$C = \sqrt{\frac{K'}{\rho}} \quad (3.7)$$

ตัวอย่างที่ 2 จากตัวอย่างที่ 1 หากค่า D มีค่าเท่ากับ 200 มม. และท่อมีความหนาเท่ากับ 5 มม. จงหาค่า c และ ΔP ในกรณี

2.1) ท่อเหล็ก ค่า $E = 210 \text{ GPa}$.

2.2) ท่อพียู ค่า $E = 2.60 \text{ GPa}$.

วิธีทำ

2.1) กรณีเป็นท่อเหล็ก ค่า Modulus of elasticity, $E = 210 \text{ GPa}$.

จาก

$$C = \sqrt{\frac{K'}{\rho}}$$

และ

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Et} \right)$$

เมื่อ

$\rho_{\text{น้ำ}} = 1000 \text{ กิโลกรัม ต่อ ลูกบาศก์เมตร}$

$K = 2.20 \text{ GPa}$.

$E = 210 \text{ GPa}$.

$D = 200 \text{ มม.} = 200 \times 10^{-3} \text{ ม.}$

$t = 5 \times 10^{-3} \text{ ม.}$

แทนค่า

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{2.2 \times 10^9} + \frac{200 \times 10^{-3}}{5 \times 10^{-3} \times 210 \times 10^9} \right)$$

$$K' = 1.55 \times 10^9 \text{ Pa}$$

ดังนั้น

$$C = \sqrt{\frac{1.55 \times 10^9}{1000}}$$

$$= 1245 \quad \text{ม. ต่อ วินาที}$$

จาก

$$\Delta P = \rho C u$$

$$\Delta P = 1000 \times 1245 \times 0.50$$

$$\Delta P = 6.22 \times 10^5 \text{ Pa}$$

2.2) กรณีเป็นท่อพีวีซี ค่า $E = 2.6 \text{ GPa}$

จาก

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Et} \right)$$

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{2.2 \times 10^9} + \frac{200 \times 10^{-3}}{2.6 \times 10^9 \times 5 \times 10^{-3}} \right)$$

$$K' = 0.063 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$C = \sqrt{\frac{0.063 \times 10^9}{1000}}$$

$$= 251 \text{ ม. ต่อ วินาที}$$

ตอบ

จาก

$$\Delta P = \rho C u$$

$$= 1000 \times 251 \times 0.50$$

$$= 1.255 \times 10^5 \text{ Pa}$$

ตอบ

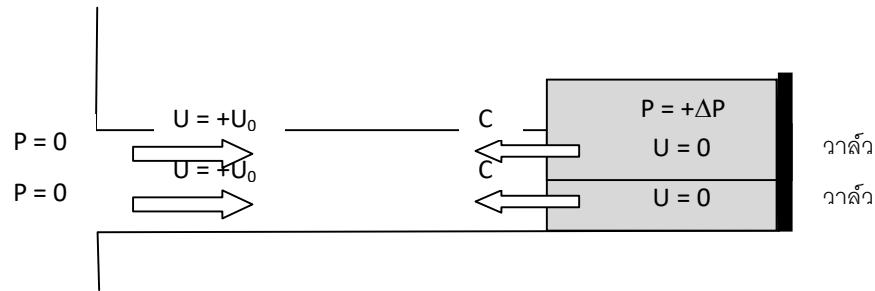
3.4 อนุกรมเวลาของเหตุการณ์ภายหลังที่มีการปิดวาล์ว

เมื่อพิจารณาการไหลจากแหล่งน้ำขนาดใหญ่ (จุดที่ให้ค่าความดันคงที่ การเปลี่ยนแปลงความดันเป็น 0) ด้วยความเร็ว u_0 หากวาล์วบริเวณปลายท่อถูกปิดโดยทันทีทันใด คลื่นความดันจะสะท้อนกลับไปตามท่อจนกระทั่งคลื่นความดันใช้เดินทาง จากจุดปลายท่อไปยังอีกจุดหนึ่ง จะเป็นไปตามสมการ

$$\Delta t = \frac{L}{C}$$

ในการเคลื่อนที่ของคลื่นภายในท่อ มีลำดับเหตุการณ์ ดังนี้

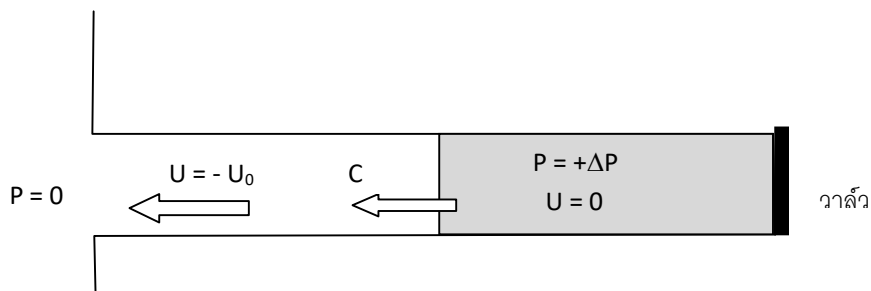
1) เมื่อเวลา $t = 0$ วาล์วถูกปิด น้ำจะพุ่งกระทบกับวาล์วโดยทันที ด้วยค่าความดันที่เพิ่มขึ้น $+\Delta P$ และ ณ เวลานั้นคลื่นความดันจะเริ่มแผ่ถอยหลังไปตามท่อ



รูปที่ 3-7 ลักษณะคลื่นในท่อเมื่อเวลา $0 < t < \Delta t$

เมื่อเวลาเป็น $0 < t < \Delta t$ คลื่นความดันจะเคลื่อนเข้าหาน้ำบริเวณส่วนที่ยังไม่ได้รับผลกระทบ ($U = U_0$ และ $P = 0$) ซึ่งบริเวณด้านหลังของแนวคลื่น(Shock) จะมีสภาพอยู่นิ่งและน้ำบริเวณนี้ถูกบีบอัดตัว ($U = 0$ และ $P = +\Delta P$) (ดูรูปที่ 3-7)

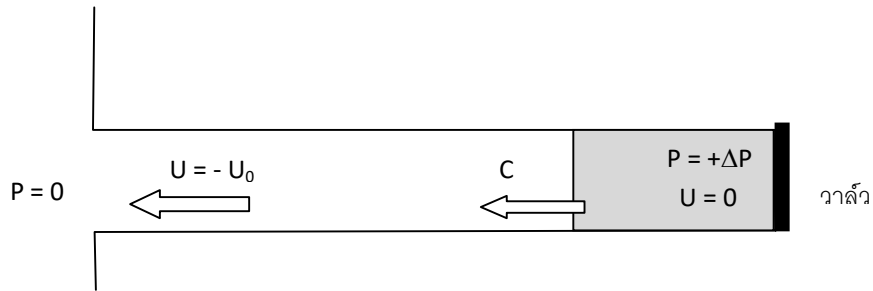
2) ที่เวลา $t = \Delta t$ คลื่นเดินทางมาถึงอ่างเก็บน้ำ มวลน้ำทั้งหมดในท่ออยู่ในสภาพหยุดนิ่ง อย่างไรก็ตามมวลเหล่านี้ถูกบีบอัดตัวจนเกิดภาวะความดันที่สูงขึ้นมากกว่าความดันในอ่างเก็บน้ำ ทำให้เริ่มถูกดันกลับจากอ่างเก็บน้ำด้วยความเร็ว U_0 เกิดเป็นคลื่นกระแทก (Water hammer)



รูปที่ 3-8 ลักษณะคลื่นในท่อเมื่อเวลา $\Delta t < t < 2\Delta t$

เมื่อเวลา $\Delta t < t < 2\Delta t$ คลื่นสะท้อนกลับไปทางด้านวาล์ว การบีบอัดตัวของมวลน้ำจะค่อย ๆ ลดลง (ดูรูปที่ 3-8)

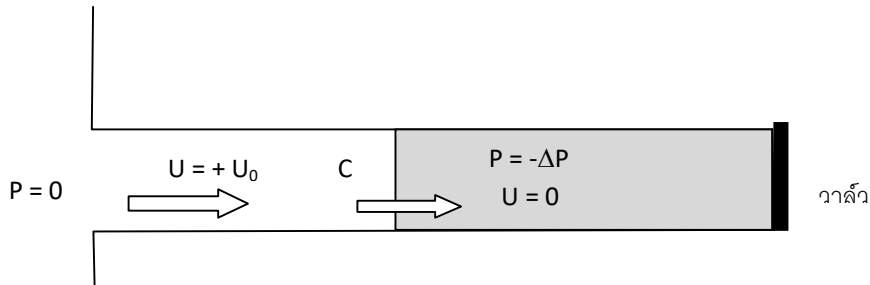
3) ที่เวลา $t = 2\Delta t$ คลื่นเดินทางกลับมาถึงวาล์ว มวลน้ำตลอดแนวท่อลดความดันลง (Decompressed) แต่อย่างไรก็ตามมวลของน้ำยังคงเคลื่อนที่และยังไม่ถูกทำให้หยุดทันทีทันใด



รูปที่ 3 - 9 ลักษณะคลื่นในท่อเมื่อเวลา $2\Delta t < t < 3\Delta t$

เมื่อเวลา $2\Delta t < t < 3\Delta t$ คลื่นที่มีค่าความดันเป็นลบ จะเคลื่อนที่ตรงไปยังแหล่งน้ำ ทั้งไว้ให้มวลน้ำด้านหลังมีค่าความดันลดลงเป็น $P = -\Delta P$ (รูปที่ 3-9)

4) ที่เวลา $t = 3\Delta t$ คลื่นมาถึงแหล่งน้ำ มวลน้ำตลอดแนวท่อจะอยู่ในสภาวะนิ่ง แต่จะมีค่าความดันต่ำกว่าความดันบริเวณแหล่งน้ำ ดังนั้นจะเกิดการเคลื่อนที่กลับไปตามแนวท่อด้วยความเร็ว $U = U_0$



รูปที่ 3 - 10 ลักษณะคลื่นในท่อเมื่อเวลา $3\Delta t < t < 4\Delta t$

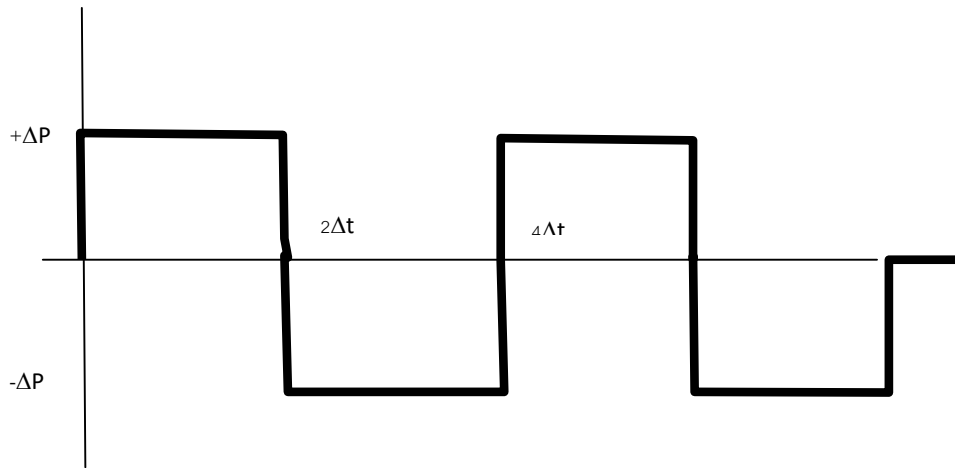
จากรูปที่ 3-10 เมื่อเวลา $3\Delta t < t < 4\Delta t$ คลื่นความดันเดินทางมุ่งตรงกลับไปยังวาล์ว หากไม่นำเรื่อง การสูญเสียเนื่องจากความฝืดมาคิดรวมด้วย จะพบว่าในหนึ่งรอบของการเกิดคลื่นความดันจะใช้เวลาเท่ากับ $4\Delta t$ โดยที่

$$4\Delta t = \frac{4L}{C}$$

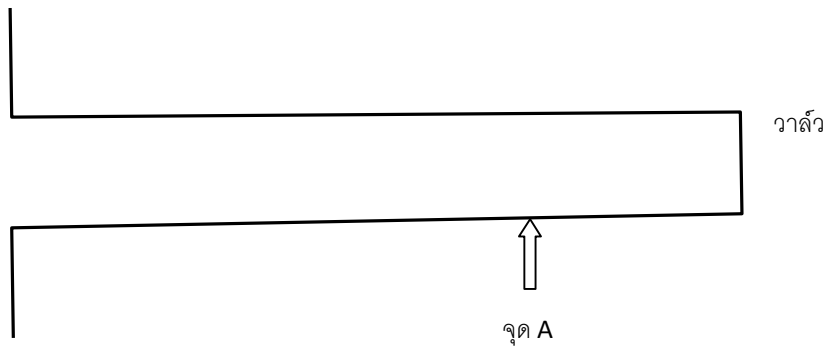
ข้อสังเกตต่อการเกิดคลื่นเมื่อมีการปิดวาล์ว มีดังนี้

1. บริเวณอ่างเก็บน้ำ(ที่เรียกว่า บริเวณขอบเขตเปิด (Open boundary)) ความดันบริเวณนี้มีค่า = 0 เสมอ ความเร็วมีค่าเปลี่ยนทิศไปตามช่วงของการเกิดคลื่น

- 2.บริเวณวาล์ว (ที่เรียกว่าบริเวณขอบเขตปิด Solid boundary) ความดันบริเวณนี้จะเปลี่ยนไปตามช่วงของการเกิดคลื่น แต่ในขณะที่ความเร็วบริเวณนี้จะมีค่าคงที่เท่ากับ 0
- 3.ความต่อเนื่องของความดันที่บริเวณวาล์ว แสดงดังรูปที่ 3-11 กล่าวคือความดันจะอยู่ระหว่าง $\pm \Delta P$ ในช่วงการเกิดคลื่นวิ่งไปและกลับมายังตำแหน่งเดิม ($2L / C$)

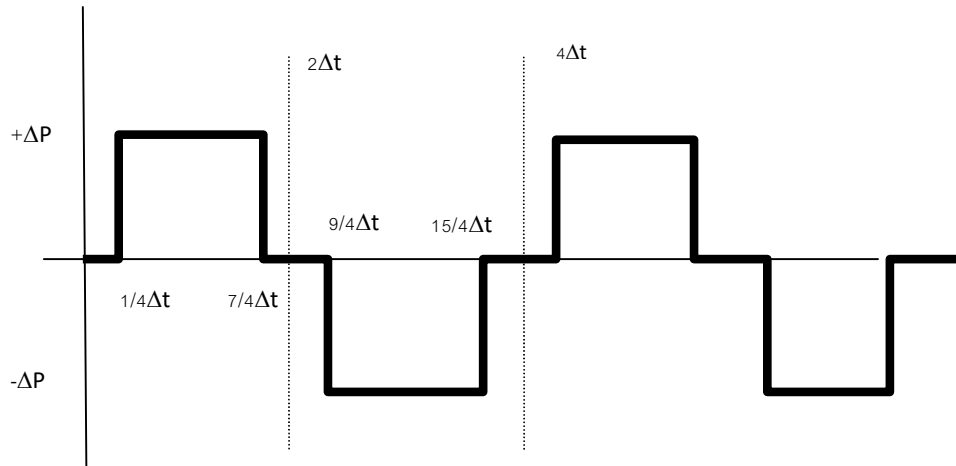


รูปที่ 3-11 ลำดับการเกิดความดันบริเวณวาล์ว



รูปที่ 3-12 จุด A บนแนวท่อที่ระยะ $L/4$ จากวาล์ว

ลำดับของการเกิดความดัน ณ จุดใดๆบนเส้นท่อ จากรูปที่ 3-12 เป็น จุด A มีระยะห่างจากวาล์วเท่ากับ $L/4$ แสดงตามรูปที่ 3-13 ช่วงความยาวของกราฟความดันที่มีค่าเป็นบวก หรือ ลบ ได้จากว่าจุดที่พิจารณานั้นอยู่ที่ตำแหน่งเป็นสัดส่วนเท่าไรของความยาวท่อนับจากวาล์ว (ในที่นี้คือจุด A ที่ระยะสัดส่วนเท่ากับ $L / 4$)



รูปที่ 3-13 ลำดับการเกิดความดัน ณ จุด A บนแนวท่อ

4)ตามความเป็นจริง กราฟความดันที่มีลักษณะเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าเส้นกราฟจะต้องมีลักษณะเป็นเส้นที่เอียงลงจากสาเหตุการเกิดการสูญเสียเนื่องจากความฝืด ค่าความดันเป็นลบ (เส้นกราฟที่อยู่ด้านล่าง) จะไม่สามารถมีค่าได้ต่ำกว่าศูนย์อย่างสมบูรณ์

ตัวอย่างที่ 3 ท่อสายหนึ่งมีความยาว 1155 เมตร ส่งน้ำด้วยความเร็วเท่ากับ 2 เมตร ต่อ วินาทีไปยังปลายท่อผ่านวาล์ว ท่อมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 500 มม. ความหนาของผนังท่อเท่ากับ 10 มม.ค่า Bulk modulus ของน้ำเท่ากับ 2.0 GPa และค่า Young 's modulus ของวัสดุท่อเท่ากับ 200 GPa. หากทำการปิดวาล์วอย่างทันทีทันใด

- 1)คำนวณว่าความเร็วของคลื่น
- 2)หาค่าความดันที่เปลี่ยน ที่เกิดขึ้นทันทีทันใด บริเวณวาล์ว และที่ตำแหน่งห่างจากวาล์วออกไป 866 เมตร (ไม่คิดว่าการสูญเสียเฮด)

วิธีทำ

- 1)คำนวณเป็นท่ออ่อน (Non rigid pipe)

จาก

$$C = \sqrt{\frac{K'}{\rho}}$$

และ

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Et} \right)$$

แทนค่าต่างๆ ได้

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Et} \right)$$

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{2.0 \times 10^9} + \frac{500 \times 10^{-3}}{200 \times 10^9 \times 10 \times 10^{-3}} \right)$$

$$K' = 1.333 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$C = \sqrt{\frac{1.333 \times 10^9}{1000}}$$

ความเร็วคลื่น

$$= 1155 \text{ ม.ต่อ วินาที}$$

ตอบ

2) ความดันที่เพิ่ม, ΔP

$$\Delta P = \rho C u$$

$$= 1000 \times 1155 \times 2.0$$

$$= 2.31 \times 10^6 \text{ Pa}$$

ตอบ

ลำดับการเกิดความดันที่ระยะห่างจากวาล์วออกไป 866 เมตร พิจารณาตามรูปที่ 12 กล่าวคือ ระยะ 866 เมตร เท่ากับ $866/1155 = 1/1.33$ มีความหมายว่า ความดันที่เพิ่มเท่ากับ ΔP จะเกิดที่ระยะ 866 เมตรจากวาล์วเมื่อเวลาผ่านไปเท่ากับ $\Delta t / 1.33$ วินาที โดยที่ Δt คือระยะเวลาที่คลื่นเดินทางจากวาล์วไปถึงอ่างเก็บน้ำหรือบริเวณที่มีความดันเท่ากับ 0

ในที่นี้

$$\Delta t = L / C$$

$$= 1155 / 1155$$

$$= 1 \text{ วินาที}$$

ดังนั้นที่ระยะ 866 เมตร จะเริ่มเกิดความดัน เมื่อเวลาผ่านไป $1/1.33$ วินาที

3.5 การปิดวาล์วอย่าง ช้า และ อย่างทันทีทันใด

เมื่อกล่าวว่าการปิดวาล์วอย่างทันทีทันใด ในทางปฏิบัติย่อมไม่สามารถปฏิบัติได้ แต่จะถือว่าเมื่อใดเรียกว่า ปิดวาล์วอย่างช้าๆ และเมื่อใดเรียกว่าการปิดวาล์วอย่างรวดเร็ว นั้นจะถือระยะเวลาที่ทำการปิดวาล์วเทียบกับระยะเวลาที่คลื่นความดันเดินทางจากวาล์วไปและกลับ เป็นเกณฑ์ ดังนี้

ถ้า $t_{closure} \ll 2 \frac{L}{C}$ ถือว่า ปิดวาล์วกะทันหัน ในการวิเคราะห์ใช้ทฤษฎีของวอเตอร์แฮมเมอร์

ถ้า $t_{closure} \gg 2 \frac{L}{C}$ ถือว่า ปิดวาล์วอย่างช้าๆ ในการวิเคราะห์ใช้ทฤษฎีการไหลแบบไม่คงที่ ของของไหลแบบอัดตัวไม่ได้

ตัวอย่างที่ 4 น้ำไหลภายในท่อความยาว 100 เมตร ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 200 มม. ด้วยความเร็วคงที่เท่ากับ 2.50 เมตร ต่อ วินาที ท่อมีความหนา 5 มม. ค่า bulk modulus ของน้ำเท่ากับ $2.07 \text{ GN} / \text{m}^2$ ค่า Young's modulus ของเหล็กเท่ากับ $207 \text{ GN} / \text{m}^2$ ให้คำนวณว่าความดันของน้ำภายในท่อจะเพิ่มขึ้นเท่าไร เมื่อ

4.1 การไหลของน้ำลดลงอย่างสม่ำเสมอจนหยุด ภายในเวลา 5 วินาที

4.2 เมื่อทำการปิดวาล์วที่ปลายท่ออย่างรวดเร็ว

วิธีทำ

4.1 ต้องพิสูจน์ว่าจากการไหลด้วยความเร็วคงที่แล้วค่อย ๆ ลดลงจนหยุดไหลภายในเวลา 5 วินาทีนั้นจะถือว่าเป็นการทำให้หยุดไหลแบบกระแทกทันทีหรือไม่ โดยการคำนวณหาเวลาเวลา 5 วินาทีนี้เทียบกับเวลาที่คลื่นน้ำเดินทางไปกลับในเส้นท่อยังไร(ในกรณีที่มีการปิดวาล์วทันที)

จากสูตร ความเร็วคลื่นเมื่อมีการปิดวาล์วทันที

$$C = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$$

และ

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{Et} \right)$$

$\rho_{\text{น้ำ}} = 1000$ กิโลกรัม ต่อ ลูกบาศก์เมตร

$K = 2.07 \text{ GPa.}$

$E = 207 \text{ GPa.}$

$D = 200 \text{ มม.} = 200 \times 10^{-3} \text{ ม.}$

$t = 5 \times 10^{-3} \text{ ม.}$

แทนค่า

$$\frac{1}{K'} = \left(\frac{1}{2.07 \times 10^9} + \frac{200 \times 10^{-3}}{5 \times 10^{-3} \times 207 \times 10^9} \right)$$

ดังนั้น

$$C = \sqrt{\frac{1.4786 \times 10^9}{1000}}$$

ความเร็วคลื่น หากปิดวาล์วแบบกระแทกทันที = 1216 เมตร ต่อ วินาที

เมื่อทราบความเร็วคลื่น นำมาคำนวณเวลาที่คลื่นเดินทางจากวาล์วไปยังต้นทางและกลับมายังวาล์วอีกครั้ง จากสูตร

$$t = \frac{2L}{C}$$

$$t = \frac{2 \times 100}{1216}$$

$$= 0.1645 \text{ วินาที}$$

หมายความว่า ถ้าทำให้น้ำหยุดไหลภายในเวลา เท่ากับหรือน้อยกว่า 0.1645 วินาทีแล้ว จะเกิดความดันเพิ่มขึ้นอย่างรุนแรง เกิดภาวะที่เรียกว่า วอเตอร์แฮมเมอร์ แต่ในกรณีตัวอย่างนี้ทำการปิดน้ำแบบค่อยเป็นค่อยไปในเวลา 5 วินาที ซึ่งใช้เวลานานกว่าเวลาที่จะถือว่าปิดวาล์วแบบกะทันหัน (0.1645 วินาที) อยู่มาก ค่าความดันเพิ่มคำนวณจึงคำนวณตามสูตร การไหลแบบไม่คงที่เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วแบบค่อยเป็นค่อยไป คือ

$$\Delta h = \frac{L}{g} \frac{du}{dt}$$

เมื่อ Δh = เหน้ที่เพิ่มเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วการไหล ม.

L = ความยาวท่อ 100 เมตร

g = ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง 9.81 ม. / วินาที²

du / dt = อัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วเทียบกับเวลา

แทนค่า

$$\Delta h = \frac{100}{9.81} \times \frac{2.50}{5}$$

$$= 5.097 \text{ ม.}$$

ตอบ

4.2 กรณีปิดวาล์วอย่างรวดเร็ว ความดันเพิ่ม จะคำนวณตามหลักของการเกิดวอเตอร์แฮมเมอร์ คือ

$$\Delta P = \rho C u$$

$$= 1000 \times 1216 \times 2.50$$

$$= 3.14 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$= 30.40 \text{ Bars.}$$

ตอบ

บทที่ 4

การออกแบบท่อส่งน้ำ

4.1 ชนิดและการใช้งานท่อส่งน้ำ

ในการก่อสร้างระบบท่อ มีการเลือกใช้ท่อชนิดต่างๆจากเหตุผลความเหมาะสมกับลักษณะการใช้งาน เหมาะสมกับสภาพพื้นที่ ความสะดวกต่อการจัดหาท่อและอุปกรณ์ทั้งเหตุผลด้านการตลาดและงบประมาณ อย่างไรก็ตามในปัจจุบันได้มีชนิดของท่อส่งน้ำที่ถูกผลิตออกจำหน่ายกันมากมายหลายชนิดแต่ละชนิดมี จุดอ่อน จุดแข็ง ข้อดีและข้อจำกัดแตกต่างกันไป ดังจะได้อธิบายรายละเอียดของท่อแต่ละชนิดให้ทราบ ดังต่อไปนี้

1) การเลือกชนิดท่อส่งน้ำ ชนิดของท่อที่มีการใช้ในระบบท่อแรงดัน มีดังนี้

- ท่อเหล็ก (Steel pipe)
- ท่อเหล็กอาบสังกะสี (Galvanize steel pipe)
- ท่อพีวีซี (Polyvinyl chloride pipe ,PVC)
- ท่อพีอี (Polyethylene pipe ,PE)
- ท่อเอชดีพีอี (High density polyethylene pipe, HDPE)
- ท่อซีเมนต์ใยหิน(Asbestos cement pipe ,AC)
- ท่อคอนกรีตเสริมเหล็ก (Reinforce concrete pipe)
- ท่อคอนกรีตอัดแรง (Pre-stress concrete pipe)
- ท่อเสริมใยแก้ว(Glassfiber reinforce polyester pipe ,GRP)

ก) ท่อเหล็ก ท่อเหล็กเป็นผลิตภัณฑ์ที่สามารถนำไปใช้ในธุรกิจหรืออุตสาหกรรมได้หลากหลายประเภท เช่น ธุรกิจการประปา ก๊าซ น้ำมัน สารเคมี รวมทั้งงานก่อสร้างประเภทต่างๆ เป็นต้น ใน ปัจจุบันได้มีการพัฒนาผลิตภัณฑ์ให้ขยายไปสู่กลุ่มอุตสาหกรรมยานยนต์ อุตสาหกรรมอาหาร เฟอร์นิเจอร์ เครื่องจักรกล ท่อร้อยสายไฟฟ้า เป็นต้น การผลิตท่อเหล็กของไทยมีทั้งที่เป็นท่อเหล็กกล้า ท่อเหล็กหล่อ และท่อเหล็กไร้สนิม (Stainless Steel) ประเภทมีตะเข็บขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางตั้งแต่ 0.5 - 120 นิ้ว โดยนิยมผลิตท่อตะเข็บตรงขนาดเล็กเส้นผ่าศูนย์กลางประมาณ 0.5 - 8 นิ้ว ประเภทที่เชื่อมด้วยความต้านทานไฟฟ้า (Electric Resistance Weld Pipe, ERW) เช่น ท่อเหล็กชุบสังกะสี ท่อเหล็กดำ และท่อเฟอร์ริเจอร์ เป็นต้น วัตถุดิบหลักที่ใช้ในการผลิตได้แก่ เหล็กแผ่นทั้งประเภทรีดร้อน รีดเย็น และสแตนเลส ซึ่งในอดีตต้องนำเข้า แต่ปัจจุบันสามารถผลิตได้ภายในประเทศ ยกเว้นสแตนเลสที่ส่วนใหญ่ยังคงต้องพึ่งพาการนำเข้าจากต่างประเทศ

ท่อเหล็กสามารถใช้กับความเร็วน้ำสูงๆ แต่ไม่ควรเกิน 3.0 เมตร ต่อ วินาทีเนื่องจากจะมีเสียงดัง เกิดการกัดกร่อนที่ผนังท่อ ความเร็วออกแบบที่ใช้ประมาณ 1.2 – 2.4 เมตร ต่อ วินาที การก่อสร้างด้วยระบบท่อชนิดท่อเหล็กจะทำให้มีต้นทุนสูงกว่าท่อชนิดอื่น เนื่องจากท่อมีราคาค่อนข้างแพง

ความแข็งแรงของท่อเหล็ก ขึ้นอยู่กับความหนาและคุณสมบัติของแผ่นเหล็กที่ใช้ เหมาะสำหรับใช้วางบนดิน วางใต้ดิน วางข้ามแม่น้ำ ลำคลอง วางเกาะสะพาน วางลอดถนน เนื่องจาก ราคาแพงและอาจเกิดสนิมได้ง่ายเมื่อฝังไว้ใต้ดิน ส่วนใหญ่จึงใช้เฉพาะส่วนที่โผล่เหนือผิวดิน หรือบริเวณที่ต้องรับแรงกดจากภายนอกมาก แต่ไม่เหมาะกับแนวท่อที่มีการเปลี่ยนแปลงระดับหรือทิศทางบ่อย ๆ การซ่อมแซมทำได้ไม่สะดวกเพราะท่อนี้มีน้ำหนักมาก การต่อท่อแยกหรือการตัดเปลี่ยนหรือการซ่อมแซมสามารถหาอุปกรณ์ได้ง่าย

แต่ต้องใช้ผู้ชำนาญ ปัญหาที่พบบ่อยสำหรับท่อเหล็ก คือ เป็นสนิมทำให้อายุการใช้งานท่อลดลง โดยเฉพาะการใช้งานในพื้นที่ดินเค็ม หรือน้ำเค็มหากไม่มีระบบป้องกันการกัดกร่อน อายุการใช้งานของท่อเหล็กจะลดลง



รูปที่ 4.1 ท่อเหล็ก

ข) ท่อเหล็กอบสังกะสี

ทำจากเหล็กกล้าซึ่งเป็นสนิมได้ยาก ผ่านการอบสังกะสี สามารถทำเกลียวได้ง่าย ท่อเหล็กอบสังกะสีส่วนใหญ่จะผลิตมายาว 6 เมตร ปลายท่อทำเกลียวมาให้พร้อม มีแบบหนาปานกลาง ที่ท่อจะคาดสีน้ำเงิน และอย่างหนาที่ท่อคาดสีเหลือง การต่อท่อใช้ข้อต่อแบบต่างๆ เช่น ข้อต่อตรง ข้อต่อ 90 องศา เป็นต้น คุณสมบัติของท่อเหล็กอบสังกะสี คือ

- มีความแข็งแรง ทนทานต่อแรงกระแทกได้ ไม่หักงอง่าย
- ทนต่อความดันและอุณหภูมิที่สูงๆ อย่างกรณีนำไปใช้เป็นท่อน้ำร้อน เป็นต้น
- ราคาค่อนข้างสูง
- ถ้าใช้ไปนานๆ อาจเกิดสนิมได้ โดยเฉพาะที่ฝังอยู่ในดิน อาจเป็นอันตรายถ้ามีน้ำในท่อมารับประทาน

ค) ท่อพีวีซี

ท่อพีวีซี (PVC) เป็นชื่อเรียกที่คนทั่วไปรู้จักมักคุ้นกันเป็นอย่างดี PVC ย่อมาจากคำว่า โพลีไวนิล คลอไรด์ (Polyvinyl chloride) เป็นพลาสติกชนิดหนึ่งที่มีคุณสมบัติที่ดีหลายอย่าง เช่น มีความเหนียวยืดหยุ่นตัวได้ ทนต่อแรงดันน้ำได้ดี ทนต่อการกัดกร่อนของกรดหรือด่างได้ดี ใช้เป็นฉนวนไฟฟ้าได้ดีเพราะไม่เป็นตัวนำไฟฟ้า เป็นวัสดุไม่ติดไฟ มีผิวมันเรียบช่วยให้การไหลของน้ำได้ดี มีน้ำหนักเบาและราคาถูก แต่มีข้อเสียคือ เปราะ กรอบ และแตกหักง่าย ไม่ทนทานต่อแรงกระแทกและแสงแดดหรือแสงยูวี (UV)

ท่อพีวีซี ที่ใช้กันในประเทศไทยส่วนใหญ่มีความยาวประมาณ 4 เมตร ยกเว้นท่อพีวีซีบางประเภท ซึ่งอาจยาว 3 หรือ 6 เมตรบ้าง ท่อพีวีซี ที่นิยมใช้ในงานก่อสร้าง แบ่งออกเป็น 3 ชนิด โดยแบ่งแยกการใช้งานตามสีต่างๆ เช่น สีฟ้า สีเหลือง สีเทา หรือสีขาว

ชนิดที่ 1 ท่อพีวีซีสีฟ้า ผลิตขึ้นตามมาตรฐาน มอก.17-2532 (ท่อพีวีซีแข็งสำหรับใช้เป็นท่อน้ำดื่ม) เป็น

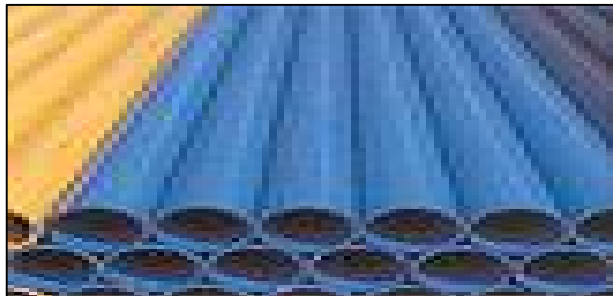
ท่อที่นิยมใช้ในงานสุขาภิบาลในอาคาร เช่น ใช้เป็นท่อประปาสำหรับระบบน้ำดื่ม ซึ่งต้องรับแรงดันน้ำ หรือใช้กับระบบเครื่องสูบน้ำ หรืองานท่อระบายน้ำ มีความหนาตามระดับการรับแรงดันได้ของท่อ โดยมีหน่วยระบุถึงความสามารถในการรับแรงกดดันได้ของท่อ เป็น กิโลกรัม/ตารางเซนติเมตร เช่น มาตรฐานท่อพีวีซีขนาด 8.5 หรือ 13.5 กิโลกรัม/ตารางเซนติเมตร (PVC-8.5 หรือ PVC-13.5) ใช้เป็นท่อประปาสำหรับระบบน้ำดื่มหรือระบบเครื่องสูบน้ำ ซึ่งต้องรับแรงดันน้ำมาก สำหรับท่อระบายน้ำทั้งหรือท่อน้ำโสโครกซึ่งไม่มีแรงดันน้ำ นิยมใช้มาตรฐานท่อขนาด 5 กิโลกรัม/ตารางเซนติเมตร (PVC-5) ท่อพีวีซีสีฟ้าเหล่านี้ เหมาะสำหรับใช้งานภายในอาคารหรือในที่ร่มเท่านั้น ไม่ควรใช้งานภายนอกอาคารที่ต้องสัมผัสกับแสงแดดเนื่องจากไม่ทนต่ออุณหภูมิที่สูง และไม่ควรใช้กับอาคารที่หลุดตัวได้ง่าย เพราะจะทำให้ท่อแตกหักหรือฉีกขาดออกจากกันได้

ชนิดที่ 2 ท่อพีวีซีสีเหลือง ผลิตขึ้นตามมาตรฐาน มอก. 216-2524 (ท่อพีวีซีแข็งสำหรับใช้ร้อยสายไฟฟ้าและสายโทรศัพท์) เป็นท่อที่ผลิตขึ้นมาเพื่อใช้ในงานร้อยสายไฟฟ้าและสายโทรศัพท์โดยเฉพาะ โดยคำนึงถึงมาตรฐานความเป็นฉนวนไฟฟ้าเป็นหลัก ท่อพีวีซีสีเหลืองนี้เหมาะสำหรับใช้ร้อยสายไฟภายในอาคารหรือในร่มเท่านั้น ไม่ควรใช้ร้อยสายไฟภายนอกอาคาร

ชนิดที่ 3 ท่อพีวีซีสีเทา เป็นท่อที่ผลิตขึ้นเพื่อใช้งานด้านการเกษตร เช่น เป็นท่อระบายน้ำทางการเกษตร หรือระบายน้ำสิ่งปฏิกูล หรือใช้ระบายน้ำในงานชั่วคราวที่ไม่ต้องรับแรงดันน้ำหรือไม่ต้องการความแข็งแรงของท่อมากนัก ราคาค่อนข้างถูก ท่อพีวีซีสีเทาที่ใช้งานด้านการเกษตรนี้ ยังไม่มีการกำหนดมาตรฐานขึ้นอยู่กับผู้ผลิต อย่างไรก็ตาม สำหรับท่อพีวีซีสีเทาใช้สำหรับระบายน้ำในงานอุตสาหกรรม ที่จำเป็นต้องคำนึงถึงความปลอดภัยด้านสิ่งแวดล้อม เช่น อาจมีสารเคมีหรือของมีพิษระบายออกมาด้วย ต้องใช้ท่อมาตรฐาน มอก. 999-2533 (ท่อพีวีซีแข็งสำหรับใช้ในงานอุตสาหกรรม)

สำหรับงานส่งน้ำหากใช้เป็นท่อประธาน (Main Line) ความเร็วการไหลไม่ควรเกิน 0.6 เมตร ต่อวินาที ในท่อสายย่อยความเร็วไม่ควรเกิน 1.5 เมตร ต่อวินาที

ในการขนส่งและเก็บรักษาท่อพีวีซี ต้องปฏิบัติตามคำแนะนำของผู้ผลิต และต้องทำด้วยความระมัดระวังเพื่อมิให้เกิดความเสียหายแก่ท่อ ห้ามลากท่อไปบนผิวดินหรือผิวถนนและต้องระวังมิให้ท่อกระทบกระแทกกับสิ่งมีคมต่างๆ โดยเฉพาะปลายท่อที่ต่อด้วยข้อต่อแบบหัวสวมกันรั้วด้วยแหวนยางจะต้องมีสิ่งที่ห่อหุ้มปลายท่อ เพื่อป้องกันความเสียหายเนื่องจากการขูดดินหรือถูกทำให้เป็นรอยโดยวิธีการต่างๆ ท่อจะต้องเก็บไว้ในร่มที่มีอากาศถ่ายเทดี หากจำเป็นต้องเก็บรักษากลางแจ้ง ต้องมีสิ่งห่อหุ้มปกคลุมท่อที่เหมาะสมเพื่อมิให้ท่อถูกแสงแดดโดยตรงและมีให้ท่อสกปรกเปรอะเปื้อน ความสูงของกองท่อต้องไม่สูงกว่าที่ผู้ผลิตแนะนำและต้องมีไม้หมอนหนุนท่อที่ชั้นล่างสุด การหนุนด้วยไม้หมอนจะต้องจัดระยะระหว่างไม้หมอนให้เหมาะสมเพื่อป้องกันการโค้งบิดงอของตัวท่อ



รูปที่ 4.2 ท่อพีวีซี

ง) ท่อพีอี

สำหรับท่อพีอี (PE) นั้นย่อมาจากคำว่า โพลีเอทิลีน (Polyethylene) ส่วนท่อพีบี (PB) ย่อมาจากคำว่า โพลีบิวทิลีน (Polybutylene) ท่อพีอีและท่อพีบี เป็นท่อพลาสติกสีดำ ที่มีความหนาแน่นสูง ผลิตขึ้นตามมาตรฐาน มอก.910-2532 (ท่อโพลีบิวทิลีนสำหรับใช้เป็นท่อน้ำดื่ม) ทั้งท่อพีอีและท่อพีบี มีการผลิตได้สองรูปแบบคือ ชนิดอ่อนและชนิดแข็ง ชนิดอ่อนหมายถึง ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง $\frac{1}{2}$ ถึง 4 นิ้ว ที่สามารถม้วนความยาวท่อได้ถึง 200 เมตร ส่วนชนิดแข็งหมายถึง ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่กว่า 6 นิ้ว ซึ่งจะมีน้ำหนักและขนส่งได้ลำบาก จึงนิยมตัดเป็นท่อนๆ ความยาวท่อนละ 4 ถึง 6 เมตร

ท่อพีอีและท่อพีบีมีคุณสมบัติพิเศษหลายอย่าง เช่น มีความยืดหยุ่นตัวและโค้งไปมาได้สูงมาก ทนแรงดันได้สูงถึง 200 ปอนด์/ตารางนิ้ว ทนทานต่อการฉีกขาด ทนทานต่อแรงกระแทกได้เป็น 2 เท่าของท่อพีวีซี ทนทานต่อความร้อน/ความเย็น ใช้เป็นฉนวนไฟฟ้าได้ดี คงทนต่อสารเคมี มีผิวเรียบมัน จึงมีแรงเสียดทานในเส้นท่อน้อย ทนทานต่อแสงยูวี (UV) อายุใช้งานยาวนานถึง 50 ปี มีน้ำหนักเบากว่าท่อพีวีซีและท่อเหล็ก โดยมีน้ำหนักเพียง $\frac{2}{3}$ ของท่อพีวีซี และ $\frac{1}{5}$ ของท่อเหล็ก สำหรับข้อต่อของท่อพีอีและท่อพีบีคือราคาค่อนข้างแพง การประกอบท่อจะต้องใช้อุปกรณ์หรือช่างที่ชำนาญงานโดยเฉพาะ ทั้งนี้ การต่อท่อพีอีและท่อพีบี สามารถทำได้ 3 แบบคือ แบบเชื่อมหลอมละลายด้วยความร้อน แบบใช้เครื่องมือผายปากท่อให้กว้างและยึดด้วยข้อต่อเกลียว และแบบกีดเกลียวที่ปลายท่อแล้วยึดด้วยข้อต่อเกลียว

ท่อพีอีและท่อพีบีสามารถนำไปใช้งานต่างๆ ได้มากมาย เช่น ใช้กับท่อประปาที่มีแรงดันสูง หรือต้องสัมผัสแสงแดด หรือต้องรับแรงกดในกรณีที่ต้องลอดใต้ถนน ใช้ในงานท่ออุตสาหกรรมต่างๆ เช่น ท่อแก๊ส ท่อร้อยสายไฟฟ้า ท่อไดน้ำ ท่อน้ำร้อน ท่อลำเลียงสารเคมี โดยท่อพีอี เหมาะสำหรับการใช้งานที่แรงกดดันสูงมาก หรือท่อที่มีขนาดใหญ่มาก เช่น ใช้ในงานชลประทาน ใช้งานอุตสาหกรรมต่างๆ ใช้ในงานท่อลอดใต้ดิน หรือลอดใต้แม่น้ำ ส่วนท่อพีบี เหมาะสำหรับการใช้งานที่แรงกดดันปานกลาง หรือท่อที่มีขนาดไม่ใหญ่มากนัก และนิยมใช้ในงานท่ออุตสาหกรรมที่ต้องทนความร้อนสูงกว่าท่อพีอี เช่น ใช้เป็นท่อน้ำร้อนสำหรับงานท่อประปาทั่วไป ใช้ในงานเกษตรกรรม และใช้ในงานอุตสาหกรรมทั่วไป



รูปที่ 4.3 ท่อพีอี

จ) ท่อเอชดีพีอี ท่อ HDPE. เป็นท่อพลาสติกประเภทเทอร์โมพลาสติก ผลิตตามมาตรฐาน มอก. 982-2548 เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกมีขนาดอยู่ระหว่าง 18 - 1,200 มม. ยาวท่อนละ 6.00 เมตร และ 12.00 เมตร

ท่อ HDPE. ตาม มอก.982-2548 แบ่งออกเป็น 10 ชั้นคุณภาพ ตามความดัน ได้แก่ PN3.2, PN4, PN6, PN6.3, PN8, PN10, PN12.5, PN16, PN20 และ PN25 ความดันใช้งานที่อุณหภูมิตั้งแต่ 20 องศาเซลเซียส มีคุณสมบัติทนทานต่อการกัดกร่อนดีเป็นพิเศษ ทนต่อสารเคมีได้ทุกชนิด แต่เป็นเชื้อเพลิง อุณหภูมิใช้งานไม่ควรเกิน 60 องศาเซลเซียส ทนต่อแสง UV ได้จำกัด ไม่เป็นสนิมและไม่จับคราบหินปูน

ท่อ HDPE. เหมาะสำหรับใช้วางใต้ดิน เหมาะกับแนวท่อที่มีการเปลี่ยนแปลงระดับหรือทิศทางบ่อย ๆ สามารถวางท่อในบริเวณที่ลุ่มมีน้ำขังหรือวางใต้น้ำหรือบริเวณที่ดินอ่อนได้ การซ่อมแซมท่อทำได้ไม่สะดวกเพราะอุปกรณ์ท่อหายากต้องใช้เครื่องมือและผู้เชี่ยวชาญเฉพาะ พบปัญหาการรั่วซึมไม่มากนักแต่วางรอยเชื่อมไม่ดี และหากการกลบฝังไม่ถูกวิธี ท่อลอยพ่นผิวดินอาจเกิดเพลิงไหม้ได้



รูปที่ 4.4 ท่อ HDPE

ฉ)ท่อเอซี (ท่อซีเมนต์ใยหิน ท่อ AC)

ท่อ A.C. เหมาะสำหรับใช้วางใต้ดินและบนดิน แต่ไม่เหมาะที่จะวางบนดินในบริเวณที่อาจถูกกระแทกได้ง่าย เนื่องจากท่อมีความเปราะและมีโอกาสแตกหักได้ง่ายเนื่องจากน้ำหนักน้ำในท่อหากระยะห่างของฐานรองรับท่อไม่เหมาะสม ไม่เหมาะกับแนวท่อที่มีการเปลี่ยนแปลงระดับหรือทิศทางบ่อย ๆ เพราะต้องใช้ข้อต่อมากทำให้มีโอกาสเกิดการแตกรั่วมากขึ้น การซ่อมแซมไม่ต้องใช้เครื่องมือพิเศษ ไม่ต้องใช้ผู้เชี่ยวชาญ เฉพาะท่อ AC Type I ไม่ทนทานต่อซัลเฟต จึงไม่ควรใช้บริเวณชายทะเลหรือบริเวณที่มีดินซัลเฟตผสมอยู่สูง ควรใช้ท่อ Type V แทน ปัญหาสำหรับท่อ AC คือ มีการแตกร้าว แตกหัก และแตกกระเปาะได้ง่ายกว่าท่อชนิดอื่น ท่อ AC มีอายุการใช้งานประมาณ 30 ปี

ท่อเอซีที่ใช้เป็นท่อประปา ความเร็วการไหลไม่ควรเกิน 0.6 ม./วินาที หากใช้เป็นท่อน้ำเสีย ความเร็วการไหลไม่ควรเกิน 1.5 ม./วินาที ชั้นความดันที่มีการผลิตจำหน่ายท่อตาม มอก.81-2548 แบ่งออกเป็น 12 ชั้นคุณภาพ ตามแรงดันทดสอบ ได้แก่ PP5, PP6, PP10, PP12, PP15, PP18, PP20, PP24, PP25, PP30, PP35 และ PP36 โดยแรงดันใช้งานจะเท่ากับครึ่งหนึ่งของแรงดันทดสอบในแต่ละชั้นคุณภาพ เป็นท่อที่มีน้ำหนักเบากว่าท่อเหล็ก ไม่ควรใช้ในระบบท่อน้ำสำหรับอุปโภค บริโภค



รูปที่ 4.5 ท่อซีเมนต์ใยหิน

ข) **ท่อคอนกรีตเสริมเหล็ก** ไม่นิยมใช้ในงานส่งน้ำมากนักเพราะปัญหาเรื่องการแตกร้าว รั่วซึม บริเวณ ข้อต่อ ข้องอ ฐานรองท่อ โดยทั่วไปจะรับแรงดันภายในได้ระหว่าง 1.5 - 3.75 กิโลกรัม ต่อ ตารางเซนติเมตร (ksc.)



รูปที่ 4.6 ท่อคอนกรีตเสริมเหล็ก

ข) ท่อคอนกรีตอัดแรง ปัจจุบันไม่ค่อยนิยมใช้มากนัก เนื่องจากมีน้ำหนักมาก ขั้นตอนการดำเนินการวางท่อต้องพิถีพิถันตามหลักวิชาการมาก



รูปที่ 4.7 ท่อคอนกรีตอัดแรง

ฅ) ท่อเสริมใยแก้ว,GRP (Glass fiber reinforce polyester pipe) ท่อ GRP. ตาม มอก.982-2548 แบ่งออกเป็น 3 ชั้นคุณภาพ ตามความดัน ได้แก่

- ชั้นคุณภาพ PN 6 รับแรงดันใช้งาน 6 กก./ตร.ซม.
- ชั้นคุณภาพ PN 10 รับแรงดันใช้งาน 10 กก./ตร.ซม.
- ชั้นคุณภาพ PN 16 รับแรงดันใช้งาน 16 กก./ตร.ซม.

ท่อ GRP. มีคุณสมบัติทนทานต่อการกัดกร่อนได้ดี ขยายตัวตามอุณหภูมิได้น้อย เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นความสามารถในการรับแรงภายในท่อไม่เปลี่ยนแปลง ผิวภายในท่อไม่เป็นสนิม ท่อ GRP. เหมาะสำหรับใช้วางใต้ดินและบนดิน แต่ไม่เหมาะที่จะวางบนดินในบริเวณที่อาจถูกกระแทกได้ง่าย เนื่องจากท่อมีความเปราะและมีโอกาสตกร้าวเนื่องจากน้ำหนักในท่อหากระยะห่างของฐานรองรับท่อไม่เหมาะสม และเมื่อวางท่อใต้ดินรับแรงกดมากเกินไปกำหนดท่อจะเสียรูปทรงทำให้เกิดเสียหาย รั่ว แตก การซ่อมแซมท่อต้องทำทั้งช่วงไม่สามารถซ่อมเป็นจุด ๆ ได้ ไม่เหมาะกับแนวท่อที่มีการเปลี่ยนแปลงระดับหรือทิศทางบ่อย ๆ มีโอกาสเกิดการรั่วไหลจากข้อต่อและแหวนยางกันซึม



รูปที่ 4.8 ท่อ GRP

4.2 การใช้งานท่อส่งน้ำรับแรงดันประเภทต่าง ๆ

4.2.1 เปรียบเทียบท่อส่งน้ำ

ตารางที่ 4.1 แสดงการเปรียบเทียบเพื่อให้เห็นว่าระหว่างท่อเหล็ก ท่อพีวีซี ท่อเอซี ท่อเอสดีพีอีและท่อ GRP มีความแตกต่างหรือเหมือนกันในแต่ด้านอย่างไร

ตารางที่ 4.1 เปรียบเทียบลักษณะและสมบัติของท่อ

รายละเอียด	ท่อเหล็ก	ท่อพีวีซี	ท่อเอซี	ท่อเอชดีพีอี	ท่อGRP
1. ลักษณะทั่วไป					
1.1 ชนิดท่อ	Rigid pipe	Rigid pipe	Rigid pipe	Rigid pipe	Rigid pipe
1.2 ส่วนประกอบหลักวัสดุทำท่อ	เหล็ก	เรซิน	โพลิเอทิลีน ไลนีน	เรซิน	เรซิน ทราาย
1.3 กรรมวิธีการผลิต	จากแผ่นเหล็กเหนียว นามาม้วนขึ้นรูปแล้วเชื่อมรอยต่อ	ผลิตจากเทอร์โมโมพลาสติก (Thermoplastic) หลอมแล้วดึงผ่านแบบ	ผลิตจากซีเมนต์เสริมด้วยใยหิน ม้วนบนแกนเหล็ก	หลอมแล้วดึงผ่านแบบ	พันด้วยเส้นใยหรือพันบนแบบเหล็ก
1.4 แหล่งของวัตถุดิบ	ต่างประเทศ	ทั้งในและต่างประเทศ	ทั้งในและต่างประเทศ	ทั้งในและต่างประเทศ	ทั้งในและต่างประเทศ
1.5 ขนาดระบุที่ผลิตในประเทศ(มม.)	150-3000	18-600	100-1000	18-1200	300-3000
1.6 ความยาวที่ผลิตในประเทศ(ม.)	6,9	4,6	4,5	6,12 หรือขดเป็นม้วน	6,9,12และตามต้องการ
1.7 ชนิดของข้อต่อ	-Flange -Mechanical coupling --Spigot and socket end	-Rubber ring socket -Solvent cement	-Rubber ring joint -Gibault joint	-Flange ,nipple -Butt welding	-Rubber ring joint -Bell and spigot joint
1.8 อุปกรณ์ท่อ	อุปกรณ์ท่อเหล็กเหนียวเหล็กหล่อ	อุปกรณ์ท่อเหล็กหล่อ	อุปกรณ์ท่อเหล็กหล่อ	อุปกรณ์ท่อพีอี	อุปกรณ์ท่อไฟเบอร์กลาส อุปกรณ์ท่อเหล็กหล่อ
1.9 มาตรฐานการผลิต	มอก.4237-2531 ISO, ASTM,JIS, AWWA	มอก.17-2532	มอก.81-2548	มอก.982-2548 SFS,DIN	มอก.1483-2540 ASTM,AWWA, DIN
2. สมบัติ					
2.1 ความหนาแน่น (กรัม /ลบ. ซม.)	7.80	1.43	2.10	0.95	2.00

2.2 ความดันใช้งาน(กก./ตร.ซม.)	10 - 50	5,8.5,13.5	5,6,10,12,15,18,20,24,25,30,35,36	3.2,4,6,6.3,8,10,12.5,16,20, 25	6,10,16
2.3 ความดันทดสอบ (Factory test pressure)	2 เท่าของความดันใช้งาน	3 เท่าของความดันใช้งาน	2 เท่าของความดันใช้งาน	1.5 เท่าของความดันใช้งาน	2 เท่าของความดันใช้งาน
2.4 ความแข็งแรงของท่อ (Strength)	-ความต้านทานแรงดึง > 310 MPa(ตามมอก.427) -ความเค้นคราก > 165 MPa(ตามมอก.427) -ความยืด>23% (ตามมอก. 247)	-ความทนแรงกระแทก>750 กก.(ตามมอก.17) -ความเค้นตามแนวเส้นรอบวง> 18.54MPa(ตามมอก.17) -ความต้านทานแรงดึง50-55MPa(ASTM D638-60T) -ความต้านทานแรงกด 80-100MPa(AS TM D790-59T) -ความยืด 100-170%(ASTM D747)	-ความดันแตก >22 MPa (ตามมอก.81) -ความต้านแรงอัดแตกตามขวาง > 44MPa (ตามมอก. 81) -ความต้านแรงดัดโค้งตามยาว> 24.5 MPa (ตามมอก.81)	-ความต้านทานแรงดึง 22MPa (ISO/DIS6259) -ความยืด > 60% (ISO/DIS6259)	-ความต้านทานแรงดึงตามแนวแกน(ตารางที่ 7 มอก.1483) -ความต้านทานแรงดึงตามแนวเส้นรอบวง (ตารางที่ 8 มอก.1483) -ความต้านทานแรงกดตามแนวแกน(ตารางที่ 9 มอก.1483) -ความแข็งดิ่งที่ความผิดรูป 5% (ตารางที่ 5 มอก.1483)
2.5การรับน้ำหนักบรรทุกหลังท่อ	สูงมาก	ปานกลาง	สูง	ปานกลาง	สูง
2.6 การผิดรูปของท่อ (Stiffness)	สูงมาก	ต่ำ	สูง	ต่ำ	สูง
2.7 ความแข็งแรงตามแนวยาว (Longitudinal compression)	สูง	ต่ำ	ปานกลาง	ต่ำ	ปานกลาง (สามารถPipe jacking)

2.8 การปรับ มุมระหว่าง ท่อแต่ละท่อน (Allowable joint deflection)	1- 4 องศา	1-12 องศา	1-12 องศา	ท่อยึดหย่อน	1-5 องศา
2.9 การ ต้านทานการ กัดกร่อน	ต่ำ	สูง	ต่ำ	สูง	สูง
2.10 ผิว ภายในท่อ	เป็นสนิม	ไม่เป็นสนิม ไม่จับคราบ หินปูน	ค่า water absorption 20%	ไม่เป็นสนิม ไม่จับคราบ หินปูน	ไม่เป็นสนิม ไม่ จับคราบหินปูน
2.11 การต้านทาน สารเคมี	ต่ำ	สูง(ทนต่อ สารเคมีได้มา กษนิต)	ต่ำ(ทนต่อสารเคมี มีข้อจำกัด)	สูง(ทนต่อสารเคมีได้มา กษนิต)	สูง
2.12 อุณหภูมิการ ใช้งาน	ไม่ควรเกิน 60 องศา	ไม่ควรเกิน 60 องศา	ไม่ควรเกิน 60 องศา	ไม่ควรเกิน 60 องศา	ไม่ควรเกิน 60 องศา
2.13 การทน ต่อแสง UV	ทนได้ดี	ทนได้น้อย มาก	ทนได้ดี	ทนได้ในระดับหนึ่ง	ทนได้
2.14การ ขยายตัวตาม อุณหภูมิ	ปานกลาง	สูง	ปานกลาง	สูง	ต่ำ
2.15ความ ดันใช้งาน เมื่ออุณหภูมิ สูงขึ้น	สูงขึ้น	ต่ำลง	สูงขึ้น	ต่ำลง	ปานกลาง
2.16 ค่า สัมประสิทธิ์ ความเสียด ทาน(Hazen- Williams)	C(ท่อใหม่) = 110 C(ท่อเก่า)= 100	C(ท่อใหม่) = 140 C(ท่อเก่า)= 130	C(ท่อใหม่) = 110 C(ท่อเก่า)= 100	C(ท่อใหม่) = 140-150 C(ท่อเก่า)= 130	C(ท่อใหม่) = 140-150 C(ท่อเก่า)= 130
2.17 ประมาณอายุ การใช้งาน (ปี)	40	50	น้อยกว่า 50	50	50
3.ลักษณะการนำไปใช้งาน					
3.1 การใช้ งาน	เหมาะใช้ งานทั้งบน ดินและใต้ดิน	เหมาะกับ งานใต้ดิน หรือบริเวณที่ ไม่ถูกแสง แดด	เหมาะใช้งานทั้งบนดินและใต้ ดิน	เหมาะสำหรับงานใต้ดิน	เหมาะใช้งานทั้ง บนดินและใต้ดิน
3.2 สภาพ ดินมีการทรุด ตัว	รอยเชื่อม ของท่ออาจมี การรั่วหรือ ร้าว	ท่อหรือข้อต่อ อาจแตกร้าว	ท่อหรือข้อต่ออาจแตกร้าว	ไม่มีผลกระทบ	ท่อหรือข้อต่อ อาจแตกร้าว

3.3 แนวท่อเปลี่ยนระดับหรือทิศทางบ่อย	ไม่สามารถโค้งงอได้ ต้องเชื่อมต่อมาก	ไม่สามารถโค้งงอได้ต้องใช้ข้อต่อมาก	ไม่สามารถโค้งงอได้ต้องใช้ข้อต่อมาก	สามารถโค้งงอได้	ไม่สามารถโค้งงอได้ต้องใช้ข้อต่อมาก
3.4 การขนส่งและเคลื่อนย้าย	ไม่สะดวก เพราะน้ำหนักมาก	สะดวกเพราะน้ำหนักเบา	สะดวกแต่ต้องระวังชำรุด	สะดวกและไม่ชำรุด	สะดวกแต่ต้องระวังชำรุด
3.5 ค่าใช้จ่ายในการขนส่ง	แพงเพราะน้ำหนักมาก	ถูกเพราะน้ำหนักเบา	แพงเพราะน้ำหนักมาก	ถูกเพราะน้ำหนักเบา	ถูกเพราะน้ำหนักเบา
3.6 การกองเก็บ	กองเก็บกลางแจ้งได้	ต้องเก็บในที่ร่ม	กองเก็บกลางแจ้งได้	ต้องเก็บในที่ร่ม	กองเก็บกลางแจ้งได้
3.7 การวางท่อใต้ดิน	วางยาก ต้องขุดหลุมและเครื่องมือพิเศษ	วางได้ง่าย	วางได้ง่าย	วางง่ายแต่ต้องขุดหลุมและเครื่องมือพิเศษ	วางได้ง่าย
3.8 เทคนิคการต่อท่อ	-เชื่อมต่อนาน -ต่อโดยหน้างาน -ต่อโดย mechanical coupling -ไม่สะดวกต้องใช้ความชำนาญ -ใช้เครื่องมือพิเศษ -เชื่อมต่อนานในร่องดิน	-ต่อปลายปากกระพี้กับปลายเรียบ -โดยใช้แหวนยางกันซึม -สะดวกสามารถสอดท่อได้เลย -ไม่ต้องใช้เครื่องมือพิเศษ -ต่อท่อในร่องดิน	-ต่อโดยแหวนยางกันซึมหรือข้อต่อเหล็ก Gibault -สะดวกสามารถสอดท่อได้เลย -ไม่ต้องใช้เครื่องมือพิเศษ -ต่อท่อในร่องดิน	-เชื่อมต่อนาน butt welding -ต่อโดยหน้างาน -ต่อด้วย stub end -สะดวกแต่ต้องใช้ความชำนาญและเครื่องมือเชื่อม -เชื่อมต่อนานแล้ววางในร่อง	-ต่อปลายปากกระพี้กับปลายเรียบ -หรือใช้ข้อต่อกับแหวนยาง -สะดวกสามารถสอดท่อได้เลย -ไม่ต้องใช้เครื่องมือพิเศษ -ต่อท่อในร่องดิน
3.9 การตัดต่อหรือการต่อท่อแยก	ทำได้ยาก ใช้ผู้ชำนาญและเครื่องมือเชื่อม	ทำได้ง่าย	ทำได้ง่าย	ทำได้ยาก ใช้ผู้ชำนาญและเครื่องมือเชื่อม	ทำได้ง่าย
3.10 การซ่อมแซมท่อ	ทำได้ยาก ต้องใช้ผู้ชำนาญ	ทำได้ง่าย	ทำได้ง่าย	ทำได้ยากต้องใช้ผู้ชำนาญและเครื่องมือพิเศษ	ทำได้ง่าย

4.2.2 ชนิดของท่อแบ่งตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม (มอก.)

เนื่องจากท่อหลายชนิดที่ผลิตในประเทศไทย ต้องอยู่ภายใต้มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมหรือ มอก. อย่างไรก็ตามแต่ละชนิดท่อผลิตขึ้นและได้รับการรับรองมาตรฐานมอก. ต่างกันและมีคุณภาพท่อที่แตกต่างกัน ดังนั้นจึงขอสรุปชนิดท่อที่ได้รับการรับรองมาตรฐานและมีคุณภาพท่อ ตามตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 การได้รับรองมาตรฐานของแต่ละชนิดท่อและชั้นคุณภาพ

ชนิดท่อ	มาตรฐานและชั้นคุณภาพ	
ท่อเหล็ก	มอก.427-2531	แบ่งเป็น 3 ชั้นคุณภาพ
ท่อ พีวีซี	มอก.17-2532	แบ่งเป็น 3 ชั้นคุณภาพ
ท่อซีเมนต์ใยหิน (AC)	มอก.81-2548	แบ่งเป็น 12 ชั้นคุณภาพ
ท่อ HDPE	มอก.982-2548	แบ่งเป็น 10 ชั้นคุณภาพ
ท่อ GRP	มอก.1483-2549	แบ่งเป็น 3 ชั้นคุณภาพ

4.2.3 ขนาดท่อและชนิดของท่อที่มีจำหน่ายในประเทศไทย

ตารางที่ 4.3 ได้แสดงสรุปให้ทราบว่าขนาดท่อกับชนิดท่อใดบ้างที่มีจำหน่ายตามท้องตลาดในปัจจุบัน

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน (มม.)	ท่อเหล็ก	ท่อพีวีซี	ท่อ AC	ท่อ HDPE	ท่อ GRP
100-250	✓	✓	✓	✓	✗
300-550	✓	✓	✓	✓	✓
600-1000	✓	✗	✓	✓	✓

4.2.4 การเลือกใช้ท่อตามลักษณะการก่อสร้างในแต่ละพื้นที่

ตารางที่ 4.4 แสดงถึงการเลือกใช้ชนิดท่อให้เหมาะสมกับสภาพพื้นที่ที่จะทำการก่อสร้างงานวางท่อ

สภาพพื้นที่	ความเหมาะสม				
	ท่อเหล็ก	ท่อพีวีซี	ท่อ AC	ท่อ HDPE	ท่อ GRP
วางท่อใต้ดิน พื้นที่ตามไหล่ทาง ปริมาณการจราจรไม่หนาแน่น	✓	✓	✓	✓	✓
วางท่อใต้ดิน พื้นที่ตามไหล่ทางรับปริมาณการจราจรหนาแน่น ดินกักดร่อน	✓	✗	✗	✓	✓
วางท่อใต้ดิน พื้นที่เป็นลูกเนินสูงต่ำติดต่อกัน หรือแนวท่อคดโค้งมาก หรือวางในดินอ่อน พื้นที่ชุ่มน้ำ (Swamp) หรือจำเป็นต้องวางใต้น้ำหรือวางในเขตเทศบาล หรือสุขาภิบาล ชุมชนหนาแน่น ซึ่งการขุดท่อทำได้ลำบาก ดินกักดร่อน	✗	✗	✗	✓	✗
วางท่อบนดิน/ หิน มีฐานรองรับพื้นดินทรุดตัวไม่เท่ากันหรือพื้นที่โล่งแจ้งห่างไกลชุมชนหรือวางข้ามทางน้ำ	✓	✗	✓	✗	✓
วางท่อบนดิน / หิน มีฐานรองรับ พื้นที่ป่าเขา หรือวางท่อบนดิน / ใต้ดินที่ต้องการความแข็งแรงสูงหรือวางท่อใต้ผิวจราจร	✓	✗	✗	✗	✗

วางท่อข้ามทางน้ำ มีฐานรองรับ	✓	✗	✓	✗	✓
วางท่อใต้ผิวจราจร	✓	✗	✗	✗	✗
วางท่อบนดิน / หิน ในพื้นที่โล่งแจ้ง ห่างไกลชุมชน	✓	✗	✓	✗	✓
วางท่อบนดิน / หินในพื้นที่ป่าเขา ห่างไกลชุมชน	✓	✗	✗	✗	✗
วางท่อใต้ดินตามไหล่ทาง จราจรหนาแน่น	✓	✗	✗	✓	✓

4.3 หลักการวางแนวท่อส่งน้ำ (Pipe layout)

ในการออกแบบระบบสูบน้ำนั้น ก่อนที่จะถึงการออกแบบเครื่องสูบน้ำ จะต้องออกแบบระบบท่อน้ำมาก่อน และเมื่อจะทำการออกแบบขนาดท่อพร้อมอุปกรณ์ ก็จะต้องผ่านขั้นตอนการวางแนวท่อน้ำมาก่อนเช่นเดียวกัน หลักในการวางแนวท่อส่งน้ำเพื่อให้ส่งน้ำไปยังตำแหน่งหรือบริเวณที่ต้องการนั้น มีหลักที่ใช้ในการพิจารณาประกอบการปฏิบัติงานวางแนวท่อส่งน้ำ ดังนี้ คือ

1. ควรจะวางให้แนวท่อจากเครื่องสูบน้ำไปยังจุดที่ต้องการใช้น้ำ มีลักษณะเป็นแนวตรง สั้นและอยู่ในระดับหรือมีความลาดตมสม่ำเสมอมากที่สุดเท่าที่จะทำได้ แต่ระบบท่อดังกล่าวยังคงสามารถส่งน้ำได้ครอบคลุมพื้นที่มากที่สุดตามต้องการ
2. จะต้องคำนึงถึงความสะดวกสบายในการติดตั้งและการบำรุงรักษาในอนาคตไว้ด้วย เช่นในกรณีที่เป็นท่อใต้ดินแนวท่อจะต้องไม่ปิดทับด้วยแผ่นคอนกรีตหนาซึ่งการซ่อมจะทำได้ก็ต่อเมื่อต้องมีการทุบแผ่นคอนกรีตแล้วเท่านั้น ทำให้การทำงานมีความยุ่งยากลำบากและมีค่าใช้จ่ายที่สูงขึ้นตาม
3. ในกรณีที่มีการวางแนวท่อตัดผ่านถนน ควรจะออกแบบให้มีท่อหรือปลอกที่แข็งแรง ฝังลอดถนนแล้วให้ท่อส่งซึ่งมีขนาดเล็กกว่าเดินในท่อดังกล่าวอีกทีหนึ่ง
4. อุปกรณ์ของระบบท่อควรมีเท่าที่จำเป็นเพราะส่วนใหญ่มีราคาแพงและเมื่อมีการไหลผ่านอุปกรณ์เหล่านี้จะเกิดการสูญเสียเสดมาก การเปลี่ยนทิศทางแนวท่อควรใช้อุปกรณ์ที่มีรัศมีความโค้งที่ยาวขึ้นเพื่อให้เกิดการสูญเสียพลังงานที่อุปกรณ์เหล่านี้น้อยที่สุด
5. ในกรณีที่แนวท่อมีการเปลี่ยนแปลงระดับลักษณะขึ้นๆลงๆ ช่วงท่อน้ำที่โค้งขึ้นอาจจะมีโพรงอากาศอยู่มากจนทำให้น้ำไหลไม่เต็มท่อ ดังนั้น ควรจะพิจารณาติดตั้งวาล์วระบายอากาศไว้ในตำแหน่งดังกล่าวด้วย
6. กรณีการวางท่อแบบใต้ดิน ท่อควรจะวางบนดินในร่องขุดที่มีการกระทุ้งแน่นหรือบนฐานรากที่เหมาะสมเพื่อป้องกันมิให้เกิดความเค้นในเส้นท่อหรือที่หน้าจานของเครื่องสูบน้ำ เนื่องจากการทรุดตัวไม่เท่ากัน
7. ในกรณีที่เป็นท่อซีเมนต์ใยหิน (Asbestos cement pipe) ท่อที่ต่อเข้าด้วยกันนั้นมิได้ยึดติดกันแน่นเป็นท่อนเดียวกันเหมือนกับท่อเหล็ก ดังนั้นแรงดันที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมภายในท่ออาจจะทำให้รอยต่อเหล่านี้หลุดออกจากกันได้ ดังนั้น เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงทิศทางท่อไหลก็จำเป็นต้องมีแท่นคอนกรีตยึดทุกแห่ง ลักษณะของแท่นคอนกรีตยึดอุปกรณ์ชนิดต่างๆ อาจดูได้จากแบบมาตรฐานของการประปาส่วนภูมิภาคซึ่งให้ไว้ภาคผนวก
8. ในกรณีที่ท่อส่งมีความยาวมาก ผู้ออกแบบจะต้องวิเคราะห์และพิจารณาหาทางป้องกันวอเตอร์แฮมเมอร์ (Water hammer) ด้วย

4.4 การออกแบบขนาดท่อส่งน้ำ (Design of pipe size)

การออกแบบระบบท่อส่งน้ำนั้น โดยทั่วไปวิศวกรผู้ออกแบบมักจะพิจารณาวางแผนขั้นตอนต่าง ๆ ในการคำนวณออกแบบ หลังจากได้พิจารณาวางแผนระบบท่อส่งน้ำไว้เรียบร้อยแล้ว ดังต่อไปนี้

1. คำนวณปริมาณน้ำที่จะส่งให้ทั้งหมด พร้อมประมาณน้ำต้นทุนเฉลี่ย
2. คำนวณขนาดท่อที่จะใช้ในแต่ละสายทั้งระบบ
3. คำนวณการสูญเสียพลังงานในเส้นท่อของระบบทั้งหมด
4. คำนวณ Hydraulic Grade Line ตามแนวท่อทั้งระบบ
5. คำนวณ และออกแบบอาคารประกอบในระบบท่อที่จำเป็นในสายท่อนั้น ๆ เช่น Thrust block ตอม่อและคานรับท่อ (กรณีไม่สามารถฝังท่อลงดินได้) บ่อตกตะกอน ข้อต่อคอนกรีตรับแรงดัน ฯลฯ
6. คำนวณหาค่า Water hammer หรือความดัน Surge ในเส้นท่อแต่ละช่วงท่อเพื่อนำไปพิจารณาชั้นคุณภาพของท่อรับแรงดันที่เหมาะสม
7. กำหนดชั้นคุณภาพของท่อที่ใช้ในระบบส่งน้ำรับแรงดันทุก ๆ สาย
8. คำนวณขนาดของเครื่องสูบน้ำพอสังเขป กรณีต้องใช้อาคารควบคุมระดับน้ำหรือจำเป็นต้องสูบน้ำเข้าระบบท่อส่งโดยตรง
9. เขียนแบบระบบท่อส่งน้ำ พร้อมตรวจสอบอาคารประกอบในระบบท่อทั้งระบบว่าได้วางถูกต้องตามหลักวิชาการหรือไม่ เช่น ประตูน้ำ ประตูระบายอากาศ (Air valve) บ่อตกตะกอน พร้อมจุดที่ตั้งแนวเส้นท่อทุก ๆ สายว่าต่ำกว่าเส้น Hydraulic grade line หรือไม่
10. ตรวจสอบความถูกต้องของแบบก่อนที่จะนำไปใช้ก่อสร้าง

4.4.1 การคำนวณปริมาณน้ำที่จะส่ง

ปริมาณความต้องการน้ำทั้งหมดที่ต้องส่งเข้าระบบท่อหากเป็นงานส่งน้ำเพื่อการชลประทานจะประกอบด้วยปริมาณน้ำที่ต้องส่งไปเพื่อการเพาะปลูกพืช และหากรวมถึงน้ำเพื่อการอุปโภคบริโภคของคนและสัตว์เลี้ยงทั้งหมดแล้ว ก็จะได้ปริมาณน้ำเพื่อใช้ในการออกแบบทั้งระบบ ในขณะที่เดียวกันจำเป็นที่จะต้องประมาณปริมาณน้ำต้นทุนด้วยว่าเพียงพอหรือไม่ เพราะหากปริมาณน้ำต้นทุนมีจำนวนจำกัด ก็จะสามารถส่งน้ำได้เท่ากับหรือน้อยกว่าปริมาณน้ำต้นทุนเท่านั้น ฉะนั้น ผู้ออกแบบและคำนวณทุกคนจึงต้องพิจารณาเป็นพิเศษไว้ด้วย เพื่อจะระบุออกไปในแบบก่อสร้างได้ว่าสามารถส่งน้ำให้ได้มากน้อยแค่ไหน สำหรับข้อมูลพื้นฐานที่ใช้ในการหาปริมาณความต้องการใช้น้ำมีดังนี้:-

1) น้ำเพื่อการอุปโภค - บริโภค

ในการคำนวณปริมาณน้ำที่ต้องการส่งไปให้เพื่อใช้สำหรับการอุปโภค บริโภค จะอาศัยข้อมูลอัตราความต้องการใช้น้ำของคน และสัตว์มาเป็นข้อมูลพื้นฐานในการคำนวณ ดังนั้นหากต้องการออกแบบขนาดอัตราการส่งน้ำผ่านท่อจริง ก็จะต้องหาข้อมูลจำนวนคนและสัตว์ในบริเวณพื้นที่เป้าหมายมาใช้คำนวณร่วมกับอัตราการใช้น้ำ ดังตารางที่ 4.4

ตารางที่ 4.4 อัตราการใช้น้ำของคนและสัตว์

ผู้ใช้น้ำ	หน่วย	อัตราการใช้น้ำ
คน (ชนบทและท้องถิ่นที่ต้องการประหยัดน้ำ)	ลิตร/วัน-คน	30 - 60
คน (ท้องถิ่นที่มีน้ำอุดมสมบูรณ์)	ลิตร/วัน-คน	75 - 300
วัว ควาย	ลิตร/วัน-ตัว	50
หมู	ลิตร/วัน-ตัว	20
ไก่	ลิตร/วัน ต่อ 6 ตัว	1

การคำนวณปริมาณความต้องการน้ำระบบประปา

1.ความต้องการน้ำเฉลี่ยรายวัน (**Average daily demand**) ใช้ค่า 200 -250 ลิตร ต่อคน ต่อ วัน ใช้ค่านี้สำหรับเป็นเกณฑ์ในการตรวจสอบความพอเพียงของแหล่งน้ำดิบที่จะจัดหามาใช้

2.ความต้องการน้ำในวันใช้น้ำสูงสุด (**Maximum dairy demand**) ค่านี้ใช้สำหรับคำนวณ ออกแบบระบบน้ำดิบ (ระบบสูบน้ำดิบ ระบบสำรองน้ำดิบ) และระบบผลิตน้ำประปา (ระบบสร้างตะกอน ระบบตกตะกอนและระบบกรองน้ำ) คิดปริมาณความต้องการ เท่ากับ 1.20 -1.50 เท่าของความต้องการน้ำเฉลี่ยรายวัน

3.ความต้องการน้ำในชั่วโมงใช้น้ำสูงสุด (**Maximum hourly demand**) ใช้สำหรับคำนวณออกแบบระบบจ่ายน้ำประปา (ขนาดท่อส่งสูง ขนาดถังเก็บน้ำใส ขนาดท่อจ่ายน้ำไปยังบ้านเรือน ฯลฯ) คิดปริมาณเท่ากับ 1.50 - 2.00 เท่าของความต้องการน้ำในวันใช้น้ำสูงสุด

4.ความต้องการน้ำเพื่อการดับเพลิง (**Fire fighting demand**) สำหรับใช้คำนวณออกแบบระบบท่อจ่ายน้ำประปา เป็นไปตามตารางที่ 4.5 และ 4.6 ดังนี้

ตารางที่ 4.5 ปริมาณน้ำดับเพลิงที่ต้องนำไปรวมกับปริมาณความต้องการใช้น้ำในวันใช้น้ำสูงสุด

จำนวนประชากร (คน)	ปริมาณน้ำเพื่อการดับเพลิง	
	ลูกบาศก์เมตร ต่อ นาที	ลูกบาศก์เมตร ต่อ ชั่วโมง
< 10,000	>2	>120
20,000	4	240
30,000	5	300
40,000	6	360
50,000	7	420

ตารางที่ 4.6 ปริมาณน้ำเพื่อการดับเพลิงที่ต้องสำรองไว้ในถังน้ำใส หรือถังสูง

จำนวนประชากร (คน)	ปริมาณน้ำสำรอง (ลบ.ม.)
< 10,000	100
20,000	200
30,000	300
40,000	350

5.ปริมาณน้ำที่สูญเสีย (Leak) กำหนดไว้เท่ากับ 10 -25 % ของค่าความต้องการน้ำเฉลี่ย

2) ปริมาณความต้องการน้ำเพื่อการเพาะปลูก

ในการคำนวณปริมาณความต้องการเพื่อการเพาะปลูก จะอาศัยค่าชลภาวะ (Water duty) และขนาดพื้นที่เพาะปลูกมาเป็นข้อมูลสำหรับคำนวณ ตามสูตร

$$\text{อัตราการส่งน้ำ} = \text{ค่าชลภาวะ} \times \text{ขนาดพื้นที่เพาะปลูก} \quad (4-1)$$

4.4.2 การคำนวณขนาดท่อ

เมื่อได้วางแผนท่อแต่ละสายไปตามความเหมาะสมของภูมิประเทศแล้ว ผู้ออกแบบก็สามารถคำนวณหาปริมาณน้ำในแต่ละช่วงของท่อสายแยกซอย สายซอย ตลอดจนสายท่อประธานซึ่งครอบคลุมพื้นที่โครงการได้ในลักษณะรวมพื้นที่ขึ้นมา ดังนั้น ท่อจึงมีขนาดใหญ่ลดหลั่นกันเป็นลำดับ จากท่อประธาน ท่อสายซอย และท่อสายแยกซอย สำหรับวิธีการคำนวณขนาดท่อ จะพิจารณาจากปริมาณน้ำที่ต้องไหลผ่านท่อนั้น ๆ พร้อมกับกำหนดค่าความเร็วจำกัดของท่อแต่ละชนิดในแต่ละสาย เช่น สายประธาน สำหรับท่อ PVC ความเร็วไม่ควรเกิน 0.60 ม./วินาที เป็นต้น การคำนวณขนาดท่อหน้าตัดวงกลม จะใช้สมการต่อเนื่อง (Continuity equation) คือ

$$Q = AV \quad (4-2)$$

เมื่อออกแบบเป็นท่อกลม

$$Q = \frac{\pi d^2 V}{4} \quad (4-3)$$

หรือ

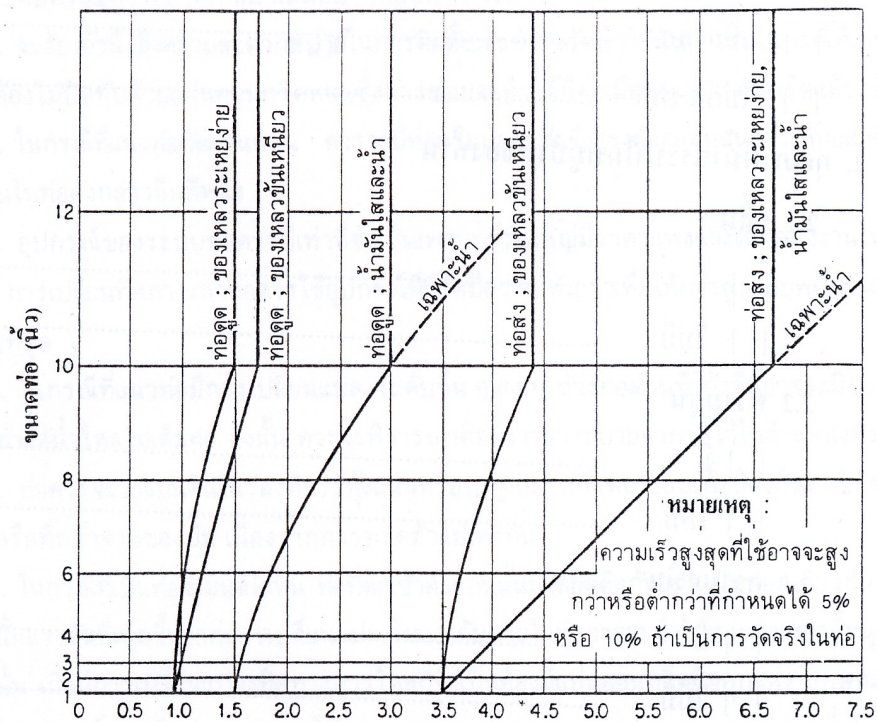
$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} \quad (4-4)$$

เมื่อ Q = อัตราการไหลในเส้นท่อ (ลบ.ม. ต่อ วินาที)

d = เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ (ม.)

V = ความเร็วเฉลี่ยของการไหลภายในเส้นท่อ (ม. ต่อ วินาที)

สำหรับขั้นตอนนี้ ให้เลือกกำหนดความเร็วการไหลที่เหมาะสมตามรูปที่ 4.9 หรือหากกรณีเป็นท่อพีวีซี อาจเลือกใช้ค่าความเร็วที่เหมาะสม ตามตารางที่ 4.7 จากนั้นไปแทนค่าในสมการที่ (4-4) แล้วแก้สมการหาค่า d เมื่อได้ขนาดท่อ d จากสมการที่ (4-4) แล้ว ให้ปรับค่าตัวเลขให้เป็นเลขลงตัวและเป็นขนาดที่มีจำหน่ายตามท้องตลาด จากนั้นนำไปตรวจสอบค่าความเร็วการไหลที่เกิดขึ้นจริงเมื่อใช้ขนาดท่อที่ปรับค่า โดยการแทนค่าในสูตร $V = \frac{4Q}{\pi d^2}$ หากพบว่า ความเร็วที่เกิดขึ้นจริง มีค่าไม่เกินจากค่าความเร็วที่กำหนดไว้ ถือว่าขนาดท่อที่ออกแบบไว้ใช้ได้



รูปที่ 4.9 ความเร็วของการไหลภายในท่อที่แนะนำให้ใช้

ตารางที่ 4.7 ความเร็วของการไหลที่ยอมให้ กรณีเป็นท่อพีวีซี

ขนาดท่อ(มม.)	ความเร็วการไหลออกแบบ(ม./วินาที)	ความเร็วสูงสุดที่ยอมให้(ม./วินาที)
ต่ำกว่า 25	0.50 - 0.70	3.0
25 - 55	0.50 - 0.80	4.0
65 - 150	0.70 - 1.00	5.0
200 - 400	0.90 - 1.50	5.0

4.4.3 การคำนวณการสูญเสียพลังงานในเส้นท่อ

การสูญเสียพลังงานในท่อเนื่องจากความต้านทานต่าง ๆ จะแบ่งออกเป็นสองประเภทด้วยกัน คือ

1. การสูญเสียเฮดหลัก (Major loss) โดยปกติการสูญเสียหลักจะเกิดขึ้นจากความเสียดทานของผิวท่อ ขนาดของท่อ ความเร็วในการไหล และความยาวท่อ ถ้าผิวท่อขรุขระ ความยาวท่อ และความเร็วในการไหลสูง การสูญเสียพลังงานจะสูงตามไปด้วย แต่การสูญเสียพลังงานจะลดลงถ้าท่อมีขนาดโตขึ้น

2. การสูญเสียเฮดรอง (Minor loss) หมายถึงการสูญเสียพลังงานเนื่องจากการไหลในท่อเมื่อของไหลผ่านทางเข้า ข้อต่อชนิดต่าง ๆ ข้องอ ประตูน้ำ ฯลฯ ปกติถ้าท่อมีความยาวมากเช่น ในระบบท่อประปา การชลประทาน ระบบท่อ ค่าการสูญเสียรองนี้จะมีค่าของการสูญเสียน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับกับการสูญเสียหลัก แต่ถ้าท่อที่มีความยาวไม่มากนัก มีข้อต่อ ข้องอ หลายแห่งตามสภาพภูมิประเทศแล้ว ค่าการสูญเสียรองก็จะมีค่ามากเช่นกัน

4.3.1 การหาค่าการสูญเสียเฮดหลัก (Major loss) การสูญเสียหลักในท่อกลม ท่อกลมเป็นท่อที่ใช้ในงานวิศวกรรมเป็นส่วนใหญ่ค่าการสูญเสียหลักในท่อชนิดดังกล่าวสามารถหาได้จากหลายด้วยกัน สูตรหนึ่งที่ยอมรับและเป็นสูตรที่ใช้การคำนวณที่ถูกต้องและใช้ได้ครอบคลุมทั้งการไหลแบบราบเรียบและปั่นป่วนคือสูตร Darcy-Weisbach

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots(4-5)$$

เมื่อ h_f = การสูญเสียเฮดหลัก (ม.)

f = แฟกเตอร์ของความเสียดทาน จาก Moody Diagram หาจาก Moody diagram รูปที่ 1.12 (ของบทที่ 1)

L = ความยาวท่อ (ม.)

D = เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ (ม.)

V = ความเร็วในการไหล (ม./วินาที)

4.3.2 การหาค่าการสูญเสียเฮดรอง (Minor loss) ดังได้กล่าวมาแล้วว่า การสูญเสียรองเกิดขึ้นเนื่องจากการไหลของน้ำผ่านทางเข้า ข้อต่อ ข้องอ ประตูน้ำ (Valve) และอุปกรณ์ต่าง ๆ ในระบบท่อ ค่าการสูญเสียเฮดรองหาได้จากสูตร

$$h_m = k \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots(4-6)$$

เมื่อ h_m = การสูญเสียเฮดรอง

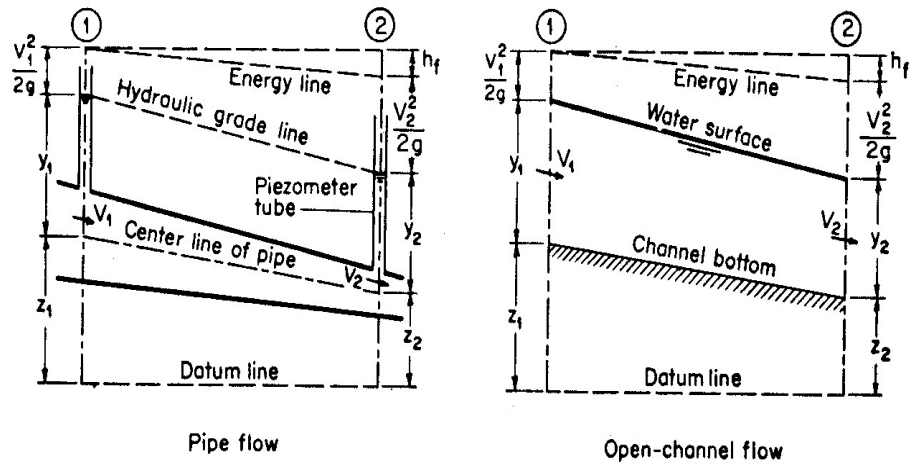
K = สัมประสิทธิ์ของการสูญเสียเฮดรอง ใ้จากตารางที่ 4 ของบทที่ 1

V = ความเร็วในการไหล (ม./วินาที)

g = อัตราเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก (ม./วินาที²)

4.4.4 การคำนวณเส้นลาดชลศาสตร์ (Hydraulic grade line)

Hydraulic grade line หรือ เส้นลาดชลศาสตร์ คือ เส้นที่ลากต่อเชื่อมจุดต่างๆ (Locus) ของค่าเฮดสถิตซึ่งได้แก่ เฮดความดัน รวมกับ ค่าเฮดระดับ หรือค่า $P/\gamma + Z$ ไปตามแนวท่อ ดังแสดงในรูปที่ 4.10



รูปที่ 4.10 เส้นลาดชลศาสตร์และเส้นลาดพลังงานของการไหลในท่อและทางน้ำเปิด

การคำนวณเพื่อสร้างเส้นลาดชลศาสตร์ (HGL) นั้นจะใช้สมการเบอร์นูลลี มาช่วยในการคำนวณ กล่าวคือ ค่าพลังงานทั้งหมดของการไหลที่จุด A ใดจุดบนเส้นท่อมักมีค่าเท่ากับ H โดยที่

$$H_A = \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A \dots\dots\dots(4.7)$$

และ ณ จุด A เดียวกันบนเส้นท่อมักมีค่าเฮดสถิตย์ เท่ากับ

$$\frac{P_A}{\gamma} + Z_A = H_A - \frac{V_A^2}{2g} \dots\dots\dots(4-8)$$

เมื่อทำการหาค่าเฮดสถิตย์ไปเรื่อยๆตามแนวท่อแล้วลากเส้นต่อเชื่อม จะได้เป็นเส้นลาดชลศาสตร์ ขึ้นมา อย่างไรก็ตามการลากเส้นลาดชลศาสตร์ในแนวเส้นท่อ สามารถสรุปเป็นขั้นตอนตั้งแต่ต้นท่อไปยังปลายท่อกรณีท่อเส้นเดียว ได้ดังนี้

1.คำนวณค่าเฮดรวม (H พลังงานรวม) ที่บริเวณจุดต้นท่อ หรืออาจเป็นจุดที่ทราบค่าอยู่แล้วกรณีเป็นเครื่องสูบน้ำหรือถังความดัน

2. คำนวณค่าการสูญเสียเฮดที่จุดดังกล่าวซึ่งอาจเป็นการสูญเสียเฮดรองเนื่องจากการไหลเข้าปากท่อ (Entrance Loss) นำค่าที่ได้ไปลบออกจากเฮดรวมในข้อที่ 1 จะได้เป็นเฮดรวมที่บริเวณปากทางเข้าท่อ

3. คำนวณค่าเฮดความเร็วที่จุดดังกล่าวด้วยสูตร $V^2/2g$ นำไปลบออกจากค่าเฮดรวมในข้อที่ 2 จะได้ค่าเฮดสถิตยที่ที่จุดดังกล่าวนี้

4. เช่นเดียวกันเมื่อจะหาค่าเฮดสถิตยที่ที่จุดถัดไปทางด้านท้ายน้ำ ให้นำค่าเฮดรวมที่จุดก่อนหน้านี้ ลบออกด้วยค่าการสูญเสียเฮดทั้งหมดที่เกิดขึ้น (ค่าการสูญเสียเฮดหลักรวมกับค่าการสูญเสียเฮดรอง) จากจุดก่อนหน้านี้จนมาถึงจุดปัจจุบัน แล้วลบออกด้วยค่าเฮดความเร็วที่จุดปัจจุบันอีกทีหนึ่ง จะได้ค่าเป็นเฮดสถิตยที่ที่จุดปัจจุบัน หรือเขียนเป็นสมการ

$$\frac{P_B}{\gamma} + Z_B = H_A - h_{LA-B} - h_{mA-B} - \frac{V_B^2}{2g} \dots\dots\dots(4-9)$$

เมื่อ น้ำไหลจากจุด A ไปยังจุด B

H_A = เฮดรวมที่จุด A

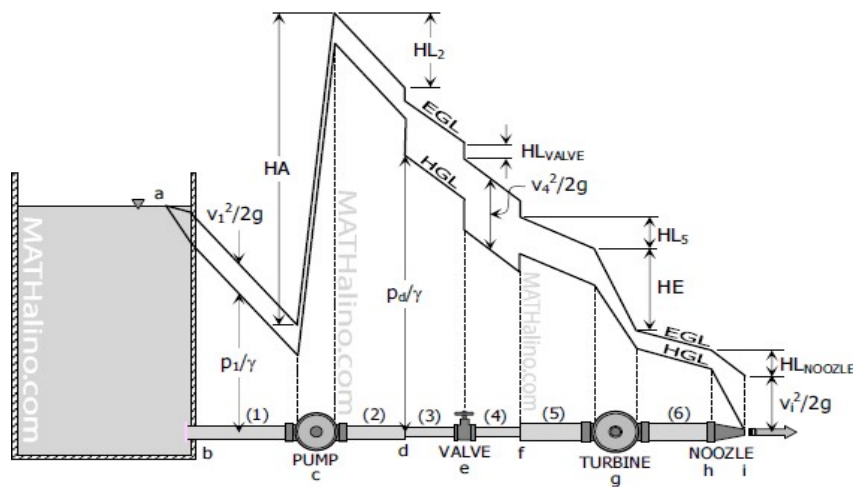
h_{LA-B} = ค่าการสูญเสียเฮดรองจากจุด A ไปยังจุด B

h_{mA-B} = ค่าการสูญเสียเฮดหลักจากจุด A ไปยังจุด B

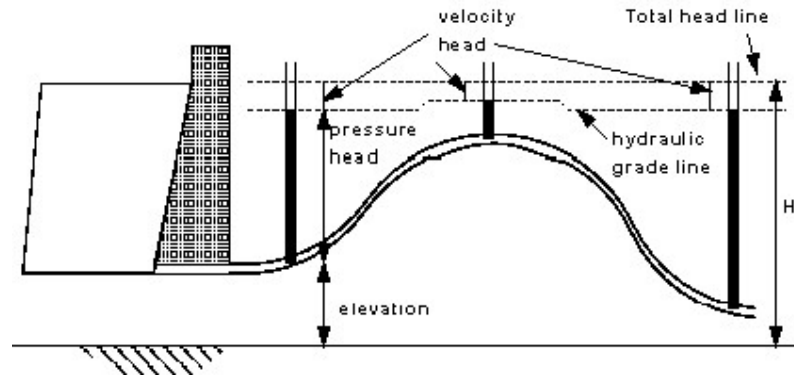
ลักษณะของความดันในท่อมีความสัมพันธ์กับเส้นลาดชลศาสตร์และแนวท่อดังนี้คือ

- หากแนวท่ออยู่ต่ำกว่าเส้นลาดชลศาสตร์ ค่าความดันภายในท่อบริเวณนั้นจะมีค่าเป็นบวก หรือความดันสูงกว่าค่าความดันบรรยากาศ

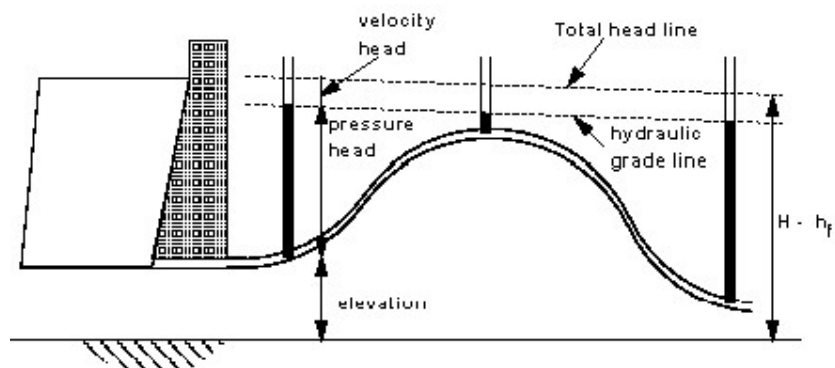
- หากแนวท่ออยู่สูงกว่าเส้นลาดชลศาสตร์ ค่าความดันภายในท่อบริเวณนั้นจะมีค่าเป็นลบ หรือความดันต่ำกว่าค่าความดันบรรยากาศ



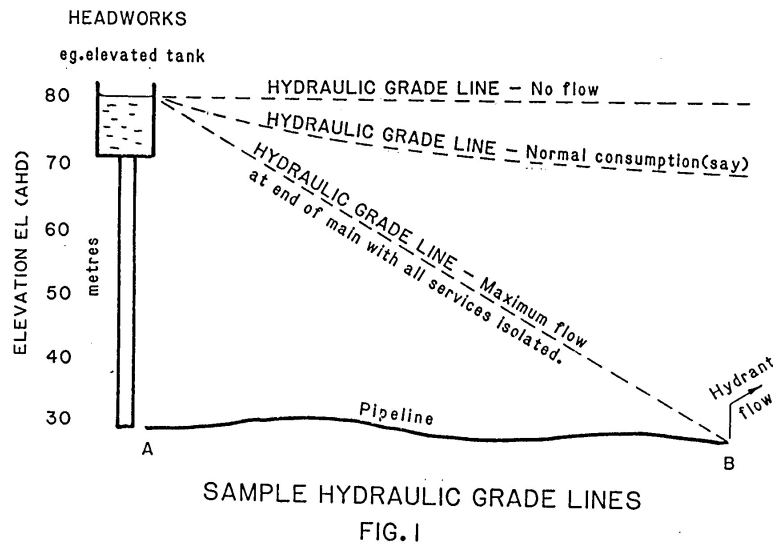
รูปที่ 4.11 เส้นลาดพลังงานและเส้นลาดชลศาสตร์ของระบบท่อเดี่ยว



รูปที่ 4.12 เส้นลาดพลังงานและเส้นลาดชลศาสตร์ จากท่อออกจากอ่างเก็บน้ำกรณีที่มีขนาดแตกต่างกัน ไม่คิดค่าการสูญเสียพลังงาน



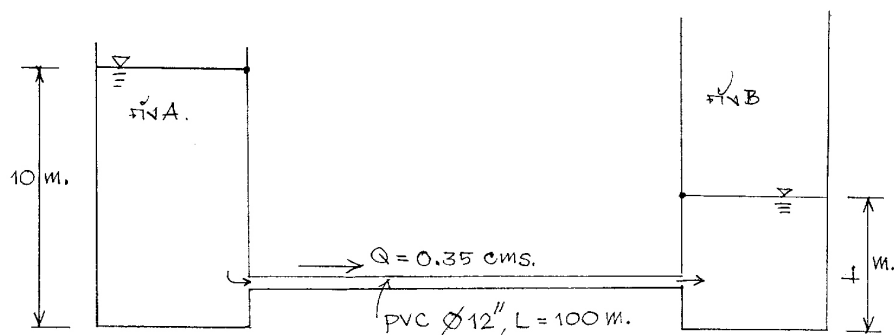
รูปที่ 4.13 เส้นลาดพลังงานและเส้นลาดชลศาสตร์ จากท่อออกจากอ่างเก็บน้ำกรณีที่มีขนาดเท่ากัน และคิดค่าการสูญเสียพลังงาน



รูปที่ 4.14 ตัวอย่างเส้นลาดชลศาสตร์ในระบบท่อกรณีน้ำไหลและไม่ไหล

การคำนวณเส้นลาดชลศาสตร์ Hydraulic grade line นั้น ควรจะเพิ่มค่าการสูญเสียพลังงานรวมของท่อทั้งระบบอีก ประมาณ 5 – 10 % ของค่าการสูญเสียทั้งหมด เพื่อให้แน่ใจว่าน้ำมีแรงดันพออย่างทั่วถึงถ้าหากกำหนดให้ กม. 0+000 ของระบบท่อส่งน้ำ เป็นจุดหลักในการคำนวณ ก็จะได้ว่าที่จุดนี้ ค่าการสูญเสียเริ่มต้นเท่ากับศูนย์สำหรับระบบท่อ ฉะนั้น หากแนวศูนย์กลางท่อที่ตำแหน่งนี้อยู่ต่ำกว่าระดับน้ำหน้าอ่างเท่าไร จะถือว่าค่า Pressure head ของเส้นท่อที่จุดนั้นมีค่าเท่ากับระยะระหว่างศูนย์กลางท่อถึงระดับน้ำใช้การเฉลี่ย เช่น ถ้าศูนย์กลางท่อที่ กม. 0+000 อยู่ต่ำกว่าระดับน้ำใช้การเฉลี่ยเท่ากับ 4 ม. ค่า Pressure head เฉลี่ยจะเท่ากับ 4 ม. ด้วยสำหรับ head ที่จุดปลายสุดของระบบท่อส่งน้ำ จะขึ้นอยู่กับค่าระดับที่จุดนั้นอยู่ต่ำกว่าระดับเหนืออ่างเท่าไร แล้วหักค่าการสูญเสียในท่อทั้งระบบของโครงการ หรือหมายถึงระดับที่แนวศูนย์กลางท่อที่จุดนั้นอยู่ต่ำกว่า Hydraulic grade line เท่าไร ซึ่งค่าที่ได้ไม่ควรน้อยกว่า Velocity head ของปริมาณน้ำที่ต้องการ ในทำนองเดียวกัน แนวศูนย์กลางท่อที่ตำแหน่งใด ๆ จะต้องอยู่ต่ำกว่า เส้น Hydraulic grade line ที่ตำแหน่งนั้นเสมอ โดยมักจะวางให้ต่ำกว่าประมาณ 3.50 ม. เพื่อให้มีแรงดันมากพอน้ำจะไหลผ่านไปได้

ตัวอย่าง ส่งน้ำผ่านระบบท่อเดียวจากแหล่งน้ำ A ไปยังแหล่งน้ำ B ตามรูป จงเขียนเส้น HGL ของแนวท่อนี้



วิธีทำ Plot เส้น EGL.

1. เสดรวมต้นท่อเริ่มที่ผิวน้ำของถัง A ที่จุด A $EGL.A = 10.00$ ม.

2. เสดรวมที่ปากทางเข้าท่อ = EGL. B เท่ากับเสดผิวน้ำ ลบ ด้วยการสูญเสียปากทางเข้า

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.35 \times 4}{\pi(0.304)^2} = 4.82 \text{ เมตร ต่อ วินาที}$$

$$\text{ค่า entrance loss } h_e = \frac{0.50 \times 4.82^2}{2 \times 9.81} = 0.59 \text{ ม.}$$

$$EGL. B = 10.00 - 0.59 = 9.41 \text{ ม.}$$

ดังนั้นค่าเสดสถิตยที่จุด A - เสดความเร็วในท่อที่จุด A

$$= 9.41 - \frac{4.82 \times 4.82}{2 \times 9.81} = 8.23 \text{ ม.}$$

3. เสดรวมที่จุด C เท่ากับ เสดรวมที่ปากท่อ ลบด้วย การสูญเสียในเส้นท่อ

การสูญเสียในเส้นท่อใช้สูตร Darcy -Weisbach ได้เท่ากับ 4.20 เมตร

$$\text{ค่าเสดรวมที่จุด C เท่ากับ เสดรวมที่จุด B - Lossในเส้นท่อดัง A - B} = 9.41 - 4.20 = 5.21 \text{ ม.}$$

$$\text{ดังนั้น } EGL. C = 5.21 \text{ ม.}$$

4. เสดรวมที่จุด D $EGL.D = EGL.C - \text{Exit loss}$

$$= 5.21 - 1.0 \frac{4.82 \times 4.82}{2 \times 9.81} = 4.02 \text{ ม. Say } 4.00 \text{ ม.}$$

หมายเหตุ ค่า Loss ทั้งหมดจากถัง A ไปยัง B จะต้องเท่ากับระดับต่างของผิวน้ำทั้งสองถัง คือ 6.00 เมตร

เมื่อได้ค่าเสดรวมแต่ละจุดแล้ว นำมาคำนวณค่าเสดสถิตยของแต่ละจุด ดังนี้

Plot เส้น HGL.

1. ค่า HGL.แต่ละจุดเท่ากับ EGL. - $V^2/2g$

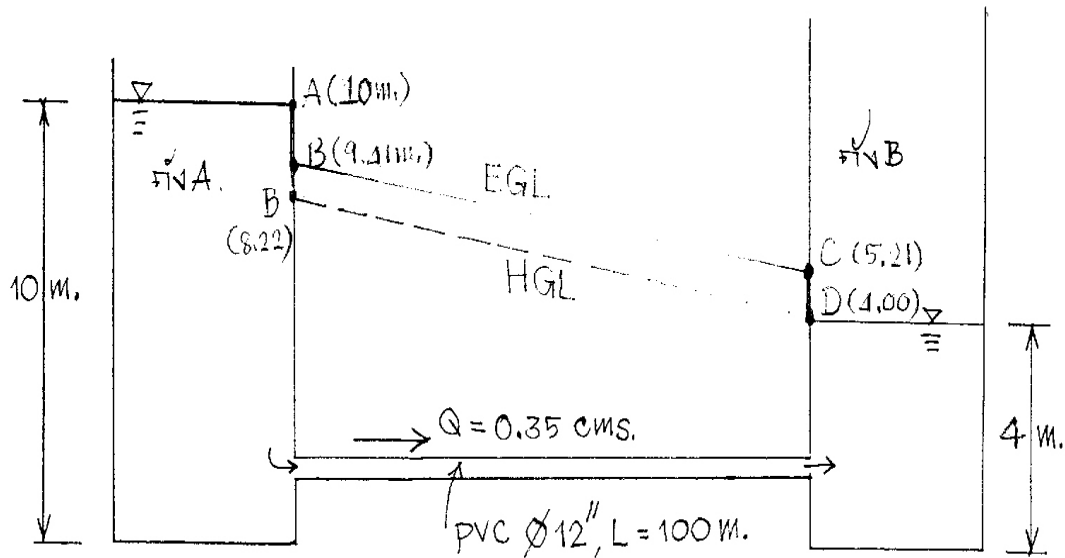
$$2. HGL.A = EGL.A - 0 = 10.00 \text{ ม.}$$

$$3. HGL_B = EGL_B - \frac{V_B^2}{2g} = 9.41 - \frac{4.82 \times 4.82}{2 \times 9.81} = 8.22 \text{ ม.}$$

$$4. HGL_C = EGL_C - \frac{V_C^2}{2g} = 5.21 - \frac{4.82 \times 4.82}{2 \times 9.81} = 4.02 \text{ ม.}$$

$$5. HGL_D = EGL_D - \frac{V_D^2}{2g} = 4.02 - 0 = 4.02 \text{ ม. Say } 4.00 \text{ ม.}$$

ลากเส้นเชื่อมต่อค่าต่างๆจะได้เส้น ลาดพลังงานและเส้นลาดชลศาสตร์



4.4.5 การคำนวณค่าความดันเพิ่มจาก Water Hammer

การกระแทกของน้ำอันเนื่องมาจากความดันที่เกิดขึ้นเมื่อน้ำที่เคลื่อนตัวอยู่ภายในถูกทำให้หยุดลงอย่างกะทันหัน เช่น เมื่อประตูน้ำ (Valve) ที่ปลายท่อซึ่งมีน้ำอยู่เต็ม ถูกปิดโดยทันที น้ำที่ไหลอยู่ในท่อจะหยุดอย่างกะทันหัน และความเร็วในการไหลลดลงอย่างรวดเร็ว พลังงานจลน์ที่สะสมไว้ในน้ำ จะแปลงรูปเป็นความดันสูงที่ด้านหลังของประตูน้ำ และน้ำจะอัดตัวพยายามขยายตัวออกให้กว้างขึ้น ความดันที่สูงขึ้นเรื่อย ๆ จะวนเวียนอยู่ด้วยความเร็วคงที่ระดับหนึ่งในขณะที่คลื่นความดันวิ่งขึ้นสู่ตอนบน ปรากฏการณ์นี้เรียกว่า Water Hammer หรืออีกนัยหนึ่ง Water Hammer จะเกิดขึ้นในระบบท่อ เมื่อน้ำที่เคลื่อนตัวอยู่ภายในเกิดการเปลี่ยนแปลงความเร็ว เพื่อที่จะรักษา Momentum ภายในเส้นท่อให้มีค่าคงเดิม ดังนั้นส่วนหนึ่งของพลังงานจลน์ของน้ำจะเปลี่ยนไปเป็นพลังงานศักย์ และในที่สุดจะสูญเสียไปกับความเสียดทานในน้ำ หรือ ผ่นท่อ เพื่อที่จะทำให้ความดันมีค่าคงเดิมโดยหลักทั่วไป Water Hammer เกิดจากสาเหตุต่าง ๆ ดังนี้

- การเปิด และ ปิด (สนิทหรือเป็นบางส่วน) ของประตูน้ำ (Valve)
- การเริ่มต้น และการหยุดของเครื่องสูบน้ำ
- การเปลี่ยนแปลงความเร็วของ Turbine
- การเปลี่ยนระดับของแหล่งน้ำ
- ปฏิกริยาการเคลื่อนของแหล่งน้ำ (Reservoir Wave Action)

ฯลฯ

ความดัน Water Hammer นี้ อาจแบ่งได้เป็น 2 ประเภท คือ

1. Transient คือ สภาวะระหว่างกลาง (Intermediate Condition) ซึ่งจะเกิดขึ้นในระบบ เมื่อน้ำเคลื่อนตัวจากสถานะคงตัวหนึ่งไปยังอีกสถานะคงตัวหนึ่ง ตัวอย่างที่เห็นได้ง่าย เช่นการปิดประตูน้ำเพียงตัวเดียว

2. Oscillatory คือ สภาวะที่เกิดขึ้นสม่ำเสมอในช่วงเวลาหนึ่ง ความดันประเภทนี้มีความเกี่ยวข้องกับปฏิกิริยาของเครื่องสูบน้ำประเภทที่ใช้ลูกสูบ และประตุน้ำลดความดัน (Relief Valve) ความดันเพียงเล็กน้อยที่เกิดขึ้น สามารถขยายตัวได้อย่างรวดเร็ว และทำให้เกิดความเสียหายอย่างร้ายแรงที่สุด ถ้าความถี่เพิ่มขึ้นจนใกล้เคียงกับกำหนดธรรมชาติ (Natural Resonant) ของระบบท่อ ทฤษฎี Elastic Wave ซึ่งวิเคราะห์ความดัน Water Hammer นี้ ได้รับการปรับปรุงและพัฒนาโดยนักวิจัยหลายท่าน โดยใช้เวลาหลายปี และเทคนิคที่ค้นพบก็จะนำซึ่งคำตอบที่น่าพอใจ เมื่อประยุกต์เข้ากับสภาวะการอย่างถูกต้อง ตัวอย่างซึ่งง่ายแก่การเข้าใจ คือการคำนวณเกี่ยวกับความดันที่เพิ่มขึ้นในท่อ เนื่องจากการปิดประตุน้ำอย่างรวดเร็ว แนวท่อซึ่งประกอบด้วย ข้อต่อซึ่งขยายตัวได้ จะถูกยึดเพื่อต่อต้านการเคลื่อนตัวในแนวนอน ความดัน Water Hammer ที่มีค่ามากที่สุดนั้น มีความสัมพันธ์กับความเร็วเปลี่ยนแปลงสูงสุดของการเคลื่อนตัวของน้ำ ในขณะที่อัตราการเคลื่อนตัวของ Pressure Wave มีความสัมพันธ์กับความเร็วของเสียงในน้ำนั้น (แปรเปลี่ยนไปตามวัสดุที่ใช้ในการผลิตท่อ) ความเร็วคลื่น สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$C = \sqrt{\frac{K \frac{g}{\gamma}}{1 + \frac{Kd}{Et}}} \quad (4-10)$$

เมื่อ

c = ความเร็วคลื่นความดัน (ม./วินาที)

K = Bulk Modulus ของของไหล (น้ำ มีค่า 2.07×10^8 กก./ตร.ม.)

d = เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน ของท่อ (ม.)

E = ค่าโมดูลัสความยืดหยุ่น (Modulus of Elasticity) ของผนังท่อ
-มีค่า 3.0×10^8 กก./ตร.ม. สำหรับท่อ พี.วี.ซี

t = ความหนาของท่อ (ม.)

γ = น้ำหนักจำเพาะของของไหล (น้ำ เท่ากับ 1000 กก./ลบ.ม.)

g = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (9.81 ม. ต่อ วินาที²)

ความดันที่เพิ่มจาก Water Hammer สูงสุด คำนวณได้จากสมการ

$$P = \frac{\gamma CV}{1000g} \quad (4-11)$$

หรือ คิดเป็นเฮดความดันที่เพิ่ม

$$h = \frac{CV}{g} \quad (4-12)$$

เมื่อ V = ความเร็วการไหลก่อนเกิด Water hammer (ม./วินาที)
 P = ความดันเพิ่มเนื่องจาก Water hammer (กก./ตร.ซม.)
 h = เหนือความดันที่เพิ่ม (ม.น้ำ)

ในการประมาณค่าความดันเพิ่มเนื่องจากการเกิด Water hammer อันเกิดเนื่องมาจากการปิด เปิดวาล์ว
 กระทั่งหักห้ามไม่ต้องการใช้สูตรเบื้องต้นคำนวณ อาจหาค่าจากตารางที่ 4.8

ตารางที่ 4.8 ค่าความดันเพิ่มจาก Water hammer อันเกิดจากการเปิด ปิด วาล์วกระทั่งหัก
 (หน่วย กก./ตร.ซม.)

ค่า d/t	ความเร็วของการไหล (ม. ต่อ วินาที)						
	0.20	0.50	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00
5.00	1.38	3.44	6.88	10.33	13.77	20.66	27.54
7.50	1.17	2.92	5.84	8.77	11.69	17.54	23.38
10.00	1.03	2.58	5.17	7.75	10.34	15.51	20.68
12.50	0.94	2.34	4.68	7.02	9.36	14.04	18.72
15.00	0.86	2.16	4.31	6.47	8.62	12.39	17.24
17.50	0.80	2.01	4.02	6.02	8.03	12.04	16.06
20.00	0.76	1.89	3.78	5.66	7.55	11.32	15.10
22.50	0.71	1.79	3.57	5.36	7.15	10.72	14.30
25.00	0.68	1.70	3.40	5.10	6.80	10.20	13.60
27.50	0.65	1.63	3.25	4.88	6.50	9.75	13.00
30.00	0.62	1.56	3.12	4.68	6.24	9.36	12.48
35.00	0.58	1.45	2.90	4.34	5.79	8.68	11.58
40.00	0.54	1.36	2.72	4.07	5.43	8.14	10.86

จากตารางที่ 4.8 d คือ เส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ และ t คือ ค่าความหนาของผนังท่อ

การลดความรุนแรงของการเกิด Water hammer

1. ทำให้การเปลี่ยนแปลงความเร็วในการไหลน้อยลง โดยปกติมีหลักเกณฑ์ในการปฏิบัติโดยทั่วไป ดังนี้

- ทำให้ความเร็วการไหลภายในท่อช้าลง ให้อยู่ในช่วงไม่เกิน 1.5 เมตร ต่อ วินาที
- ปิด หรือเปิดวาล์วอย่างช้าๆ โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อวาล์วเปิดอยู่ระหว่าง 0 - 30%
- ไม่ควรเดินหรือหยุดเครื่องสูบน้ำในขณะที่วาล์วด้านจ่ายอยู่ในสภาพเปิดไว้เต็มที่

2.ป้องกันการลดลงของความดัน โดยการ

- ติดตั้ง Air valve เพื่อป้องกันอากาศเข้าไปในท่อเมื่อความดันในท่อลดลง
- ติดตั้ง Surge tank เพื่อป้องกันน้ำเข้าท่อเวลาความดันลดลง
- ใช้ Surge suppressor ส่งน้ำจาก Water absorption tank เข้าไปทางด้านท่อจ่าย เพื่อป้องกัน

ไม่ให้ความดันลดลงเวลาไฟดับ

3.ป้องกันการเพิ่มขึ้นของความดัน

- ใช้ Check valve แบบค่อยๆปิด เพื่อชะลอการทำงานของ Check valve เวลาที่มีน้ำไหลย้อนทาง
- ติดตั้ง Safety valve เพื่อระบายน้ำออกเมื่อความดันเพิ่มขึ้นถึงระดับหนึ่ง

4.4.6 การกำหนดชั้นคุณภาพท่อ

การออกแบบความดันภายในท่อ

การเลือกชั้นคุณภาพของท่อ (Class of pipe) จะต้องอาศัยข้อมูลคือความดันสูงสุดที่คาดว่าจะเกิดขึ้นในเส้นท่อระหว่างการใช้งาน ความดันภายในที่เกิดขึ้นประกอบด้วย ความดันสถิต (Static pressure) และความดันจลน์ (Dynamic) ในที่นี้ก็คือความดันจากการเกิด Water hammer ค่าความดันสถิตสูงสุด มีหลักในการเลือกใช้ออกแบบดังนี้

1.กรณีส่งน้ำจากท่อระบบเปิด (Open type) จะใช้ค่าความดันสูงสุดจากเส้น Hydraulic Grade Line ในขณะมีการส่งน้ำในท่อ

2.กรณีเป็นระบบท่อแบบปิด (Close type) ใช้ค่าความดันเมื่อระบบท่ออยู่ในสถานะหยุดส่งน้ำ

3.กรณีระบบท่อมืด ถึงความดัน (Pressure tank) เป็นต้นทางใช้ความดันสูงสุดที่ได้จากถึงความดันนั้น

4.กรณีระบบท่อมืดเครื่องสูบน้ำเป็นต้นกำเนิดแรงดัน ใช้ความดันสูงสุดที่ได้จากเครื่องสูบน้ำนั้นในขณะส่งน้ำ

เมื่อนำค่า Water hammer ที่คำนวณได้ไปรวมกับค่า Pressure head สูงสุดของท่อสายนั้น ๆ ก็จะทราบว่าท่อจะต้องรับความดันสูงสุดเท่าใด อยู่ Class ไต เช่น ถ้าแนวศูนย์กลางท่ออยู่ต่ำกว่าแนวเส้น Hydraulic grade line = 35 ม. นั่นคือ คิดเป็นความดันน้ำ 3.5 กก./ตร.ซม. (ค่าแรงดันน้ำ 1 กก./ ตร.ซม. จะเท่ากับค่าความสูงของน้ำประมาณ 10 ม.) เมื่อค่าความดัน Water hammer เท่ากับ 1.427 กก./ ตร.ซม. ฉะนั้น ท่อจะต้องรับแรงดันได้ไม่น้อยกว่า 4.927 กก./ ตร.ซม. สมมติเมื่อใช้ท่อ PVC และใช้ค่าความปลอดภัยเป็น 1.5 เท่าของ Working pressure จะได้ค่าความดันที่ท่อต้องรับอย่างน้อย = 7.39 กก./ ตร.ซม. ฉะนั้น ชั้นคุณภาพท่อที่ใช้ Class 8.5 หรือ 13.5 กก./ตร.ซม. เป็นต้น ในทำนองเดียวกันเราก็ใช้วิธีการคำนวณค่าชั้นคุณภาพเหล่านี้นับกับท่อทุก ๆ สายทั้งระบบ ก็จะได้ชั้นคุณภาพของท่อส่งน้ำรับแรงดันทุกสาย ซึ่งโดยทั่วไป มักจะเอาค่าสูงสุดของแต่ละสายมาคำนวณดังกล่าว

กล่าวโดยสรุปก็คือในการออกแบบระบบท่อ จะต้องคิดค่า Static Pressure รวมกับค่า Water hammer pressure ที่เรียกว่า Normal pressure ซึ่งจะต้องมีค่าไม่เกินค่าความดันใช้งาน ตามขนาดชั้นคุณภาพของท่อ

4.4.7 ตัวอย่างการคำนวณออกแบบท่อส่งน้ำ

ตัวอย่างที่ 1 ต้องการส่งน้ำด้วยอัตรา 0.165 ลบ.ม.ต่อวินาที ด้วยระบบท่อแรงดัน ให้ออกแบบชนิดและขนาดท่อที่เหมาะสมสำหรับอัตราการไหลดังกล่าวนี้ พร้อมทั้งคำนวณค่าการสูญเสียเฮดทั้งหมดในเส้นท่อ และคำนวณเส้นลาดชลศาสตร์ (HGL) วิธีทำ

หาขนาดท่อใช้สูตร $Q = AV$

เมื่อ $Q = 0.165$ ลบ.ม.ต่อวินาที

$$A = \text{พื้นที่หน้าตัดท่อ} = \frac{\pi D^2}{4} \quad (D = \text{เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ})$$

$V =$ ความเร็วการไหล เลือกใช้ค่าความเร็วออกแบบไม่เกิน 0.70 เมตร ต่อวินาที
แทนค่าสูตร จะได้

$$0.165 = \frac{\pi D^2}{4} \times 0.70$$

$$D = 0.547 \text{ เมตร}$$

เลือกใช้ท่อที่มีจำหน่ายตามท้องตลาดที่มี ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในเท่ากับ หรือมากกว่า 600 ม.ม.

หลังจากเลือกขนาดท่อตามท้องตลาดได้แล้ว และหากมีขนาดต่างไปจากผลที่คำนวณได้ ต้องตรวจสอบค่าความเร็วที่เกิดขึ้นจริงอีกครั้งหนึ่ง จาก

$$V = \frac{Q}{A}$$

หรือ
$$V = \frac{4 \times 0.165}{\pi (0.600)^2} = 0.584 \text{ ม.ต่อ วินาที} \quad (\text{ไม่เกิน } 0.70 \text{ ม.ต่อวินาที) ใช้ได้}$$

และจากข้อมูลการวางแผนท่อที่ดำเนินการ กำหนดชนิดท่อเป็นท่อพีวีซี ท่อมีความยาวทั้งสิ้น 2500 เมตร พบว่ามีจำนวนข้อต่อ 45 องค์ จำนวน 25 ตัว ข้อต่อ 90 องศา จำนวน 15 ตัว และข้อต่อสามทาง (Tee) จำนวน 4 ตัว ติดตั้งประตูน้ำแบบ gate valve จำนวน 10 ตัว ต่อไปจะทำการตรวจสอบว่าตั้งแต่ต้นท่อถึงปลายทาง มีค่าการสูญเสียเฮดไปทั้งหมด เท่าไร

ค่าการสูญเสียเฮดในเส้นท่อประกอบด้วยการสูญเสียเฮดหลักและการสูญเสียเฮดรอง ในที่นี้จะใช้สูตร Darcy-Weisbach คำนวณค่าการสูญเสียเฮดหลัก

สูตรคำนวณค่าการสูญเสียเฮดหลัก
$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$L = 2500 \text{ เมตร}$$

$$D = 0.600 \text{ เมตร (จากการออกแบบขนาดท่อ)}$$

$$V = 0.548 \text{ เมตร ต่อ วินาที (ความเร็ว ที่เกิดขึ้นจริง)}$$

f = ค่า friction factor หาจาก Moody Diagram โดยต้องใช้ข้อมูล ค่า Reynold No.(Re) และค่า ความขรุขระสัมพัทธ์ (ε/D)

$$R_e = \frac{VD}{\nu}$$

ค่า V คือค่าความหนืดจลน์ (Dynamic viscosity) ของน้ำที่อุณหภูมิราว 22-30 องศาเซลเซียส เท่ากับ 8.639×10^{-7} ตร.ม.ต่อวินาที แทนค่าได้

$$R_e = \frac{0.548 \times 0.600}{8.639 \times 10^{-7}} = 3.8059 \times 10^5$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.00000152}{0.600} = 2.533 \times 10^{-6} \quad (\text{ออกแบบเป็นท่อ พีวีซี})$$

จากกราฟ Moody diagram ได้ค่า f เท่ากับ 0.0145 นำไปแทนค่าสูตร

$$h_f = 0.0145 \frac{2500 \times 0.548^2}{0.600 \times 2 \times 9.81} = 0.924 \text{ เมตร}$$

ต่อไปคำนวณ ค่าการสูญเสียเฮดรอง (Minor losses)

จากสูตรการสูญเสียเฮดรองเนื่องจากอุปกรณ์แต่ละชนิด

$$h_l = k \frac{V^2}{2g}$$

หาค่าการสูญเสียจากอุปกรณ์แต่ละตัวแล้วนำมารวมกัน ค่า K จากตารางที่ 4 บทที่ 1

ข้อต่อ 45 องศา จำนวน 25 ตัว ค่า $K = 0.40$

ข้อต่อ 90 องศา จำนวน 15 ตัว ค่า $K = 0.70$

ข้อต่อแบบสามทาง (Tee) จำนวน 4 ตัว ค่า $K = 2.0$

ประตูน้ำแบบ gate valve จำนวน 10 ตัว ค่า $K = 0.15$

$$h_l = (25 \times 0.40 \frac{0.548^2}{2 \times 9.81}) + (15 \times 0.70 \frac{0.548^2}{2 \times 9.81}) + (4 \times 2.0 \frac{0.548^2}{2 \times 9.81}) + (10 \times 0.15 \frac{0.548^2}{2 \times 9.81})$$

$$= 0.459 \text{ ม.}$$

ดังนั้น คิดเป็นการสูญเสียเฮดทั้งหมด = $0.924 + 0.459$

$$= 1.383 \text{ ม.}$$

ต่อไปให้คำนวณเส้นลาดชลศาสตร์ Hydraulic grade line (HGL)

ความยาวท่อทั้งหมด 2500 เมตร

ค่าการสูญเสียเฮด 1.383 เมตร

$$\text{ความลาดชันของเส้นพลังงาน} = \frac{1.383}{2500} = 5.532^{-4}$$

หรือเท่ากับ 1 : 1808

นั่นคือจากระยะต้นทางท่อ (กม.0+000) จนถึงกม. 1+ 808 เมตร ระดับศูนย์กลางท่อจะต้องต่ำกว่า กม. 0+000 ไม่น้อยกว่า 1.00 เมตร น้ำจึงจะไหลถึงกม. 1+ 808 หรือพูดในอีกด้านหนึ่งจะต้องวางท่อให้เอียงลาดลง 1.00 เมตรเพื่อไปชดเชยกับเฮดความดันที่สูญเสียไปนั่นเอง

ต่อไปคำนวณตรวจสอบแรงดันที่เพิ่มขึ้นกรณีเกิด Water hammer

จากสมการ (3-9)

$$C = \sqrt{\frac{K \frac{g}{\gamma}}{1 + \frac{Kd}{Et}}}$$

ในที่นี้เป็นท่อพีวีซี มีค่า $E = 3.0 \times 10^8$ กก./ตร.ม.

ความหนาท่อ (t) เท่ากับ 15 มม. = 0.015 ม.

เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน (d) เท่ากับ 0.600 ม.

ค่า bulk modulus (K) ของน้ำ 2.07×10^8 กก./ตร.ม. แทนค่า ได้

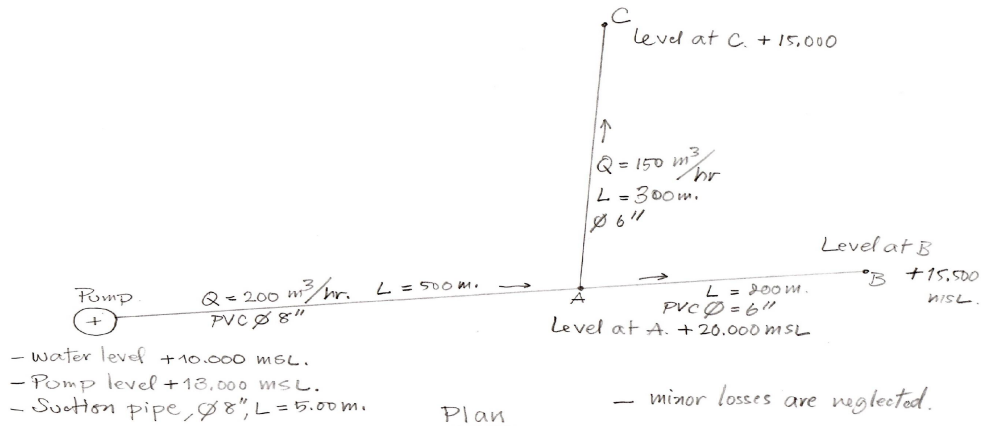
$$C = \sqrt{\frac{2.07 \times 10^8 \times \frac{9.81}{1000}}{1 + \frac{2.07 \times 10^8 \times 0.60}{3.0 \times 10^8 \times 0.015}}} = 266.46 \text{ ม. ต่อ วินาที}$$

คำนวณเฮดความดันที่เพิ่มขึ้นกรณีเกิดคลื่น สมการที่ (4-11)

$$h = \frac{266.46 \times 0.548}{9.81} = 14.88 \text{ ม. น้ำ}$$

ตัวอย่างที่ 2 จากแผนแนวท่อส่งน้ำที่กำหนดให้

1. จงคำนวณหาค่า Total dynamic head ของเครื่องสูบน้ำ
2. คำนวณกำลังของเครื่องสูบน้ำ
3. คำนวณเฮดความดัน (P/γ) ที่จุด A



วิธีทำ 1. คำนวณ TDH

คำนวณค่า TDH ของท่อแต่ละเส้น คือ PAB และ PAC แล้วใช้ค่าที่มากเป็นค่าควบคุม

จาก TDH = เฮดสถิต + เฮดที่สูญเสียทั้งหมดตั้งแต่ปลายท่อดูดถึงปลายท่อส่ง

เส้นท่อ PAC

$$\text{เฮดสถิต} = +20,000 - 10,000 = 10.00 \text{ ม.}$$

เฮดสูญเสีย คำนวณโดยใช้สมการ Hazen Williams

$$h_{fPAB} = h_{fs} + h_{fPA} + h_{fAB}$$

$$h_f = \frac{10.665 L Q^{1.852}}{C^{1.852} D^{4.871}}$$

$$Q = 200 \frac{m^3}{hr} = 0.0556 \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 150 \frac{m^3}{hr} = 0.0417 \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 50 \frac{m^3}{hr} = 0.0139 \frac{m^3}{s}$$

C ท่อ PVC ไซ้ 150

ท่อเส้น PA ขนาด 8 นิ้ว จากตารางท่อ PVC ที่ Class 8.5 มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน = 198.40 มม.

ท่อเส้น AC ขนาด 6 นิ้ว จากตารางท่อ PVC ที่ Class 8.5 มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน = 150 มม.

Loss ท่อดูด ขนาด 8 นิ้ว

$$h_{fs} = \frac{10.665 \times 5.0 \times 0.0556^{1.852}}{150^{1.852} \times 0.198^{4.871}}$$

$$= 0.0629 \text{ ม.}$$

Loss ท่อเส้น PA ขนาด 8 นิ้ว

$$h_{fPA} = \frac{10.665 \times 500.0 \times 0.0556^{1.852}}{150^{1.852} \times 0.198^{4.871}}$$

$$= 6.29 \text{ ม.}$$

Loss ท่อเส้น AC ขนาด 6 นิ้ว

$$h_{fAC} = \frac{10.665 \times 300.0 \times 0.0146^{1.852}}{150^{1.852} \times 0.150^{4.871}}$$

$$= 1.039 \text{ ม.}$$

TDH ท่อสาย PAC เท่ากับ $10.0 + 0.0629 + 6.29 + 1.039 = 17.392 \text{ ม.}$

เส้นท่อ PAB

ท่อเส้น AB ขนาด 6 นิ้ว จากตารางท่อ PVC ที่ Class 8.5 มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน = 150 มม.

$$h_{fAB} = \frac{10.665 \times 200.0 \times 0.0139^{1.852}}{150^{1.852} \times 0.150^{4.871}}$$

$$= 0.746 \text{ ม.}$$

TDH ท่อสาย PAB เท่ากับ $10.0 + 0.0629 + 6.29 + 0.746 = 17.098 \text{ ม.}$

ดังนั้น ใช้ค่า TDH สำหรับออกแบบเครื่องสูบน้ำเท่ากับ 17.392 ม. **ตอบ.**

2. คำนวณกำลังของเครื่องสูบน้ำ

จาก

$$WHP = \frac{QH}{3960}$$

$$Q = 200 \frac{m^3}{h_r} = 0.0556 \frac{m^3}{s}$$

TDH = 17.392 ม.

$$WHP = \frac{0.0556 \times 17.392}{3960}$$

$$= 12.698 \text{ แรงม้า}$$

3.คำนวณ เหนดความดันที่จุด A

ใช้สมการ Bernoulli ที่จุดผิวหน้า (จุดS) กับจุด A

$$\left(\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z\right)_s + TDH = \left(\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z\right)_A + h_{l(s-A)}$$

แทนค่า

$$\text{ความเร็ว } V \text{ ในท่อที่จุด A เท่ากับ } V = \frac{4 \times 0.0556}{\pi(0.198)^2} = 1.808 \frac{m}{s}$$

$$(0 + \approx 0 + 10.0)_s + 17.392 = \left(\frac{P}{\gamma} + \frac{1.808^2}{2 \times 9.81} + 20\right)_A + 0.0629 + 60.29$$

$$\left(\frac{P}{\gamma}\right)_A = 0.872 \text{ ม.} \quad \text{ตอบ}$$

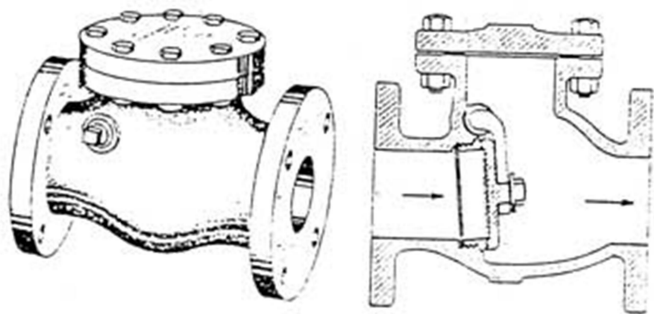
4.5 อุปกรณ์ในระบบท่อส่งน้ำ

ในระบบท่อน้ำนั้นจำเป็นต้องมีอุปกรณ์ซึ่งติดตั้งร่วมกับท่อเพื่อทำหน้าที่ควบคุมบังคับน้ำให้ไหลไปในทิศทางและอัตราที่ต้องการ อุปกรณ์ที่จำเป็นต้องใช้ในระบบท่อน้ำที่พบเสมอๆ ก็มี เช็ควาล์ว (Check Valve) วาล์วปิดเปิดน้ำแบบต่างๆ และวาล์วระบายอากาศ (Air Release Valve) รูปร่างลักษณะของอุปกรณ์ในระบบท่อเหล่านี้แสดงไว้ในรูปที่ 1 ถึง 6

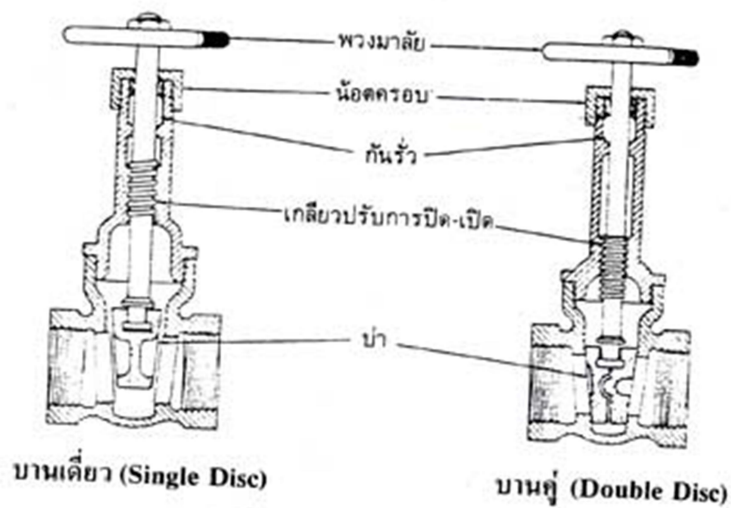
4.5.1 ประตูน้ำ(หรือวาล์ว) ชนิดต่าง ๆ

1) เช็ควาล์ว (Check Valve – รูปที่ 4-8) เป็นวาล์วที่ทำหน้าที่ป้องกันไม่ให้น้ำไหลย้อนกลับ ลิ้นของวาล์วแบบนี้จะปิดเมื่อความเร็วของการไหลเป็นศูนย์หรือเมื่อมีการไหลย้อนกลับ ในกรณีที่ปลายท่อน้ำอยู่สูงกว่าบิ๊มจำเป็นต้องติดตั้งเช็ควาล์วไว้ป้องกันมิให้น้ำไหลย้อนกลับมาทำความเสียหายต่อเครื่องสูบน้ำได้

2) เกทวาล์ว (Gate Valve – รูปที่ 4-9) เป็นวาล์วหรือประตูน้ำที่ใช้งานกันทั่วๆ ไป บานประตูมีลักษณะเป็นลิ้นเข้า - ออกในลักษณะตั้งฉากกับทิศทางของการไหล ส่วนใหญ่จะใช้แบบเปิดเต็มที่หรือปิดสนิท ไม่นิยมใช้แบบเปิดเพียงบางส่วนเพื่อควบคุมการไหล



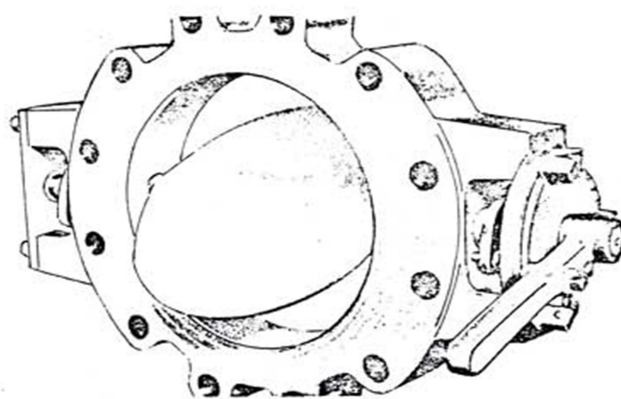
รูปที่ 4-8 เช็ควาล์ว



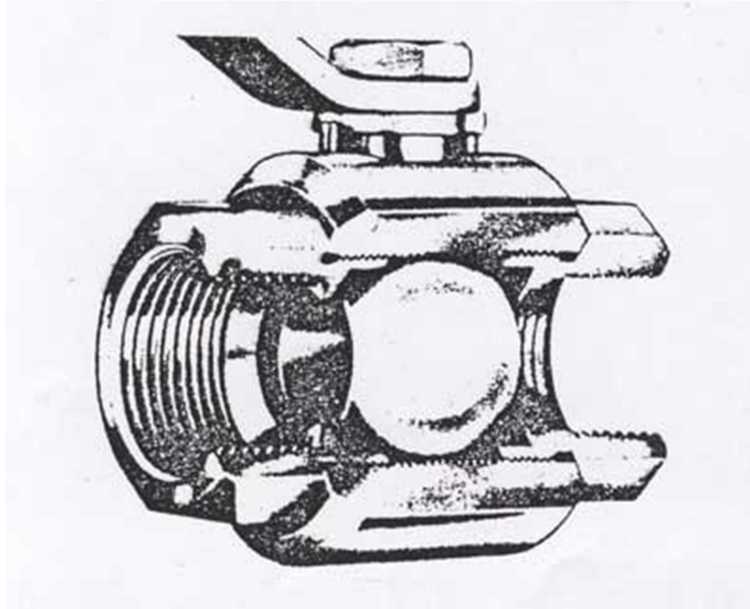
รูปที่ 4-9 เกทวาล์ว (Gate Valve)

3) วาล์วผีเสื้อ (Butterfly Valve – รูปที่ 4-10) เป็นวาล์วที่ลิ้นหมุนรอบก้านและปิดสนิทจนหมุนตั้งฉากกับทิศทางการไหลและจามสัมผัสกับบารองลิ้นในตัวเรือน วาล์วแบบนี้ใช้ได้ทั้งงานเปิด - ปิดและปรับอัตราการไหล ส่วนใหญ่จะใช้ในระบบท่อที่มีความดันต่ำและยอมให้มีการรั่วผ่านรองลิ้นได้มาก

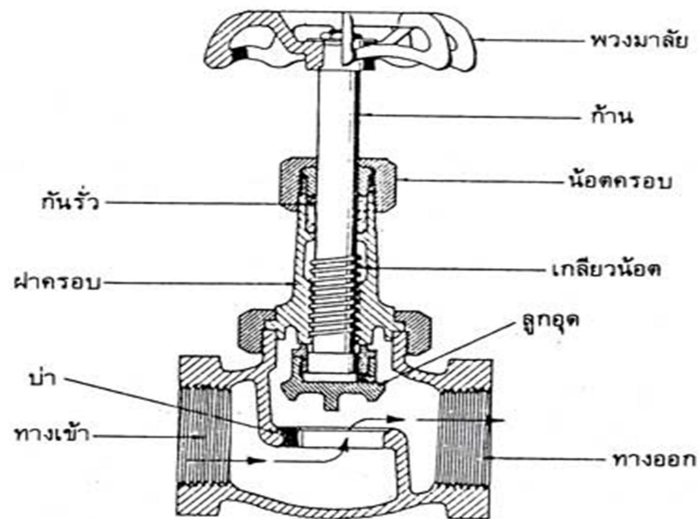
4) วาล์วแบบลูกทรงกลม (Ball Valve – รูปที่ 4-11) เป็นวาล์วที่เปิด - ปิดโดยการหมุนลูกทรงกลมซึ่งมีรูเจาะผ่านศูนย์กลาง ในตำแหน่งเปิดเต็มๆรูดังกล่าวจะอยู่ในแนวเดียวกับทิศทางการไหล และจะปิดสนิทเมื่อหมุนทรงกลมไปเป็นมุม 90 องศา วาล์วแบบนี้ส่วนใหญ่นิยมใช้ควบคุมปริมาณการไหลและความดันในท่อ วาล์วแบบนี้มีขนาดไม่เกิน 100 มม.



ภาพที่ 4-10 วาล์วผีเสื้อ (Butterfly Valve)



รูปที่ 4-11 วาล์วแบบลูกทรงกลม (Ball Valve)



รูปที่ 4-12 วาล์วแบบโกลบ (Globe Valve)

5) วาล์วแบบโกลบ (Globe Valve – รูปที่ 4-12) เป็นวาล์วที่ออกแบบไว้เพื่อใช้ในการปรับอัตราการไหลบ่อยๆ ลิ้นเปิด - ปิดมีลักษณะเป็นจานหรือลูกบอลเคลื่อนที่ขึ้นลงโดยก้านซึ่งตั้งฉากกับรอกลิ้นซึ่งมีลักษณะเป็นแหวน ทิศทางการไหลผ่านช่องลิ้นอาจทำมุม 90 องศา หรือมุมอื่นกับทิศทางการไหลเข้าและออกจากวาล์ว

6) วาล์วระบายอากาศ (Air Release Valve – รูปที่ 4-13 และ 4-14) วาล์วระบายอากาศนับว่าเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญมากขึ้นหนึ่งในระบบท่อส่งน้ำ ทั้งนี้เพราะ โดยทั่ว ๆ ไปแล้วจะมีอากาศปนติดมากับน้ำที่สูบน้ำด้วยเสมอ เมื่อความดันของน้ำลดลงหรือน้ำมีอุณหภูมิสูงขึ้นฟองอากาศก็จะแยกตัวออกมาและไปสะสมกันในบริเวณที่แนวท่อโค้งงอขึ้น โพรงอากาศนี้จะทำให้การไหลผ่านในบริเวณดังกล่าวมีลักษณะเป็นแบบการไหลในทางน้ำเปิดซึ่งจะเป็นผลทำให้สูญเสียพลังงานมาก และอาจเป็นตัวการก่อให้เกิดความดันในระบบท่อแปรปรวนได้ ดังนั้นจึงควรติดตั้งวาล์วให้ทำหน้าที่ระบายอากาศส่วนนี้ออกไปเสีย

การระบายอากาศออกจากท่อผ่านวาล์วจะถูกควบคุมโดยลูกลอย เมื่ออากาศไหลเข้ามาสะสมในวาล์วดังกล่าวนี้น้ำมากพอลูกลอยก็จะลดระดับลงเป็นเหตุให้เข็มซึ่งอุดช่องระบายเปิดออก อากาศก็จะถูกระบายออกไป ขั้นตอนการทำงานของวาล์วระบายอากาศแสดงไว้ในภาพที่ 6 วาล์วระบายอากาศควรติดตั้งบนหลังท่อในบริเวณที่ท่อส่งน้ำโค้งขึ้นจนทำให้เป็นแหล่งสะสมฟองอากาศได้ นอกจากนั้นควรติดตั้งทุกระยะ 0.50 ถึง 1.0 กิโลเมตรบนแนวท่อที่ลาดลง โดยเฉพาะอย่างยิ่งแนวที่ลาดลงค่อนข้างชัน การติดตั้งวาล์วระบายอากาศที่พบเสมอๆ คือในบริเวณท่อตัดผ่านทางน้ำซึ่งจำเป็นต้องให้ท่อโค้งงอขึ้นดังแสดงในรูปที่ 4-15 และ 4-16

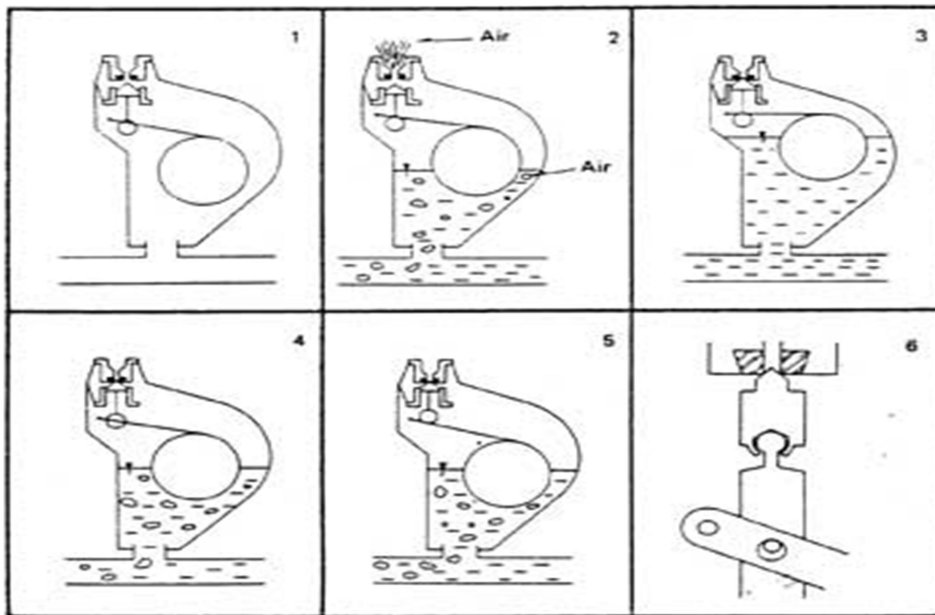
7) บานปิดเปิดทางเดียว (flap valve) หมายถึง

1. บานหรือลิ้นปิดเปิดติดอยู่ที่ตอนปลายท่อจ่ายน้ำของเครื่องสูบน้ำ เพื่อป้องกันการไหลกลับของน้ำ เมื่อเครื่องสูบน้ำหยุดทำงาน
2. บานหรือลิ้นปิดเปิดควบคุมระดับน้ำเพื่อป้องกันน้ำท่วม มักออกแบบให้เปิดเมื่อระดับน้ำด้านเหนือน้ำสูงกว่าระดับท้ายน้ำเพื่อระบายน้ำและปิดเมื่อระดับน้ำด้านท้ายน้ำสูงขึ้นเท่ากับหรือ มากกว่าระดับน้ำด้านเหนือน้ำ เพื่อป้องกันไม่ให้น้ำไหลกลับบางครั้งเรียก flap gate

การเลือกใช้วาล์วชนิดใด เพื่อให้ทำหน้าที่ในระบบท่อส่งน้ำ สามารถดูได้ตามตารางที่ 4-4

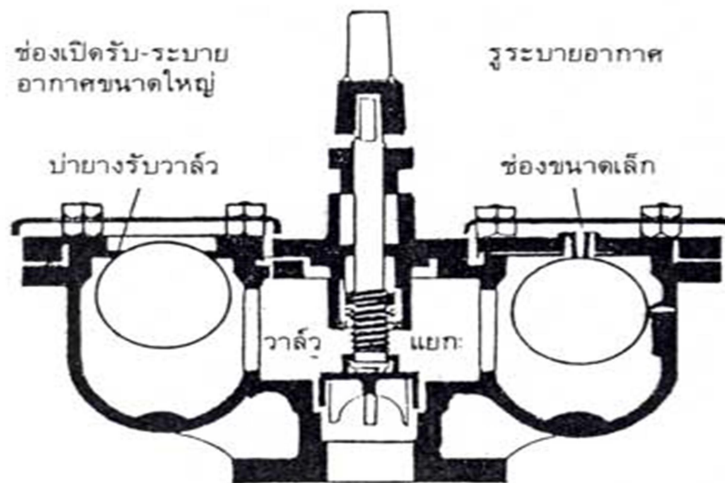
ตารางที่ 4-4 การใช้งานของวาล์วประเภทต่าง ๆ

ชนิดวาล์ว	การใช้งาน			
	ควบคุมการไหล	หยุดการไหล	ป้องกันไหลย้อน	ป้องกันwater hammer
Gate Valve	√	√		
Butterfly Valve	√	√		
Check Valve			√	√
Flap Valve			√	
Foot Valve			√	

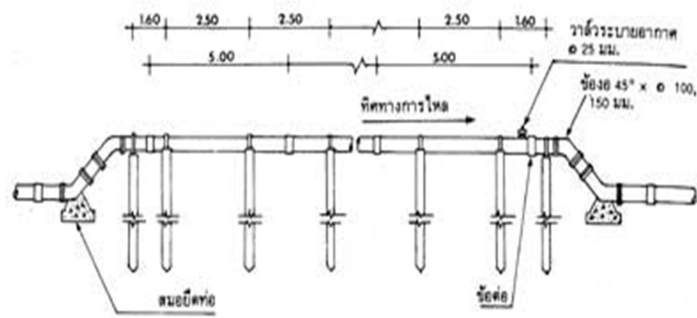


รูปที่ 4-13 ลักษณะการทำงานของวาล์วระบายอากาศ

(1) วาล์วเปิดเมื่อไม่มีน้ำอยู่ในท่อ (2) เมื่อมีน้ำไหลเข้าท่ออากาศจะถูกระบายออกไปและวาล์วจะปิด (3) เมื่อมีน้ำเต็มเมื่อฟองอากาศมาสะสมกันมากขึ้นลูกลอยจะตกและวาล์วจะเปิดเพื่อระบายอากาศออกไปอีก

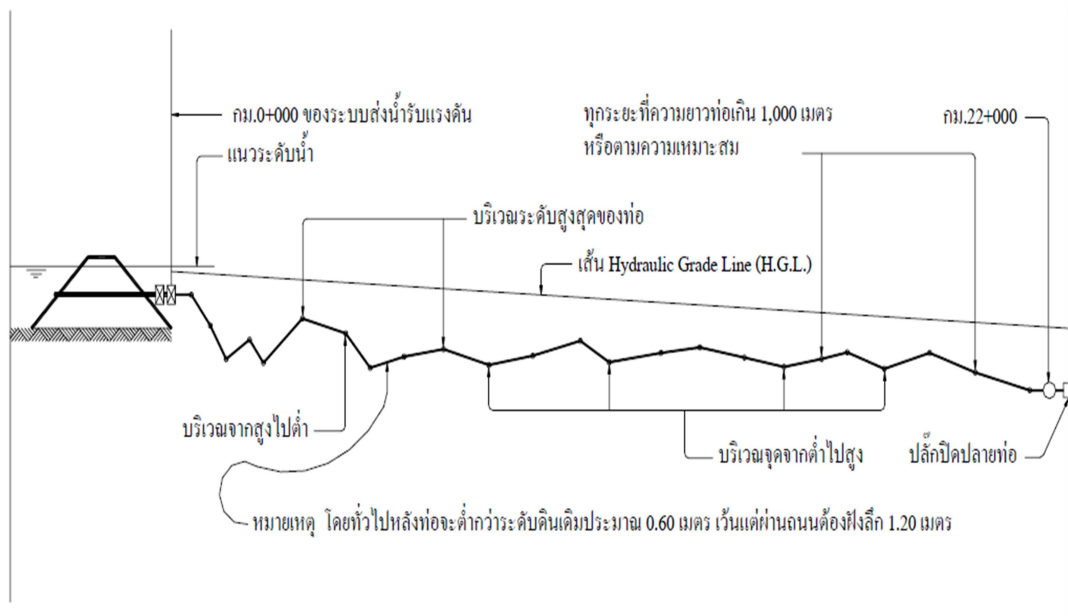


รูปที่ 4-14 วาล์วระบายอากาศขนาดใหญ่ (Double Air Release Valve)
ที่ใช้ในท่อส่งน้ำขนาดใหญ่



รูปที่ 4-15 การติดตั้งผ่านคูหรือทางน้ำ ให้สังเกตการติดตั้งสมอคอนกรีตยึดท่อและการติดตั้งวาล์วระบายอากาศเหนือท่อ

จุดที่ควรติดตั้ง Air Valve



รูปที่ 4-16 ตำแหน่งที่ควรติดตั้งวาล์วระบายอากาศ

สำหรับเกณฑ์การเลือกขนาดของวาล์วระบายอากาศเบื้องต้น สำหรับใช้กับท่อส่งน้ำขนาดต่าง เป็นไปตามตารางที่ 4-5

ตารางที่ 4-5 เกณฑ์กำหนดขนาดของวาล์วระบายอากาศ

ขนาด ท่อ (มม.)	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1350	1500
ขนาด แอร์ วาล์ว (มม.)	100	100	100	100	100	100	150	150	150	150

8) ประตูปะบายตะกอน (Blow off Valve) ติดตั้งไว้บริเวณที่ท่อส่งน้ำผ่านที่ต่ำ อายุการใช้งานประมาณ 3 - 5 ปี ควรเปิดประตูปะบายตะกอน ปีละ 2 - 3 ครั้ง (ขึ้นอยู่กับปริมาณตะกอน) ใช้ประโยชน์เพื่อระบายตะกอนทรายที่จะอุดตันในท่อทำให้เป็นอุปสรรคต่อการส่งน้ำควรพิจารณาติดตั้งประตูปะบายตะกอนออกจากเส้นท่อน้ำทุกๆปลายเส้นท่อเพื่อระบายตะกอนออกจากเส้นท่อน้ำทุกๆ ระยะ 3 เดือน ต่อหนึ่งครั้ง การติดตั้งท่อระบายตะกอนมีหลักเกณฑ์การติดตั้ง ดังนี้

- ก. ขนาดท่อ Ø 12 นิ้ว ใช้ท่อระบายตะกอน ขนาดท่อ Ø 4 นิ้ว
- ข. ขนาดท่อ Ø 16 นิ้ว ใช้ท่อระบายตะกอน ขนาดท่อ Ø 6 นิ้ว

4.5.2 อุปกรณ์ป้องกันวอเตอร์แฮมเมอร์ (Water Hammer)

การป้องกันวอเตอร์แฮมเมอร์ จากการหยุดเดินเครื่องสูบน้ำอาจทำได้โดยการลดความเร็วของเครื่องยนต์ลงที่ละน้อยเป็นขั้นๆจนอัตราการไหลน้อยมากแล้วจึงดับเครื่องยนต์ ในกรณีที่ต้นกำลังเป็นมอเตอร์ซึ่งมีรอบการหมุนคงที่ก็ให้ใช้วิธีปิดประตูจ่ายน้ำลงที่ละน้อยเป็นขั้นๆ เช่นเดียวกันจนกระทั่งปิดสนิทหรือเกือบสนิทแล้วจึงปิดสวิทช์ การเริ่มเดินเครื่องสูบน้ำก็ทำในลักษณะเดียวกันแต่ย้อนขั้นตอน อย่างไรก็ตาม บางครั้งมีความจำเป็นต้องหยุดเดินเครื่องอย่างกะทันหัน หรืออาจมีสาเหตุมาจากกระแสไฟฟ้าขัดข้อง เครื่องยนต์เสีย เป็นต้น ดังนั้นในระบบที่มีโอกาสเกิดวอเตอร์แฮมเมอร์ได้ง่ายจึงควรมีอุปกรณ์ป้องกันช่วย เช่น Pressure relief valve , Air inlet-relief valve , Air chamber, Surge suppressor และ Surge tank เป็นต้น

1) Pressure relief valve เป็นวาล์ว ที่ทำหน้าที่ในลักษณะเดียวกันกับวาล์วนิรภัย (safety valve) กล่าวคือ เมื่อความดันในท่อสูงกว่าที่กำหนดไว้ มันก็จะ เปิดกว้างออกและระบายน้ำทิ้งเพื่อลดความดันลง ความดันที่ตั้งไว้อาจควบคุมโดยสปริงหรือน้ำหนักก็ได้(รูปที่ 4-17) อุปกรณ์แบบนี้เหมาะสำหรับท่อที่มีขนาดไม่ใหญ่มากนัก ซึ่งการระบายน้ำทิ้งจะมีผลช่วยให้ลดความดันในท่อลงได้บ้าง

2) Air inlet-relief valve เป็นวาล์วที่จะเปิดให้อากาศไหลเข้ามาในท่อโดยอัตโนมัติเมื่อความดันในท่อต่ำกว่าความดันของบรรยากาศ ซึ่งจะเป็นการป้องกันไม่ให้ท่อแบนลง อุปกรณ์ดังกล่าวนี้ยังใช้สำหรับระบายอากาศออกจากท่อด้วย โดยการติดตั้งไว้หลังท่อในบริเวณที่อยู่สูงกว่าแนวท่อนส่วนอื่น อากาศที่ติดมากับน้ำก็จะไหลเข้าไปในอุปกรณ์นี้แล้วทำให้ลูกลอยลดระดับลงวาล์วเปิดและอากาศก็จะถูกระบายออกไป การที่ต้องระบายอากาศในท่อออกไป

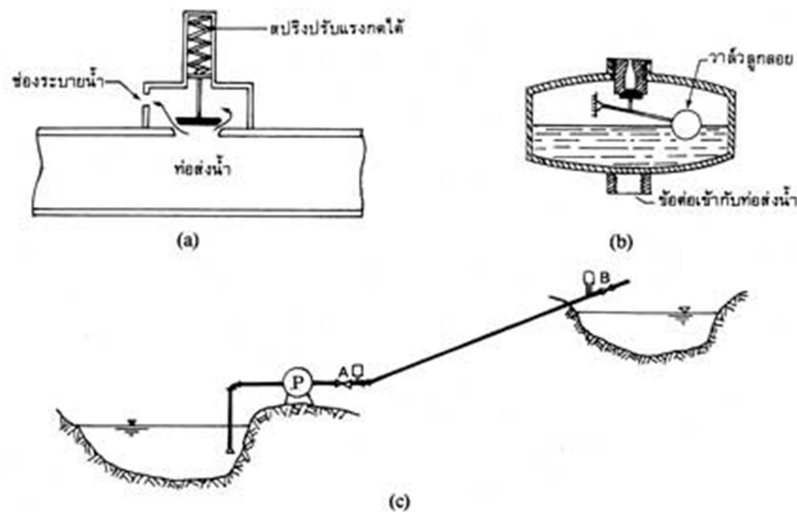
ก็เพราะว่าถ้าความเร็วของการไหลไม่มากพอโพรงอากาศในท่อจะเป็นสิ่งกีดขวางการไหลโดยทำให้การไหลในช่วงดังกล่าวมีลักษณะเป็นการไหลในทางน้ำเปิดแทนที่จะเป็นการไหลเต็มท่อ

3) Air chamber เป็นอุปกรณ์ช่วยลดความรุนแรงของวอเตอร์แฮมเมอร์อีกแบบหนึ่งที่มีลักษณะเป็นถังบรรจุอากาศต่อเข้ากับหลังท่อ อากาศในถังซึ่งยืดหดตัวได้ดีกว่าน้ำก็จะทำหน้าที่ผ่อนคลายความรุนแรงลงเมื่อมีความดันเพิ่มขึ้นอย่างฉับพลันนอกจากนั้นอุปกรณ์ชนิดนี้ยังใช้ต่อเข้ากับด้านจ่ายของปั๊มแบบสูบชักก่อนส่งน้ำเข้าสู่ระบบ เพื่อให้การไหลสม่ำเสมอตลอดเวลาก็ด้วย

4) Surge Suppressor เป็นอุปกรณ์ที่มีลักษณะคล้ายกับ Air Chamber แต่แทนที่จะใช้อากาศเป็นตัวผ่อนคลายแรงดันก็เปลี่ยนไปใช้สปริงแทน อุปกรณ์ชนิดนี้ใช้กับท่อขนาดเล็ก เช่น ท่อน้ำใช้ในบ้านมากกว่าที่จะใช้กับระบบท่อขนาดใหญ่

5) Surge Tank เป็นถังช่วยลดความดันที่เพิ่มขึ้นจากวอเตอร์แฮมเมอร์ในระบบขนาดใหญ่ซึ่งมีทั้งประเภทเปิดด้านบนของถังและแบบปิด สำหรับแบบเปิดนั้นความสูงของถังจะต้องมากพอที่จะไม่ให้น้ำไหลล้นออกมาได้ ส่วนในแบบปิดจะมีลักษณะคล้ายกับ Air Chamber แต่มีท่อขนาดเล็กเดียวกันกับท่อส่งน้ำเป็นตัวจ่ายน้ำเข้าไปในถังอีกทีหนึ่ง การลดความรุนแรงของความดันจะถูกควบคุมโดยการไหลของน้ำเข้าไปใน Surge Tank และการยืดหดตัวของอากาศในถัง

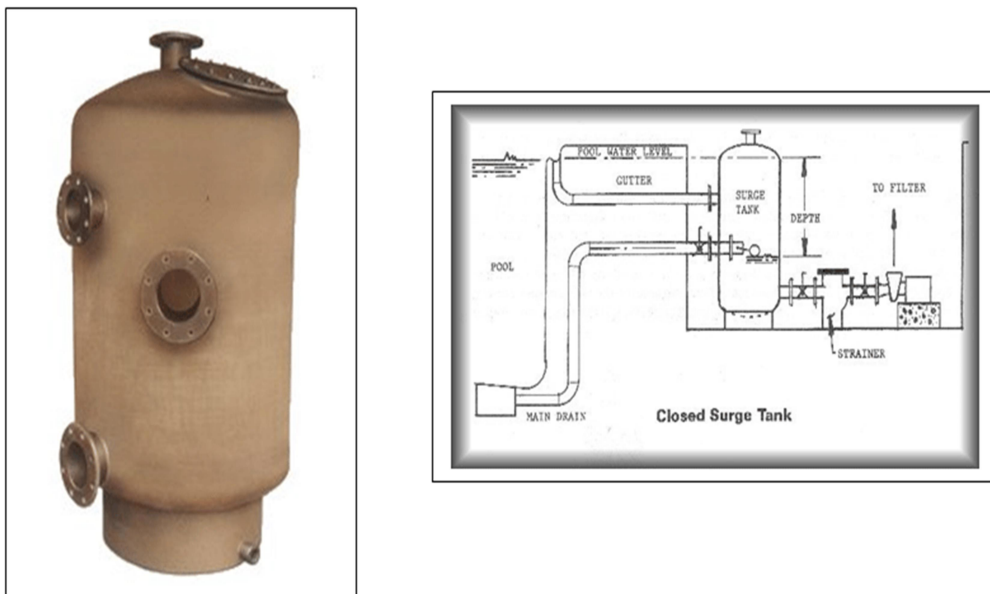
ในระบบท่อส่งน้ำที่มีความยาวมากและมีความลาดเทสูงขึ้นจากบ่อบริโภคหรือท่อไม่ยาวมากแต่มีความลาดเทจากบ่อบริโภคมาก การติดตั้งเช็ควาล์วประเภทไม่ปิดกระทันหัน (Non-slam) ซึ่งออกแบบให้ปิดเมื่อความเร็วเป็นศูนย์ คือไม่เปิดโอกาสให้น้ำในท่อไหลย้อนกลับมาก็จะช่วยลดแรงจากวอเตอร์แฮมเมอร์ลงได้ นอกจากนี้ ถ้าหากก่อนเดินเครื่องสูบน้ำปริมาณน้ำในท่อยังมีอยู่ไม่เต็มเมื่อเริ่มเดินเครื่องควรจะต้องเปิดประตูจ่ายน้ำเพียง 3/4 ของอัตราการสูบที่ต้องการต่อเมื่อมีน้ำบรรจุเต็มท่อแล้วจึงค่อย ๆ เปิดประตูน้ำเพิ่มขึ้น วิธีที่กล่าวนี้จะช่วยลดความดันจากวอเตอร์แฮมเมอร์ลงได้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีที่ต้นกำลังเป็นมอเตอร์ซึ่งมีรอบคงที่ตลอดช่วงการทำงาน



รูปที่ 4-17 อุปกรณ์ป้องกันความเสียหายจากวอเตอร์แฮมเมอร์

(a) Pressure Relief Valve (b) Air Inlet - Relief Valve

และ (c) แสดงการติดตั้งอุปกรณ์ทั้งสองแบบนี้



รูปที่ 4-18 ถึง Surge Tank แบบปิด

เพื่อที่จะป้องกันความเสียหายแก่ระบบท่อโดยมีสาเหตุมาจากการเกิดวอเตอร์แฮมเมอร์ ควรจะได้มีการวิเคราะห์หาระดับความรุนแรงของแรงนี้แล้วหามาตรการป้องกัน การวิเคราะห์หาแรงจากวอเตอร์แฮมเมอร์ของน้ำควรจะทำเมื่อลักษณะของระบบหรือสภาวะการทำงานเข้าข่ายดังต่อไปนี้

- (1) เสดสถิตย์มากกว่า 10 เมตร และความยาวของท่อมากกว่า 20 เท่า ของเสดสถิตย์
- (2) ระดับตามความยาวของท่อจ่ายอยู่สูงกว่าระดับแนวเส้นตรงซึ่งเชื่อมต่อระหว่างเครื่องสูบน้ำกับปลายท่อมาก
- (3) มีการเปิด-ปิดวาล์วอย่างฉับพลัน
- (4) เปิดเครื่องสูบน้ำในขณะที่ช่วงความยาวของท่อจากตัวเครื่องสูบน้ำถึงวาล์วทางด้านจ่ายไม่มีน้ำอยู่หรือมีความดันต่ำกว่าความดันของบรรยากาศ
- (5) ท่อยาวเกินกว่าที่คลื่นความดันจะเคลื่อนตัวไปกลับ (μ^*) ได้ใน 1 วินาที(ถ้าเป็นท่อเหล็กต้องยาวเกิน 500 ม.)
- (6) ปิดประตูน้ำเร็วกว่า 20 เท่าของ μ^*
- (7) ท่อตูดยาวมากกว่าปกติ
- (8) ท่อวางสูงกว่าผิวดิน

$$\begin{aligned} \text{ค่า } \mu^* &= 2L/a \quad \text{เมตร ต่อ วินาที} \\ \text{เมื่อ } L &= \text{ความยาวท่อ (เมตร)} \end{aligned}$$

4.5.3 วาล์วลดความดัน (Pressure Reducing Valve)

Pressure Reducing Valve หรือ วาล์วลดความดัน มีหน้าที่ลดแรงดันที่มากเกินไปเพื่อให้เหมาะสมกับการใช้งานในระบบนั้น เช่น ในระบบท่อสูบน้ำที่ต้องส่งน้ำไปยังที่ไกลๆ จำเป็นต้องส่งด้วยแรงดันสูง ซึ่งการส่งด้วยแรงดัน

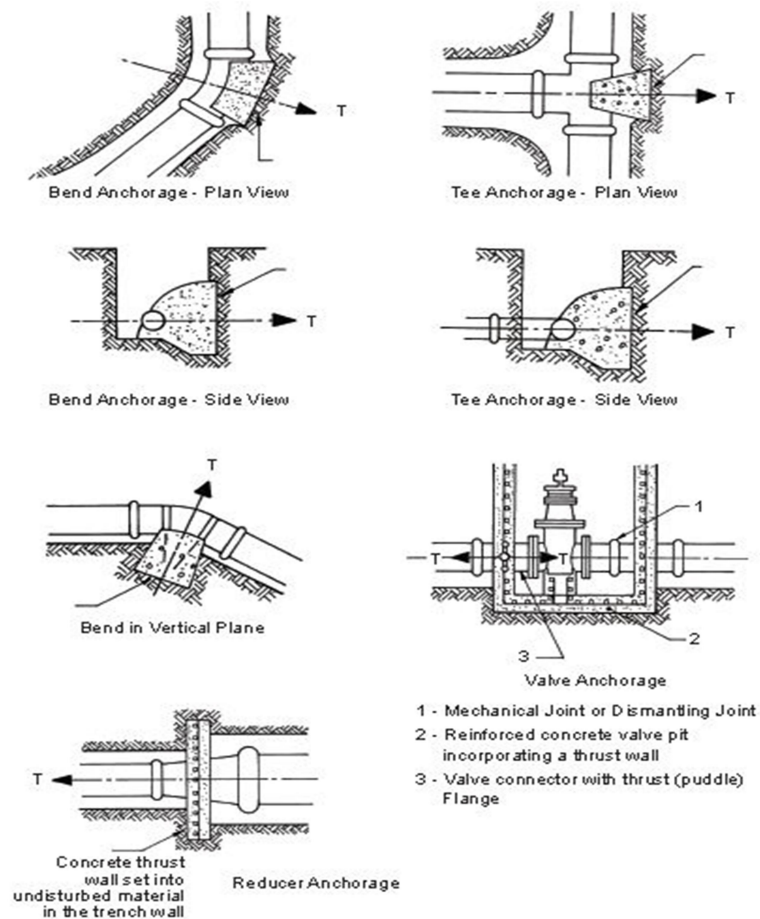
สูงนี้แรงดันทางด้านต้นทางจะสูงมาก หากชุมชนหรือหมู่บ้านต่อท่อไปใช้เลยจะทำให้อุปกรณ์ในบ้านเสียหายได้ เราจึงต้องติดตั้งวาล์วลดความดัน เพื่อลดแรงดันให้เหมาะสมก่อนต่อบ้านเรือน

วาล์วลดความดัน มีทั้งชนิด High Flow และ Low Flow (High Flow ทำงานเมื่อมีอัตราการไหลมากหรือมีผู้ใช้น้ำมาก) (Low Flow ทำงานเมื่อมีผู้ใช้น้ำน้อย) หากแบ่งเป็นเปอร์เซ็นต์การไหล High Flow จะอยู่ที่ 75-80% ส่วน Low Flow จะอยู่ที่ 20-25% ของอัตราการไหล เหตุผลที่ออกแบบลักษณะนี้คือ เมื่อมีผู้ใช้น้ำน้อยจะให้ วาล์วลดความดันตัวเล็ก หรือ Direct Acting ทำงานก่อน และหากมีผู้ใช้น้ำเพิ่มมากขึ้น วาล์วลดความดัน ตัวใหญ่ก็จะทำงานพร้อมกับวาล์วตัวเล็ก ทั้งนี้เพื่อป้องกันการเกิดเสียงดังของ วาล์วลดความดัน ตัวใหญ่ที่ไม่สามารถควบคุมแรงดันได้เมื่อมีอัตราการไหลต่ำมากๆ วาล์วเกิดการกระพือ

4.6 การวางท่อส่งน้ำ

4.6.1 การออกแบบโครงสร้างคอนกรีตค้ำยันท่อ (Concrete Thrust Block Design)

การออกแบบโครงสร้างคอนกรีตค้ำยันท่อแรงดันตรงจุดที่เกิดแรงกระทำเช่นข้อต่อ สามทาง ข้อลดและวาล์วรวมถึงบริเวณจุดปลายท่อที่ปิดอยู่ บริเวณดังกล่าวจะเกิดแรงกระทำต่อตัวท่ออันเนื่องมาจากมีแรงดันภายในท่อที่ไม่สมดุลเกิดขึ้นเกิดแรงกระแทกและการสั่นสะเทือนอยู่ตลอดเวลา สำหรับท่อฝังดินนั้นขนาดโครงสร้างคอนกรีตค้ำยันท่อจะขึ้นกับความสามารถในการรับน้ำหนักของดินบริเวณนั้น(ค่าBearing Stress) สำหรับพวกข้อต่อต่างๆที่อยู่ในแนวตั้ง(Vertical Plane)และฝังไม่ลึกจากผิวดิน อาจใช้เพียงแท่งคอนกรีตล้วนขนาดใหญ่ซึ่งมีน้ำหนักมากหน่อยช่วยถ่วงน้ำหนักก็พอได้แล้ว รูปแบบมาตรฐานของแท่งคอนกรีตแบบต่างๆ สำหรับต้านทานแรงดันท่อแสดงไว้ในรูปที่ 4-19



รูปที่ 4-19 รูปแบบมาตรฐานของแท่งคอนกรีตค้ำยันท่อฝังดินบริเวณข้อต่อและประตูน้ำ

ในการออกแบบนั้น ค่าเฮดสูงสุดบริเวณข้อต่ออาจใช้ค่าจากค่าความดันใช้งานสูงสุด ค่าความดันสูงสุดตามชั้นคุณภาพของท่อที่ออกแบบไว้หรือค่าความดันที่ได้จากการทดสอบท่อก็ได้ขึ้นอยู่กับว่าค่าไหนสูงที่สุดให้ใช้เฮดค่านั้นมาออกแบบ ขนาดของแรงกระทำบริเวณดังกล่าว คำนวณได้จากสูตร ดังนี้

1. ข้องอ (Bend)

$$T = 2(PA + \rho QV) \sin \frac{\theta}{2} \quad (4.13)$$

เมื่อ

T = แรงลัพธ์ที่กระทำบริเวณข้องอ (Resultant thrust (N))

P = ความดันบริเวณข้องอ (Pa)

A = พื้นที่หน้าตัดท่อ (m^2)

ρ = ความหนาแน่นของน้ำ (1000 kg/m^3 at 15° C)

Q = อัตราการไหลภายในท่อ (m^3/s)

V = ความเร็วของการไหล (m/s)

θ = มุมของข้องอ (degrees)

เมื่อไม่นำค่าเฮดความเร็วมาคิด, สมการข้างบนจะกลายเป็น

$$T = 1.54 \times 10^{-5} HD^2 \sin \frac{\theta}{2} \quad (4.14)$$

เมื่อ

H = เฮด (m)

D = เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ(mm)

T = แรงลัพธ์ที่กระทำ (kN)

ตารางที่ 4-6 และ 4-7 แสดงแรงกระทำ (Thrust Load) ต่อข้องอ (Bend) และข้อลด (Reducer) ของท่อขนาดต่างๆ

2. ข้อต่อแบบสามทางและบริเวณปลายปิด (Tees or closed ends)

$$T = 7.70 \times 10^{-5} HD^2 \quad (4-15)$$

ขนาดของแรงกระทำในกรณีนี้จะมีค่าเท่ากับแรงกระทำบนข้อต่อ 60 องศา เมื่อท่อมีขนาดเดียวกัน

3. ข้อต่อลดขนาดแบบค่อยเป็นไป (Tapers)

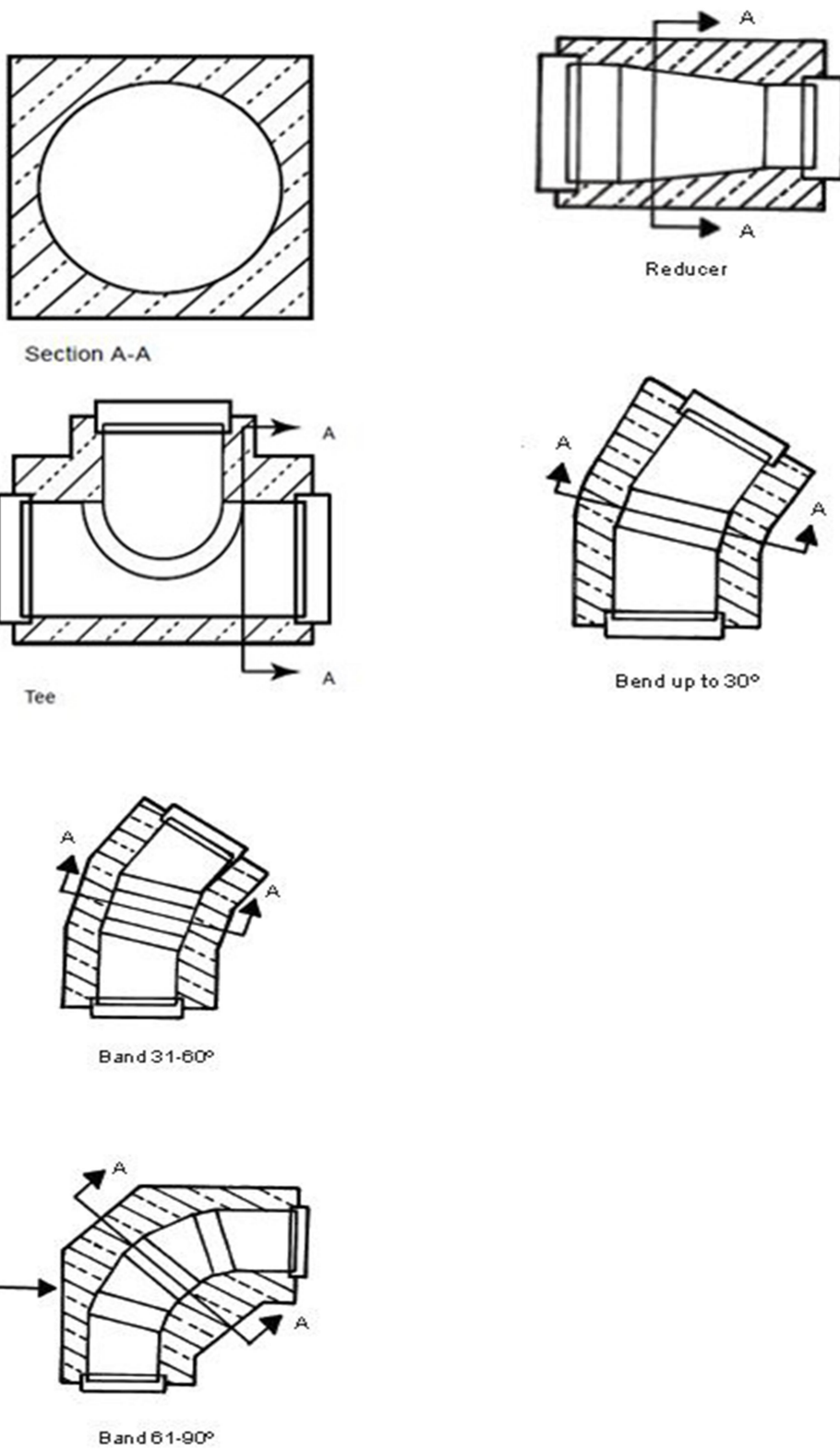
$$T = 0.77 \times 10^{-5} H(D^2 - d^2) \quad (4-16)$$

เมื่อ D และ d หมายถึง เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อใหญ่และเล็กตามลำดับ (มม.)

อย่างไรก็ตามสามารถหาค่าแรงดัดลัพท์ของข้อต่อลดขนาดแบบค่อยเป็นไปโดยการคำนวณหาผลต่างของแรงบริเวณปลายปิดของท่อแต่ละขนาดก็ได้

ตารางที่ 4-6 แรงกระทำ(Kgf)ต่อข้อต่อ จากค่าความดันภายในท่อ P= 10 ม.น้ำ (1 kgf/cm²)

ชื่อเรียก ขนาดสก. ท่อ	Branche Pipe Terminal	มุมงอ(องศา)				
		90	45	22.50	11.50	5 5/8
55	20	40	22	11	6	3
80	62	88	48	24	12	6
100	102	144	78	40	20	10
125	154	218	118	60	30	15
150	214	302	164	83	42	21
200	366	518	280	143	72	36
250	560	792	429	222	110	55
300	794	1123	608	310	156	78



รูปที่ 4.20 รูปแบบมาตรฐานคอนกรีตค้ำยันท่อบริเวณข้อต่อสำหรับท่อ GRP

ตารางที่ 4-7 แรงกระทำต่อข้อลด(Kgf) จากค่าความดันภายในท่อ 10 ม.น้ำ

ชื่อเรียกขนาด ศก.ท่อ	แรงกระทำ	ชื่อเรียกขนาด ศก.ท่อ	แรงกระทำ	ชื่อเรียกขนาด ศก.ท่อ	แรงกระทำ
80x55	34	200x100	264	250x200	193
100x80	40	200x125	212	300x150	580
125x100	52	200x150	153	300x200	428
150x100	112	250x125	406	300x250	234
150x125	60	250x150	346		

โดยทั่วไปโครงสร้างค้ำยันท่อ(Thrust Block)จะถูกออกแบบให้สามารถถ่ายแรงไปยังพื้นที่ระนาบสัมผัสดิน(ที่ไม่ควรเป็นดินถมแต่ควรเป็นดินเดิม) ดังนั้นสมการคำนวณขนาดพื้นที่ของระนาบดินเดิมที่จะรองรับแรง คือ

$$A = \frac{T}{b} \times f \quad (4.17)$$

เมื่อ

A = พื้นที่ตั้งฉากกับแนวแรง (m^2)

T = แรงกระทำ (kN)

b = ค่า bearing Stress ของดิน (kPa)

f = ค่าส่วนเผื่อความปลอดภัย(Factor of Safety)

ตัวอย่างที่ ท่อขนาด DN 750 PN10 SN 5000 ผังใต้ดินมีความลึกดินทับหลังท่อเท่ากับ 1.00 เมตร ท่อนี้รับความดันเท่ากับ 1100 kPa. ให้ออกแบบโครงสร้างรับแรงดันท่อบริเวณข้องอ 90 องศา โดยข้อมูลค่า Bearing Stress ของดินบริเวณดังกล่าว เท่ากับ 100 kPa

วิธีทำ จากสูตร

$$T = 1.54 \times 10^{-5} HD^2 \sin \frac{\theta}{2}$$

แทนค่า H = 1100 KPa = 112.17 ม.น้ำ

D = 826 มม.(ท่อDN 750 มีเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก = 826 มม.)

θ = 90 องศา

ดังนั้น

$$T = 1.54 \times 10^{-5} \times 112.17 \times (826)^2 \sin \frac{90}{2}$$

$$= 833.378 \text{ KN}$$

ขนาดของพื้นที่สัมผัสระหว่างคอนกรีตบล็อก กับ ดิน หาจาก

$$A = \frac{T}{b} \times f$$

$$A = \frac{833.378}{100} \times 1.1 = 9.16 \text{ ตร.ม. (ใช้ค่า FS = 1.1)}$$

ตัวอย่างที่..... ข้อลดขนาด A DN1200 x 1000 PN16 SN 10000 ติดตั้งในแนวท่อแห่งหนึ่ง จงคำนวณแรงกระทำที่ข้อลดแห่งนี้หากมีความดันสูงสุดเกิดขึ้นเท่ากับ 1500 KPa.

วิธีทำ ความดัน 1500 KPa = 152.96 ม.น้ำ

DN 1200 x 1000 มีเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกเท่ากับ 1229 x 1025 มม.

ดังนั้นแรงกระทำ

$$T = 0.77 \times 10^{-5} H(D^2 - d^2)$$

$$T = 0.77 \times 10^{-5} \times 152.96(1229^2 - 1025^2)$$

$$= 541.56 \text{ KN.}$$

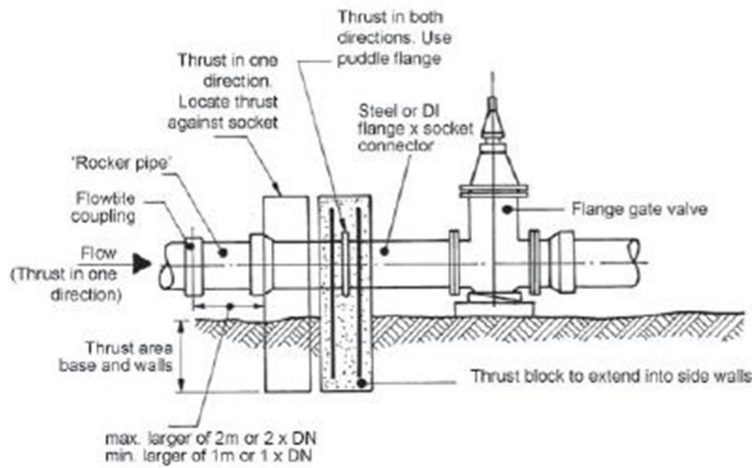
4.ตัวยึดวาล์ว (Anchorage of valves)

การส่งน้ำผ่านท่อภายใต้แรงดันที่เกิดขึ้นทำให้จะต้องทำการยึดวาล์วไว้ให้แน่นหนาเพื่อป้องกันกระทำให้วาล์วนั้นหลุดออกจากตัวท่อได้เมื่อมีการปิดวาล์วน้ำขึ้น ในการทำตัวยึดวาล์ว มีอยู่หลายวิธีด้วยกันแต่ละวิธีว่าเหมาะสมหรือไม่ขึ้นอยู่กับขนาดของท่อและลักษณะการดำเนินการส่งน้ำผ่านท่อนั้นๆ

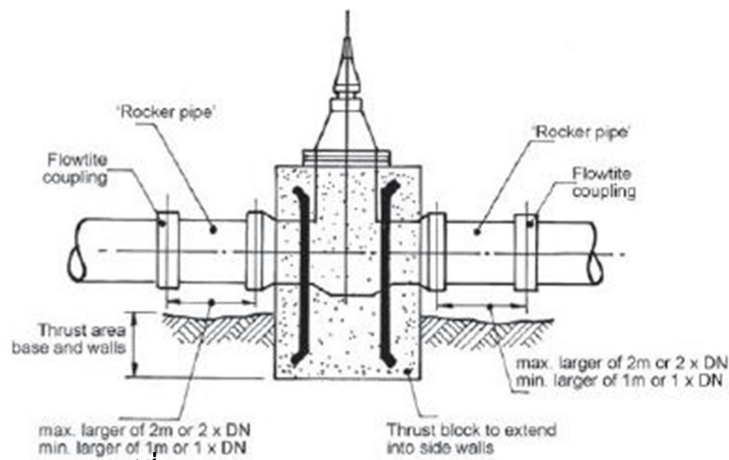
อย่างไรก็ตามโดยทั่วไปจะใช้วิธีการพิจารณาจาก 2 ปัจจัยพื้นฐานคือวาล์วเหล่านั้นติดตั้งกับท่อแล้วอยู่ในบ่อคอนกรีต (chambers) อีกที่หนึ่งดังปรากฏตามรูปที่ 4-19 หรือติดตั้งกับท่อที่ฝังอยู่ในดินเลย(ตามรูปที่ 4-21 และ 4-22) วาล์วที่มีขนาดเล็กจะติดตั้งกับท่อแล้วฝังในดินไปเลยไม่จำเป็นต้องทำบ่อคอนกรีต(concrete chamber)ครอบวาล์วไว้ ส่วนวาล์วที่มีขนาดใหญ่จะติดตั้งวาล์วโดยวางไว้บนพื้นบ่อคอนกรีตที่มีฐานขึ้นมารองรับ(Valve pit) ที่ตัวยึดวาล์วจะมีข้อต่อแบบหน้าจานช่วยต้านแรงดัน (valve connector with thrust flange) ตรงรอยต่อแบบหน้าจานนี้สามารถหล่อคอนกรีตหุ้มไปได้เลยพร้อมกับผนังของบ่อวาล์วคอนกรีตนั้น

วาล์วที่ถูกฝังโดยตรงไปในดินกับท่อและมีแท่งคอนกรีตหล่อหุ้มไว้ (ดูรูปที่ 4-21 และ 4-22) จะต้องมีการออกแบบแท่งคอนกรีตนี้ให้ถูกต้อง เหมาะสมจนสามารถต้านทานแรงดันน้ำอยู่ได้ (ในขณะที่มีการปิดวาล์ว) ขนาดของแท่งคอนกรีตยึดวาล์วขึ้นอยู่กับความแน่นของดิน ชนิดของดินถมหลังท่อและลักษณะของการติดตั้ง

The size of the concrete thrust block is based on the local soil stiffness, backfill materials and installation conditions. Any movement should be limited to 15mm. The flanged socket connectors should be no more than 500mm in length, connecting to a rocker pipe (Figure 6.8).



រូប ៤-២១ Typical valve restraint for direct buried flanged valves (illustration only, not to scale)



រូប ៤-២២ Typical valve restraint for direct buried socketed valves

(illustration only, not to scale)

Alternatively, the valve body can also be anchored allowing access for servicing by having a thrust block adjacent to the valve. The limit of use is dependent on the strength of the steel or ductile iron

flanged pipe with thrust flange. For small thrust loads, only one side of the valve needs to be anchored.

The size of the thrust block is based on the local soil stiffness, backfill material and installation conditions. Limit lateral movement to preserve the leak tightness of the joint.

If steel or ductile iron flanged x spigot stubs are used, the use of a flexible steel coupling or dual bolting mechanical coupling is recommended.

Installed in valve chambers (figure 6.6)

This method can be used for all but the larger, high pressure valves. The limit of use is dependent on the ability to place the structural support system into the valve chamber. The support system must be designed to accept the total axial thrust without over-stressing the valve flanges or the reinforced concrete valve chamber walls. The valve chamber acts as the thrust block and must be designed as such. The thrust restraint is placed on the compression side of the valve to transfer the thrust directly to the chamber wall. The other end of the pipe system is relatively free to move axially allowing for movement due to temperature change and Poisson effect.

Consideration must be given to the possibility of back pressure on a closed valve which could create a thrust load in the opposite direction. To accommodate this possibility the structural support system can be designed to handle load in either direction. The details are left up to the design engineer.

Table 6.9 - Approximate hydrostatic forces on rubber ring jointed fittings per 10 metres hydrostatic head (kN)

Pipe DN	Pipe OD (mm)	Bend 90°	Bend 45°	Bend 22.5°	Bend 11.25°	Tee / Closed end and Valve
---------	--------------	----------	----------	------------	-------------	----------------------------

300	345	13.22	7.15	3.65	1.83	9.35
375	426	20.16	10.91	5.56	2.79	14.25
450	507	28.55	15.45	7.88	3.96	20.19
525	587	38.27	20.71	10.56	5.31	27.06
600	667	49.41	26.74	13.63	6.85	34.94
675	747	61.98	33.54	17.10	8.59	43.83
750	826	75.78	41.01	20.91	10.50	53.59
900	923	94.63	51.21	26.11	13.12	66.91
1000	1025	116.70	63.16	32.20	16.18	82.52
1100	1127	141.17	76.40	38.95	19.57	99.76
1200	1229	167.77	90.80	46.29	23.26	118.63
1300	1331	196.90	106.56	54.32	27.29	139.14
1400	1433	228.09	123.44	62.93	31.62	161.28
1500	1535	261.88	141.73	72.25	36.30	185.60
1600	1637	297.65	161.09	82.12	41.26	210.47
1700	1739	336.11	181.90	92.73	46.59	237.51
1800	1841	376.46	203.74	103.86	52.18	266.19
1900	1943	419.60	227.08	115.77	58.16	296.51
2000	2045	464.51	251.39	128.16	64.39	328.46
2100	2148	512.81	277.53	141.48	71.08	362.38
2200	2249	561.81	304.05	155.00	77.88	397.26
2300	2351	614.32	332.47	169.49	85.15	434.11
2400	2453	668.35	361.71	184.40	92.64	472.59
2500	2555	725.55	392.67	200.18	100.57	512.71
2600	2657	784.64	424.64	216.48	108.76	554.46
3000	3065	1043	564.71	287.88	144.64	737.82

Note: For concentric reducers the resultant thrust will be the difference between the "closed end" forces for the two pipes sizes.

Table 6.10 - Estimated horizontal soil-bearing capacities (kPa) - apply minimum factor of safety of 1.1 for thrust block design

Soil group description as per AS 1786	Minimum soil cover above fitting supported by thrust block			
	0.75 metre	1.0 metre	1.25 metre	1.5 metre
GW, SW	57	76	95	114
GP, SP	48	64	80	97
GM, SM	48	64	80	96
GC, SC	79	92	105	119
CL	74	85	95	106
ML	69	81	93	106
OH				

Ref. <http://www.iplex.com.au/iplex.php?page=lib&lib=31&sec=231&chap=293>

4.6.2 การขุดร่องวางท่อ

ก) ความกว้างของร่องคู ขึ้นอยู่กับลักษณะของพื้นที่ที่แนวท่อพาดผ่าน โดยทั่วไปจะกำหนดค่าความกว้างของร่องคูตรงหลังท่อ เป็นไปตามสูตรการคิด ดังนี้

-กรณีท่อมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางต่ำกว่า 100 มิลลิเมตร

$$B = D + 40 \quad (\text{ซม.}) \quad (4.18)$$

-กรณีท่อมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางมากกว่า 100 มิลลิเมตร ขึ้นไป

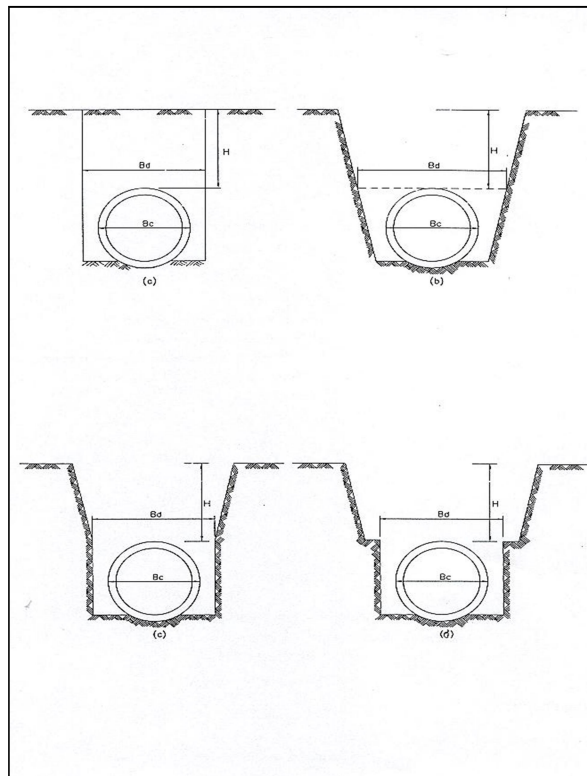
$$B = D + 60 \quad (\text{ซม.}) \quad (4.19)$$

เมื่อ

B = ความกว้างของร่องคูวางท่อ (ซม.)

D = เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ (ซม.)

สำหรับรูปร่างของการขุดร่องคูวางท่อ มีลักษณะดังปรากฏตามรูปที่ 4-23



รูปที่ 4-23 ลักษณะการขุดร่องคูฝังท่อ

ข) ความลึกของดินถมหลังท่อ ค่าความลึกของชั้นดินเหนือหลังท่อขึ้นไปจะต้องมีค่าเหมาะสมคือมีความลึกพอที่จะทำให้เมื่อเกิดน้ำหนักกดสูงสุดบนบริเวณนี้แล้ว ไม่เกิดอันตรายหรือความเสียหายขึ้นกับตัวท่อ ค่าความลึกของดินทับหลังท่อกำหนดใช้ตามตารางที่ 7.1

ตารางที่ 7.1 ความลึกของดินถมหลังท่อ

ลักษณะบริเวณที่ท่อผ่าน	ความลึกดินถมหลังท่อ น้อยสุด (ม.)
ถนนสาธารณะ ถนนที่ไม่ได้แบ่งเป็นทางเดินคนหรือรถ	1.20
ทางเดิน	0.90
ถนนส่วนบุคคล	0.60
บริเวณภายในที่พักอาศัย	0.30

ค) การคำนวณแรงกดบนหลังท่อ แรงกดที่กระทำบนหลังท่อที่ฝังดิน แบ่งเป็นแรงที่เกิดจากน้ำหนักดินถมหลังท่อ และน้ำหนักจากปัจจัยภายนอกกระทำ (Surcharge load) เช่น น้ำหนักรถ น้ำหนักจรอื่นๆ เป็นต้น

1) น้ำหนักเนื่องจากดินถมหลังท่อ แรงกดที่เกิดขึ้นบนหลังท่อนั้นเนื่องจากดินถมหลังท่อขึ้นอยู่กับ การวางท่อในชั้นดิน เช่น การวางท่อในร่องดินที่ขุดแล้วถมกลับ หรือการวางท่อบนดินเดิมแล้วมีวัสดุถมทับหลังท่อ ทั้ง 2 กรณี จะมีสมการที่ใช้ในการคำนวณแตกต่างกัน แต่ในที่นี้จะให้สมการคำนวณแรงกดกรณีวางท่อในร่องดินที่ขุดแล้วถมกลับ ดังต่อไปนี้

กรณีวางท่อในร่องดินที่ขุดแล้วถมกลับ

กรณีดินถมหลังท่อลึก น้อยกว่าหรือเท่ากับ 2.00 เมตร

$$W_e = \gamma HB_d \quad (4.20)$$

กรณีดินถมหลังท่อลึกมากกว่า 2.00 เมตร ขึ้นไป

$$W_e = C_d \gamma HB_d^2 \quad (4.21)$$

$$C_d = \frac{1 - e^{-2ku'(\frac{H}{B_d})}}{2ku'} \quad (4.22)$$

เมื่อ W_e = แรงกดบนท่อของน้ำหนักดินถม กก./ม.

C_d = ค่าสัมประสิทธิ์ของแรงกด

γ = น้ำหนักจำเพาะของดินถมหลังท่อ กก./ลบ.ม.

B_d = ความกว้างของร่องขุด ม.

e = ฐานของ Natural logarithms = 2.71828

k = ค่าสัมประสิทธิ์แรงดันดินของ Rankine

u' = ค่าสัมประสิทธิ์ความฝืดระหว่างดินที่กลบกับผนังด้านข้างของร่องดิน

H = ความลึกดินถมหลังท่อ ม.

ค่า ku' มีค่าดังนี้

= 0.1924 สำหรับ granular materials without cohesion

= 0.165 สำหรับ Max. for sand and gravel

= 0.150 สำหรับ Max. for saturated top soil

= 0.130 สำหรับ Ordinary max for clay

= 0.110 สำหรับ max. for saturated clay

2) แรงกดเนื่องจาก Surcharge load หมายถึงน้ำหนักเนื่องจากยานพาหนะต่างๆที่วิ่งทับบนพื้นดินบริเวณฝังท่อ เช่นน้ำหนักจากรถบรรทุก รถไฟและอื่นๆ ในการคำนวณโดยทั่วไปจะสมมติให้น้ำหนักที่กระทำแผ่กระจายลงไปยังตัวท่อ ซึ่งเป็นไปตามสมการ Kogler ดังนี้ (ดูรูปที่ 4-24 ประกอบ)

$$W_s = \frac{2P(1+i)}{(b+2H \tan \theta)(nL + (n-1)c + a)} \quad (4.24)$$

เมื่อ

W_s = น้ำหนักของรถที่ถ่ายลงสู่ท่อ (กก./ตร.ม.)

H = ความลึกของดินถมหลังท่อ (ม)

P = น้ำหนักรถที่ถ่ายลงล้อหลัง 1 ข้าง

กรณีรถ HS20-44

$P = 8000$ (กก.)

a = ความกว้างของล้อที่สัมผัสพื้น = 0.50 (ม.)

b = ความยาวของล้อที่สัมผัสกับพื้น = 0.20 (ม)

L = ระยะห่างระหว่างล้อหลังด้านด้านกว้างของรถ = 1.75 (ม)

C = ระยะห่างของล้อระหว่างรถแต่ละคัน (ม)

n = จำนวนรถที่วิ่งผ่านท่อ (คัน)

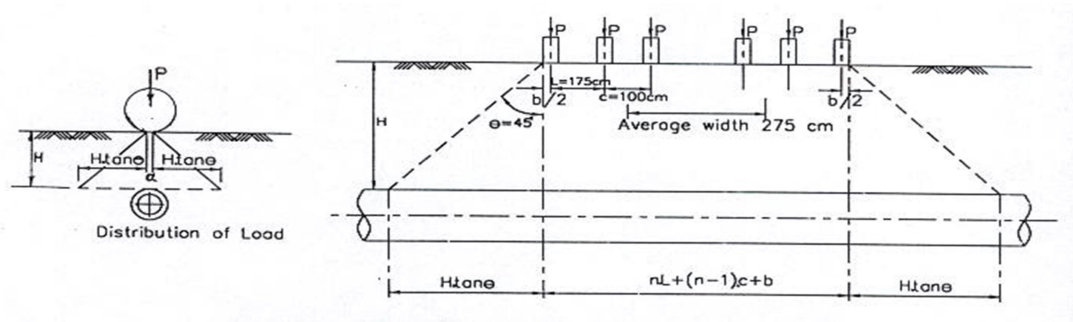
θ = มุมกระจายความเค้น โดยทั่วไปใช้เท่ากับ 45 องศา

I = ค่าสัมประสิทธิ์ของการแทรก

= 0.50 เมื่อ $H < 1.50$ ม.

= $0.65 - 0.10H$ เมื่อ $1.50 < H < 6.50$ ม.

= 0 เมื่อ $H \geq 6.50$ ม.



รูปที่ 4-24 ลักษณะการกระจายแรงกดบนท่อที่ฝังอยู่ใต้ดินเนื่องมาจากน้ำหนักบรรทุกกระทำ

ง) การคำนวณค่าการยุบตัวของท่อ ท่อที่ฝังอยู่ใต้ดินเมื่อมีน้ำหนักจากดินที่กดทับหลังท่อและน้ำหนักบรรทุกกระทำ ท่อจะเกิดการยุบตัว ลักษณะการยุบตัวของท่อแบ่งได้เป็น 2 ลักษณะคือ การยุบตัวในแนวตั้ง และการยุบตัวในแนวราบ สำหรับสาเหตุที่ทำให้ท่อเกิดการยุบตัวมากหรือน้อย ขึ้นอยู่กับ

1. ขนาดน้ำหนักทั้งหมดที่กระทำกับตัวท่อ
2. ชนิดของท่อที่เลือกใช้
3. ความกว้างของร่องดินขุดวางท่อ ถ้ากว้างมากเกินไปก็จะทำให้ท่อมีโอกาสยุบตัวในแนวราบมากขึ้น
4. คุณภาพการบดอัดดินถมหลังท่อ
5. คุณสมบัติของดินฐานรากที่วางท่อ

(1) การยุบตัวของท่อในแนวตั้ง แบ่งเป็น 2 กรณี คือ

1.1) การยุบตัวของท่อในแนวตั้งเนื่องจากดินถม

$$S_e = \frac{k W_e R^4}{E I} \quad (4.25)$$

เมื่อ S_e = การยุบตัวของท่อในแนวตั้งเนื่องจากน้ำหนักดินถม ซม.

W_e = น้ำหนักของดินถม กก./ซม²

R = รัศมีเฉลี่ยของท่อ ซม.

E = ค่าโมดูลัสความยืดหยุ่นของท่อ กก./ซม²

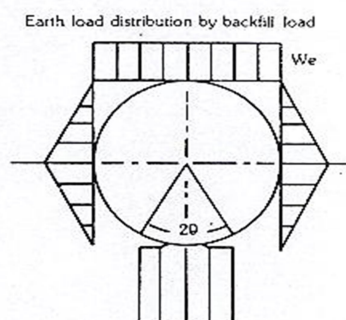
= 2.10×10^6 สำหรับท่อเหล็กเหนียว

I = โมเมนต์ความเฉื่อย ซม⁴

= $\frac{t^3}{12}$

k = ค่าสัมประสิทธิ์กำหนดโดยมุมมองรับท่อ 2θ

$$\begin{aligned}
 &= 0.100 \quad \text{สำหรับ } 2\theta = 60^\circ \\
 &= 0.084 \quad \text{สำหรับ } 2\theta = 90^\circ \\
 &= 0.070 \quad \text{สำหรับ } 2\theta = 120^\circ \\
 2\theta &= \text{มุมสัมผัสที่แสดงในตารางที่ 7.1} \\
 &\quad \text{(ดูรูปที่ 4-25)ประกอบ}
 \end{aligned}$$



รูปที่ 4-25 ลักษณะที่ท่อถูกกระทำด้วยน้ำหนักจากดินถม

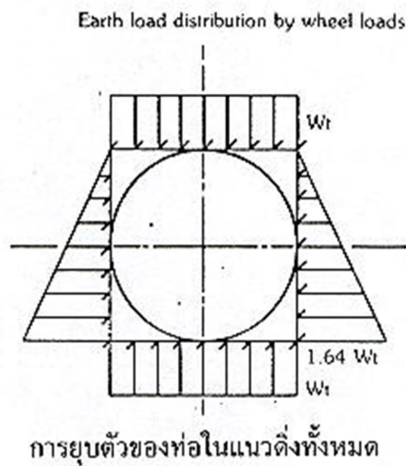
ตารางที่ 7.1 แสดงค่ามุมสัมผัสสำหรับชนิดดินฐานราก

ชนิดวัสดุฐานราก	มุมสัมผัสท่อสำหรับ ก่อสร้าง (2θ)	มุมสัมผัสท่อสำหรับ ออกแบบ (2θ)
GW, GP, GC, SW, SP	120°	90°
SM, SC	120°	60°
ML	120°	60°

1.2) การยุบตัวของท่อในแนวดิ่งเนื่องจากน้ำหนักรถ

$$S_t = \frac{0.03 \cdot W_t \cdot R^4}{E \cdot I} \quad (4.26)$$

เมื่อ	S_t	=	การยุบตัวของท่อในแนวดิ่งเนื่องจากน้ำหนักรถ	ซม.
	W_t	=	น้ำหนักรถที่ถ่ายลงล้อและกระจายสู่ท่อ	กก./ซม. ²
	R	=	รัศมีเฉลี่ยของท่อ	ซม.
	E	=	ค่าโมดูลัสความยืดหยุ่นของท่อ	กก./ซม. ²
	I	=	โมเมนต์ความเฉื่อย	ซม. ⁴



รูปที่ 4-26 การยุบตัวของท่อแนวดิ่งเนื่องจากแรงทั้งหมด

1.3) การยุบตัวของท่อในแนวดิ่งทั้งหมด

$$S = S_e + S_t \quad (4-27)$$

และ $S \leq 5\%$ ของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ

(2) การยุบตัวของท่อในแนวราบ

$$D_x = \frac{2 \cdot K_x \cdot (W_e + W_t) \cdot R^4}{(E \cdot I + 0.061 \cdot E' \cdot R^3)} \quad (4-28)$$

เมื่อ	D_x	=	การยุบตัวของท่อในแนวราบเนื่องจากน้ำหนักดินถมและน้ำหนักรถ	ซม.
-------	-------	---	--	-----

K_x	= ค่าสัมประสิทธิ์ระยะเคลื่อนที่แนวราบขึ้นกับมุมสัมผัสท่อ ดูตารางที่ 7.2	กก./ชม ²
E'	= ค่าโมดูลัสความยืดหยุ่นของดิน ดูตารางที่ 7.3	กก./ชม ²
R	= รัศมีเฉลี่ยของท่อ	ชม.
และ	$D_x \leq 5\%$ ของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ	

ตารางที่ 7.2 แสดงค่า K_h และ K_x

มุมสัมผัสท่อ (2θ)	K_h	K_x
60°	0.189	0.103
90°	0.157	0.096
120°	0.138	0.089
150°	0.128	0.085

ตารางที่ 7.3 แสดงค่า E' (กก./ชม²) (ข้อมูลจาก U.S.B.R.data, 1977)

Classification Of Eart	E' depending on compaction (ksc)		
	No Compaction	Lightly Compacted P.D. 85% R.D. 40%	Properly Compacted P.D. = 85 - 95% R.D. = 40 - 70%
Fine – grained, plasticity : middle to high	No data available, need consultation, otherwise, $E' = 0$		
Fine – grained, plasticity : nil to middle CL, ML, ML - CL	3.5	14	28
Fine – grained W. more than 25% coarse Grain, plasticity : nil to middle CL, ML, ML – CL coarse – grained with more than 12% fine grain, GM, GC, SM, SC	7	28	70
Coarse – grained with less than 12% fine grain, GW, GP, SW, SP	14	70	140

P.D. = Proctor Density, R.D. = Relative Density

จ) หน่วยแรงดัด (Flexural Stress) ที่เกิดกับท่อ

เมื่อท่อฝังดินมีแรงกระทำทั้งจากน้ำหนักดินทับหลังท่อและน้ำหนักจร จะเกิดหน่วยแรงดัดขึ้นในผนังท่อ ท่อจะปลอดภัยจากความเสียหายอันเนื่องจากแรงดัดก็ต่อเมื่อหน่วยแรงที่เกิดขึ้นในผนังท่อด้านในน้อยกว่า หน่วยแรงที่ยอมให้ของ

วัสดุที่ใช้ทำผนังท่อนั้นๆ ตัวแปรที่มีผลต่อการเกิดหน่วยแรงดัดในผนังท่อนั้นมากหรือน้อย ประกอบด้วย รูปร่างของหน้าตัดท่อ สมบัติเชิงกลของวัสดุที่ใช้ทำท่อเช่น ค่าโมดูลัสความยืดหยุ่นของวัสดุท่อ ขนาดของน้ำหนักที่กระทำต่อท่อ สมบัติของดิน ขนาดของท่อ เป็นต้น หน่วยแรงดัดที่เกิดขึ้น คำนวณจากสูตร ได้ดังนี้

$$S_b = \frac{2}{f \cdot z} \cdot (W_e + W_t) \cdot \left[\frac{K_b \cdot R^2 \cdot E \cdot I + (0.061 \cdot K_b - 0.083 \cdot K_x) E' \cdot R^5}{(E \cdot I + 0.061 \cdot E' \cdot R^3)} \right] \quad (4-29)$$

เมื่อ	S_b	=	หน่วยแรงดัดบริเวณส่วนล่างของท่อ	กก./ซม. ²
	f	=	สัมประสิทธิ์ รูปร่าง = 1.5	
	Z	=	Section Modulus	ซม. ³
	W_e	=	น้ำหนักดินถม	กก./ซม. ²
	W_t	=	น้ำหนักกรวด	กก./ซม. ²
	R	=	รัศมีเฉลี่ยของท่อ	ซม.
	E	=	โมดูลัสความยืดหยุ่นของท่อ	กก./ซม. ²
			ท่อเหล็ก = 2.10×10^6	กก./ซม. ²
	I	=	โมเมนต์ความเฉื่อย	ซม. ⁴
	K_b	=	สัมประสิทธิ์ของโมเมนต์ดัดที่ส่วนล่างของท่อขึ้นกับมุมสัมผัสท่อ (ดูตารางที่ 7-2)	
	K_x	=	สัมประสิทธิ์ของระยะเคลื่อนที่ในแนวราบขึ้นกับมุมสัมผัสท่อ (ดูตารางที่ 7-2)	
	E'	=	ค่าโมดูลัสความยืดหยุ่นของดิน (ดูตารางที่ 7-3)	กก./ซม. ²

ทั้งนี้ S_b จะต้องน้อยกว่าหน่วยแรงดัดที่ยอมให้ของวัสดุทำท่อที่กำหนดให้ ท่อนั้นจึงจะปลอดภัยจากการความเสียหายเนื่องจากการดัด (ท่อเหล็กเหนียว $S_b = 1,400$ กก./ซม.²)

จ) หน่วยแรงปฏิกิริยาที่ฐานรองรับท่อ

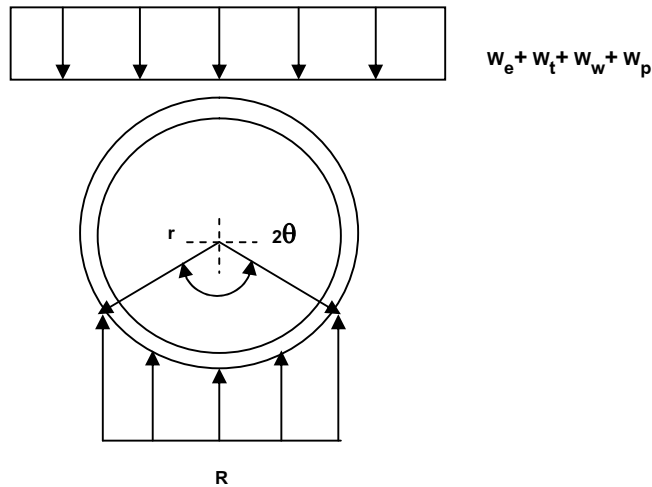
การคำนวณหาหน่วยแรงปฏิกิริยาที่บริเวณฐานท่อ หมายถึงการหาค่าแรงต่อหน่วยพื้นที่ที่กดทับจากท่อกระทำต่อดินบริเวณที่ท่อพาดผ่านนั้น แรงดังกล่าวจะมีค่ามากหรือน้อยขึ้นอยู่กับน้ำหนักของท่อกับน้ำและดินถมหลังท่อ น้ำหนักจร ขนาดของท่อ ลักษณะฐานรองรับท่อ เป็นต้น สูตรคำนวณแรงปฏิกิริยาของดินบริเวณฐานรองรับท่อ (R) คือ

$$R = \frac{W_e + W_t + \left(\frac{W_w + W_p}{2r} \right)}{\sin \theta} \quad (4-30)$$

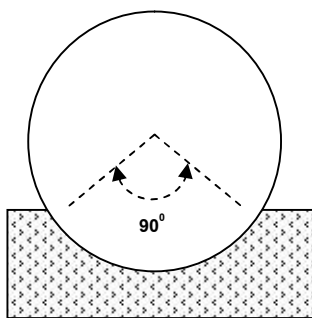
เมื่อ	R	=	หน่วยแรงปฏิกิริยาที่ฐานรองรับท่อ	ตัน/ม. ²
	W_e	=	น้ำหนักดินถมหลังท่อ	ตัน/ม. ²
	W_t	=	น้ำหนักรถที่กระจายลงท่อ	ตัน/ม. ²
	W_w	=	น้ำหนักน้ำในท่อ	ตัน/ม.
	W_p	=	น้ำหนักท่อ	ตัน/ม.
	r	=	รัศมีภายนอกของท่อ	ม.
	θ	=	ครึ่งหนึ่งของมุมสัมผัสท่อ (มุมสัมผัสท่อ = 2θ)	องศา

มุม 2θ ของฐานรากท่อแบบต่างๆแสดงตามรูปที่ 4-28

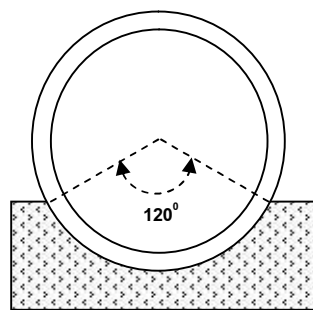
ทั้งนี้ ค่า R จะต้องน้อยกว่ากำลังรับแรงกดปลอดภัยต่อหน่วยพื้นที่ของดินฐานราก(Allowable soil bearing capacity)



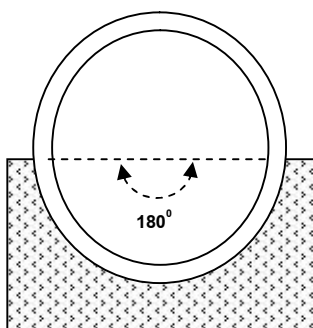
รูปที่ 4-27 แสดงปฏิกิริยาที่ฐานรองรับท่อ



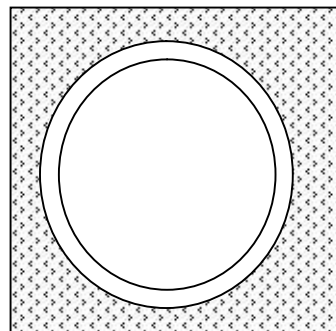
(ก) ฐานรากยึดแน่น 90°



(ข) ฐานรากยึดแน่น 120°

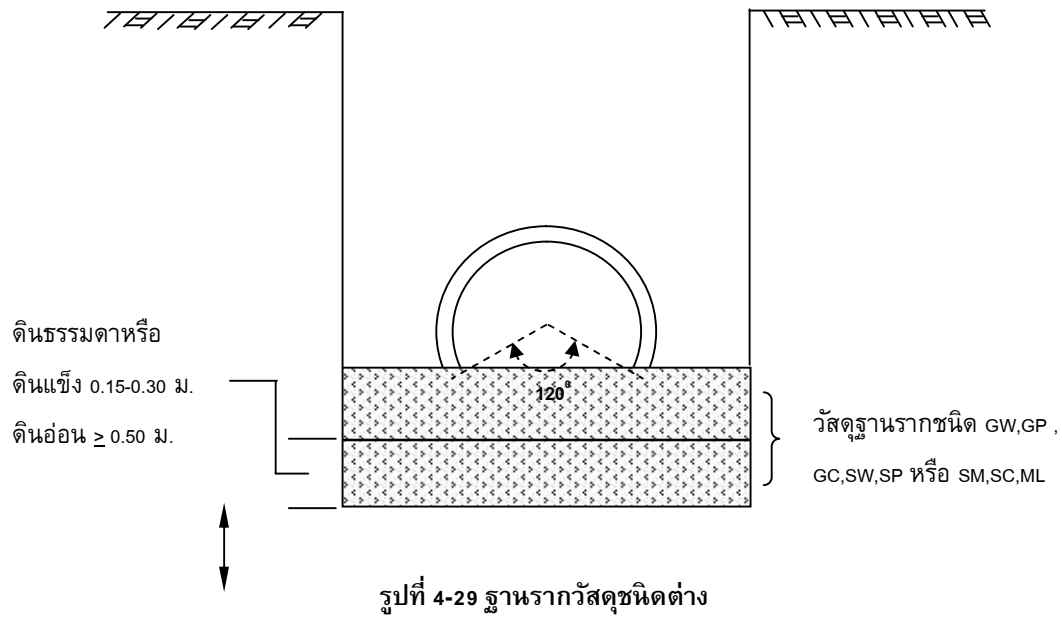


(ค) ฐานรากยึดแน่น 180°



(ง) ฐานรากยึดแน่น 360°

รูปที่ 4-28 ฐานรากคอนกรีต



ข) การคำนวณค่าแรงยกตัวของท่อ (Uplift force)

ท่อที่ฝังดินที่มีสภาพอิ่มตัวด้วยน้ำ(Saturated) น้ำในดินนั้นจะมีแรงดันพยายามทำให้ท่อลอยตัวขึ้น ถ้าหากน้ำหนักดินที่กดทับหลังท่อไม่เพียงพออาจทำให้ท่อนั้นลอยตัวขึ้นมาได้ สูตรคำนวณค่าแรงยกตัวของน้ำที่กระทำกับท่อ มีดังนี้

$$\frac{W_e + W_p}{F_b} \geq 1.50 \quad (4-31)$$

เมื่อ

$$W_e = (\gamma_{soil} + \gamma_w)H \quad (4-32)$$

$$W_p = \frac{\pi(D_o^2 - D_i^2)}{4D_o} \gamma_p \quad (4-33)$$

$$F_b = \frac{\pi D_o^2 \gamma_w}{4D_o} = \frac{\pi D_o \gamma_w}{4} \quad (4-34)$$

จากสมการ (4-31) – (4-34) ความลึกของดินถมหลังท่อที่ปลอดภัย คือ

$$H \geq \frac{\pi D_o}{4(\gamma_s - \gamma_w)} \left[1.5\gamma_w - \left(1 - \left(\frac{D_i}{D_c} \right)^2 \right) \gamma_p \right] \quad (4-35)$$

โดยที่

H = ความลึกปลอดภัยของดินถมหลังท่อ	ม.
Di = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ	ม.
Do = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ	ม.
γ_w = ค่าความหนาแน่นของน้ำ	กก./ ลบ.ม.
γ_s = ค่าความหนาแน่นของดินถมตัวด้วยน้ำ	กก./ ลบ.ม.
γ_p = ค่าความหนาแน่นของวัสดุทำท่อ	กก./ ลบ.ม.
We = น้ำหนักของดินถมหลังท่อ	กก./ ตร.ม.
Wp = น้ำหนักของท่อ	กก./ ตร.ม.
Fb = แรงลอยตัว	กก./ ตร.ม.

ในกรณีที่จำเป็นต้องฝังท่อไม่ลึกทำให้น้ำหนักจากดินถมหลังท่อไม่พอต้านทานต่อแรงลอยตัว จะใช้วิธีการเพิ่มน้ำหนักด้วยการหุ้มพอกด้วยคอนกรีตเพื่อให้มีน้ำหนักเพิ่มขึ้นจนต้านทานแรงลอยตัวได้แต่จะทำให้ค่าก่อสร้างเพิ่มขึ้น

บทที่ 5

ทฤษฎีและการคำนวณเกี่ยวกับเครื่องสูบน้ำ

5.1 หลักการและทฤษฎีเครื่องสูบน้ำ

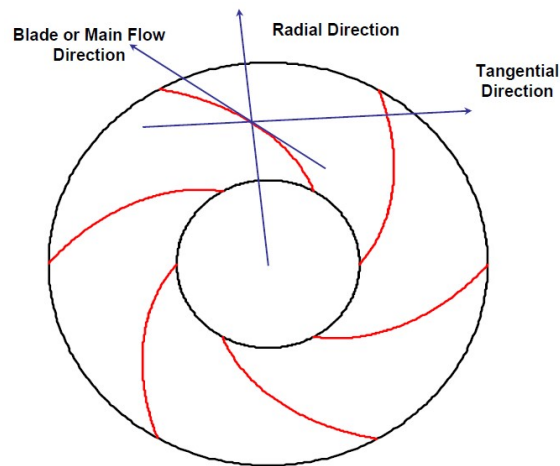
5.1.1 ความหมายของเครื่องสูบน้ำ

เครื่องสูบน้ำ (Pump) หมายถึง เครื่องจักรกลที่ทำหน้าที่ถ่ายโอนพลังงานกลจากเครื่องต้นกำลัง มาให้กับของไหลที่ไหลผ่านเครื่องนั้น ทั้งนี้หากเครื่องจักรนั้นทำหน้าที่ถ่ายทอดพลังงานให้กับของเหลวจนทำให้ของเหลวนั้นเคลื่อนที่จากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งโดยเฉพาะจากที่ต่ำไปยังที่สูงกว่ามักจะเรียกเครื่องจักรนี้ว่าเครื่องสูบน้ำ (Pump) แต่หากถ่ายทอดพลังงานไปให้ของไหลที่เป็นก๊าซเช่นอากาศจนทำให้อากาศเกิดการเคลื่อนที่เครื่องจักรเหล่านี้ก็ได้แก่พัดลม (Fan) เครื่องเป่า (Blower) เป็นต้น แต่หากเครื่องจักรเหล่านี้ทำหน้าที่ให้ของไหลประเภทก๊าซเกิดการบีบอัดตัวจนเกิดความดันสูงก็มักเรียกว่าเครื่องอัด (Compressor) เป็นไปตามลักษณะการทำงานของเครื่องจักรนั้นๆ สำหรับเครื่องสูบน้ำที่เกี่ยวข้องอยู่ในชีวิตประจำวันเสมอได้แก่เครื่องสูบน้ำ (Water Pump) และเครื่องสูบน้ำมัน (Oil Pump) หรือสูบน้ำสารเคมีประเภทของเหลวอื่นๆที่มีลักษณะคล้ายๆกัน

โครงสร้างของเครื่องสูบน้ำทั่วไปจะประกอบด้วยตัวเรือน (Casing or Housing) แกนหมุนหรือเพลลา (Shaft) ใบพัด (Impeller) และครีบบใบพัด (Vane or Blade)

5.1.2 การเพิ่มเฮด (Head) ให้กับของเหลวโดยเครื่องสูบน้ำ

เฮด(Head) หรือพลังงานต่อหน่วยน้ำหนักของของเหลว ที่ของเหลวได้รับมาจากเครื่องสูบน้ำ สามารถอธิบายได้โดยสมการออยเลอร์ (Euler Equation) กรณีเป็นเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยง (พวก Dynamic Pump) ได้ดังนี้คือ



รูปที่ 5-1 ลักษณะการไหลของของน้ำบริเวณใบพัดเครื่องสูบน้ำ

เงื่อนไขการวิเคราะห์การไหลทางทฤษฎี

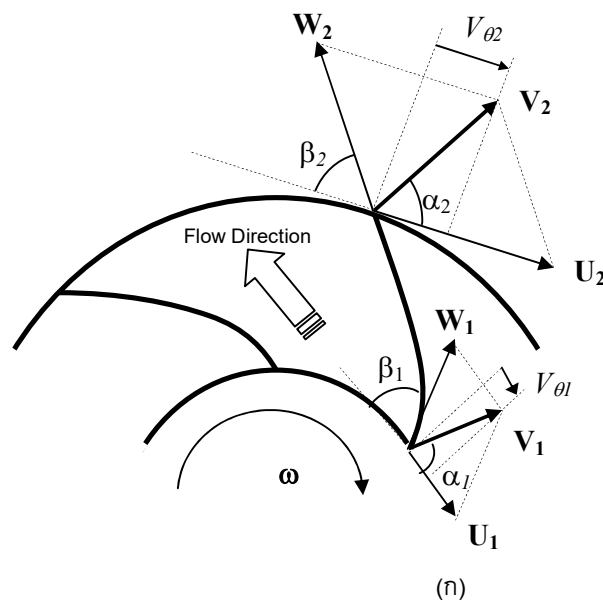
ในการวิเคราะห์การไหลทางทฤษฎีนั้น ได้กำหนดสมมติฐานที่ใช้สำหรับการวิเคราะห์ไว้ดังนี้

1. สมมติการไหลแบบ 2 มิติ คือไหลในทิศทางตามแนวรัศมีของใบพัด (Radial) กับไหลในทิศทางตั้งฉากกับรัศมีหรือทิศสัมผัสเส้นรอบวง (Tangential) (รูปที่ 5 -1)

2. ในขณะที่ใบพัดหมุน ถือว่าทุกๆ ส่วนของใบพัดมีน้ำอยู่เต็ม ไม่มีช่องว่างที่เป็นอากาศอยู่เลย
3. เส้นสายธารการไหลมีแนวเส้นเหมือนกับรูปร่างใบ (Blade) ของใบพัดเครื่องสูบ
4. ในการวิเคราะห์ใช้สมบัติของของไหลประเภทไม่มีความหนืด (Invisible Fluid) และอัดตัวไม่ได้

(Incompressible fluid)

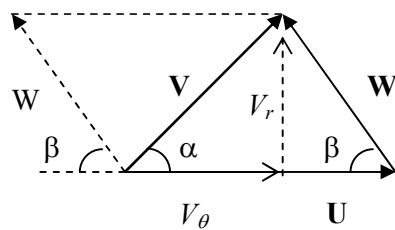
จากรูปที่ 5-2 เมื่อนำรูปเวกเตอร์ของความเร็วการไหลบริเวณใบของใบพัดทั้งด้านเข้าและออกจากใบพัดมาเขียน โดยที่สัญลักษณ์ต่างๆ มีดังนี้



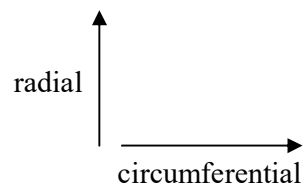
Subscript:

1 - inlet

2 - exit



(ข)



(ค)

รูปที่ 5-2 รูปสามเหลี่ยมแทนความเร็วของการไหลบริเวณใบพัด

จากตัวแปรที่เกี่ยวข้อง ประกอบด้วย

β = มุมของใบ (Blade) ใบพัด ทราบได้จากรูปร่างของใบพัดและตัวใบที่ถูกสร้างขึ้น

U = ความเร็วในทิศสัมผัสเส้นรอบวงของใบพัด (Impeller)

$$= r\omega$$

V_r = ความเร็วการไหลที่แตกมาจาก V ในทิศเส้นรัศมีของใบพัด เมื่อทราบจะใช้นำมาคำนวณอัตรา
การไหลออกจากเครื่องสูบ

V = ค่าความเร็วสัมบูรณ์ ($\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$)

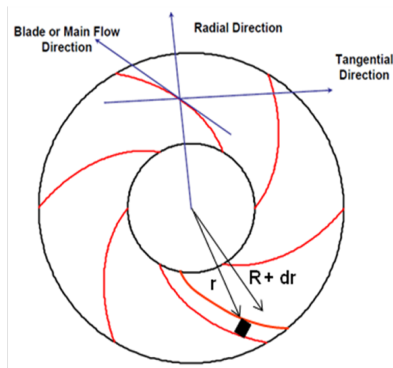
W = ความเร็วการไหลทิศสัมผัสผิวใบ (Blade) ของใบพัด

V_0 = ความเร็วที่แตกมาจากความเร็ว V

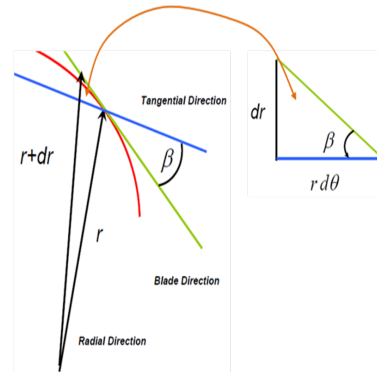
เลข 1 แสดงจุดที่น้ำเข้าสู่ใบของใบพัด

เลข 2 แสดงจุดที่น้ำออกจากใบของใบพัด

ดังนั้นจากรูปสามเหลี่ยมแทนความเร็วการไหลภาพที่ 5-3 ก็จะสามารถหาความเร็วลัพธ์การไหลที่เกิดขึ้นได้
ต่อไปจะดูความสัมพันธ์ต่างๆอันเกิดจากการหมุนของใบพัดว่าจากตัวแปรทั้ง 3 ตัวข้างต้นกับค่าความหนาแน่น
(Density) ของน้ำ สามารถทำให้เกิดเฮดที่เพิ่มขึ้นกับน้ำได้อย่างไร



(ก)



(ข)

รูปที่ 5 -3 รูป Free Body ของใบพัดเครื่องสูบ

จากภาพที่ 5-3 เป็นรูปอิสระ (Free Body Diagram) ของรัศมีใบพัดวัดจากจุดศูนย์กลางไปยังจุดใด ๆ ของการไหล
บนใบ (Blade) ในทุก ๆ รัศมีที่เพิ่มขึ้นเท่ากับ dr เมื่อนำมาคำนวณมวลของน้ำที่จุดนั้น จะได้ว่า

$$\text{จาก} \quad dm = \rho dV \quad (5.1)$$

$$dm = (\gamma/g) h \times r d\theta \times dr$$

แรงเหวี่ยงที่กระทำบนก้อนมวลเล็ก ที่กำลังพิจารณานี้ มีค่าเท่ากับ dF

$$\begin{aligned} dF &= dm \times a \\ &= (\gamma/g) h \times r d\theta \times dr \times r \times \omega^2 \end{aligned}$$

$$dF = (\gamma/g) h r^2 \omega^2 dr d\theta$$

เมื่อคิดเป็นความดันที่เพิ่มขึ้น จากแรงเหวี่ยง จะได้เป็น

$$dP = dF/dA$$

$$dP = \frac{\gamma r^2 \omega^2 dr d\theta}{gh r d\theta}$$

$$dP = \frac{\gamma \omega^2 dr}{g}$$

ทำการอินทิเกรต dP ระหว่างจุดที่น้ำเข้าสู่ใบพัด (จุดที่ 1) ที่รัศมี R1 และที่จุดน้ำออก (จุดที่ 2) รัศมี R2 จะได้ (จาก $U = r\omega$)

$$P_2 - P_1 = \frac{\gamma}{2g} \omega^2 (R_2^2 - R_1^2) = \frac{\gamma}{g} \frac{(U_2^2 - U_1^2)}{2}$$

เมื่อเขียนในรูปของเฮด จะได้

$$H_2 - H_1 = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \quad (5.2)$$

สมการนี้อธิบายถึง เฮดที่ของไหลได้รับเมื่อของไหลนั้นถูกแรงเหวี่ยงกระทำ หากคิดว่าไม่มีการสูญเสียพลังงาน เกิดขึ้นเมื่อมีการไหลในบริเวณใบพัด เฮดนี้เรียกว่า เฮดศักย์ (Potential Head) หรือ เฮดทางทฤษฎี ทั้งนี้ นอกเหนือจากแรงเหวี่ยงที่มีผลต่อเฮดศักย์ดังกล่าวแล้ว ผลจากการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลเมื่อผ่านใบพัดยังทำให้ค่าเฮดศักย์เปลี่ยนแปลงด้วย ดังนั้นสมการของเฮดศักย์ (H_p) จึงมีค่าเป็น

$$H_p = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$$

เฮดที่เกี่ยวข้องอีกค่าหนึ่งในการทำงานของใบพัดคือเฮดความเร็ว ดังนั้นค่าเฮดทางทฤษฎีที่ของไหลได้รับเพิ่มขึ้น จะเป็น

$$H_p = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g}$$

จากรูปที่ 5-2 (ข) และ (ค)

$$W_1^2 = U_1^2 + V_1^2 - 2U_1V_1\cos\alpha_1$$

$$W_2^2 = U_2^2 + V_2^2 - 2U_2V_2\cos\alpha_2$$

จะได้

$$H_p = \frac{1}{g}(U_2V_2\cos\alpha_2 - U_1V_1\cos\alpha_1)$$

หรือ
$$H_p = \frac{1}{g}(U_2V_{\theta 2} - U_1V_{\theta 1}) \quad (5.3)$$

สมการนี้คือสมการออยเลอร์สำหรับเครื่องสูบบแบบแรงเหวี่ยง (Centrifugal Pump) โดยปกติ $V_{\theta 1}$ จะมีค่าน้อยมาก ดังนั้นสมการจะเป็น

$$H_p = \frac{1}{g}U_2V_{\theta 2} \quad (5.4)$$

จากสูตร

$$\cot\beta_2 = \frac{U_2 - V_{\theta 2}}{V_{r2}}$$

แทนค่าจะได้

$$H_p = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2V_{r2}\cot\beta_2}{g} \quad (5.5)$$

จากสมการ ออยเลอร์ จะเห็นว่า เฮดที่ของเหลวได้รับมาจากพลังงานอันเกิดจากการทำงานของเพลลาเครื่องจักร จะแปรผันตาม

- ความเร็วรอบของเพลลา (ใบพัดที่หมุนเร็วกว่า จะได้เฮดมากกว่าใบพัดที่หมุนช้ากว่า)
- มุมของใบหรือครี (Blade) ของใบพัด

5.1.3 เฮด กับ อัตราการสูบ ของเครื่องสูบน้ำ

จาก
$$Q = 2\pi r_2 b_2 V_{r2} \quad (5.6)$$

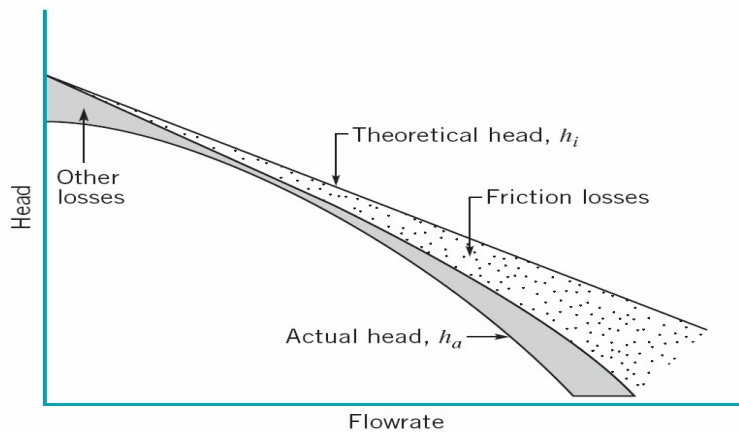
เมื่อ

b_2 = ความกว้างของช่องภายในตัวเรือนเครื่องสูบน้ำ (Volute)

เมื่อแทนค่าลงในสมการ (5.5) จะได้ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบน้ำ กับ เฮด ที่ได้ จะเป็นไปตามสมการ

$$H_p = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cot\beta_2 Q}{2\pi r_2 b_2 g} \quad (5.7)$$

สมการที่ (5.7) คือความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบกับเฮดที่ได้จากเครื่องสูบน้ำชนิดอาศัยแรงเหวี่ยงของใบพัด เป็นความสัมพันธ์ทางทฤษฎี ไม่ได้คำนึงถึงการเกิดการสูญเสียพลังงาน เมื่อนำสมการที่ได้ไปเขียนเป็นกราฟจะได้ดังรูปที่ 5-4 เปรียบเทียบให้เห็นระหว่างผลที่ได้ทางทฤษฎีกับสิ่งที่เกิดขึ้นจริง ซึ่งจากกราฟแสดงให้เห็นว่า head ทางทฤษฎีที่ของไหลได้รับจะ ลดลง เป็นสัดส่วนโดยตรงกับการเพิ่มของอัตราการสูบ



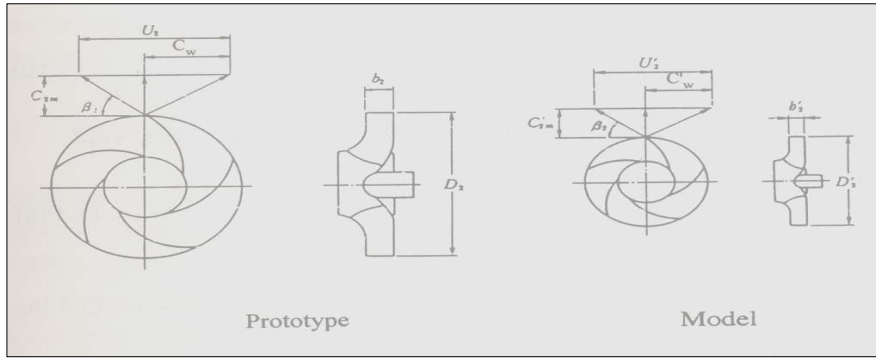
รูปที่ 5-4 ความสัมพันธ์ระหว่าง เฮด กับ อัตราการไหลของเครื่องสูบ

จากกราฟให้หมายความว่าเมื่อเครื่องสูบเพิ่มเฮดให้กับของเหลวเท่ากับ H_1 จะได้อัตราการสูบจากเครื่องเท่ากับ Q_1 แต่เมื่อเครื่องสูบน้ำเดียวกันนี้ให้เฮดกับของเหลวลดลงเป็น H_2 ($H_1 > H_2$) สามารถทำให้อัตราการสูบออกมาเป็น Q_2 ซึ่งมีค่ามากกว่า Q_1 หรือกล่าวได้ว่าเครื่องสูบที่สามารถสูบน้ำได้ที่ เฮด สูงๆ นั้น จะให้อัตราการไหลน้อยกว่าเครื่องสูบที่สูบน้ำด้วยเฮดที่ต่ำกว่า

5.1.4 กฎความคล้ายคลึง (Affinity Laws)

หมายถึงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการทำงานของเครื่องสูบน้ำตัวหนึ่งได้แก่เฮด อัตราการไหล เส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัด ความเร็วรอบ กำลังและประสิทธิภาพ กับเครื่องสูบน้ำตัวอื่นๆ ที่มีความคล้ายคลึงกัน ความสัมพันธ์ที่ได้สามารถนำมาใช้คำนวณเพื่อทำนายหรือหาค่าตัวแปรอื่นๆ เมื่อมีตัวแปรตัวใดตัวหนึ่งเปลี่ยนแปลงไป

ชิ้นส่วนสำคัญของเครื่องสูบน้ำที่นำมาใช้เปรียบเทียบความคล้ายคลึงคือใบพัด ใบพัดของเครื่องสูบน้ำตัวต่อไปที่ถูกสร้างขึ้นมาให้มีความคล้ายคลึงกันทางเรขาคณิตนั้น พบว่าลักษณะการทำงานที่ได้จากใบพัดเหล่านี้ก็จะมีผลคล้ายคลึงกันเป็นไปตามความสัมพันธ์ ดังนี้



รูปที่ 5.5 ลักษณะความคล้ายคลึงของใบพัดของเครื่องสูบน้ำระหว่างใบพัดต้นแบบ(ตัวที่หนึ่ง (Prototype)กับ ใบพัดที่จำลองขึ้น(Model) (ตัวที่สอง)

1) กฎความคล้ายคลึงของอัตราการไหล

หมายถึงความสัมพันธ์ของตัวแปรชนิดอัตราการไหล(อัตราการสูบ)ของเครื่องสูบน้ำตัวแรกกับตัวที่สอง พบว่า อัตราส่วนอัตราการไหลระหว่างเครื่องสูบน้ำตัวที่หนึ่งกับตัวที่สอง จะมีค่าเท่ากับอัตราส่วนของความเร็วรอบเครื่องสูบน้ำตัวที่หนึ่งกับสองคูณด้วยอัตราส่วนของเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดระหว่างสองตัวนั้น ดังสมการ (5.8) ถึง (5.10)

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{n_1}{n_2} \frac{d_1}{d_2} \quad (5.8)$$

กรณีหากเครื่องสูบน้ำมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดเท่ากัน ($d_1 = d_2$) จะได้ว่า

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (5.9)$$

กรณีหากเครื่องสูบน้ำทั้งสองตัวมีความเร็วรอบเท่ากัน ($n_1 = n_2$) จะได้

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad (5.10)$$

เมื่อ

q = อัตราการไหล

n = ความเร็วรอบ

d = เส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด

หมายเลข 1 หมายถึง ใบพัดต้นแบบหรือของเครื่องสูบน้ำตัวแรก และหมายเลข 2 หมายถึงใบพัดของเครื่องสูบน้ำจำลองหรือเครื่องสูบน้ำตัวที่สอง

สูตรความสัมพันธ์ของอัตราการสูบข้างบนนี้สามารถนำไปใช้ได้กับเครื่องสูบเกือบทุกชนิด

2) กฎความคล้ายคลึงของเฮด

หมายถึงความสัมพันธ์ของตัวแปรชนิดเฮดของเครื่องสูบทันแรกกับตัวที่สอง โดยที่อัตราส่วนระหว่างเฮดของเครื่องสูบทันหนึ่งกับสองจะมีค่าเท่ากับค่ายกกำลังสองของอัตราส่วนระหว่างความเร็วรอบคูณด้วยค่ายกกำลังสองของอัตราส่วนเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด ดังสมการ

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad (5.11)$$

กรณีหากเครื่องสูบมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดเท่ากัน ($d_1 = d_2$) จะได้ว่า

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (5.12)$$

กรณีหากเครื่องสูบมีความเร็วรอบเท่ากัน ($n_1 = n_2$) จะได้

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad (5.13)$$

เมื่อ

H = เฮด

n = ความเร็วรอบ

d = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด

กฎความคล้ายคลึงของเฮดดังสมการข้างบนนี้ จะเหมาะสมต่อการนำไปใช้กับเฉพาะเครื่องสูบชนิดเซนติฟิวกอลประเภทการตามแกนใบพัด(Axial Flow) และการไหลแบบผสม(Mixed Flow)

3) กฎความคล้ายคลึงของกำลัง (Power)

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^3 \quad (5.14)$$

กรณีหากเครื่องสูบมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดเท่ากัน ($d_1 = d_2$) จะได้ว่า

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (5.15)$$

กรณีหากเครื่องสูบลีมีความเร็วรอบเท่ากัน ($n_1 = n_2$) จะได้

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^3 \quad (5.16)$$

เมื่อ

P = กำลัง

n = ความเร็วรอบ

d = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด

สำหรับสูตรอื่นๆเกี่ยวกับความสัมพันธ์ระหว่างเครื่องสูบบแบบจำลอง (Model) กับ เครื่องสูบลีต้นแบบ (Prototype) มีดังนี้

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \sqrt{\frac{h_1}{h_2}} \quad (5.17)$$

$$\frac{h_1}{h_2} = \left(\frac{q_1}{q_2} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (5.18)$$

$$\frac{q_1}{q_2} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \left(\frac{h_1}{h_2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5.19)$$

$$\frac{q_1}{q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right) \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^3 \quad (5.20)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{h_1}{h_2} \right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad (5.21)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^5 \quad (5.22)$$

หากเป็นกรณีนี้ที่ $h_1 = h_2$ ดังนั้น

$$\frac{h_1}{h_2} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 = 1 \quad (5.23)$$

จะได้ว่า
$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1} \quad (5.24)$$

ตัวอย่างที่ 1 เรื่องกฎแห่งความคล้ายคลึง (Affinity Law)

สมมติว่ามีเครื่องสูบลมตัวหนึ่ง หากทำการเดินเครื่องโดยการเพิ่มความเร็วรอบของการหมุนของใบพัดขึ้นอีก 10 % อยากทราบว่าเกิดการเปลี่ยนแปลงเกี่ยวกับอัตราการสูบ เฮดและกำลังอย่างไร เมื่อใช้กฎของความคล้ายคลึงในการหา ?

วิธีทำ

เส้นผ่านศูนย์กลางใบพัดคงที่เนื่องจากเป็นเครื่องสูบลมตัวเดิม ($d_1 = d_2$) แต่ความเร็วรอบเพิ่ม 10 % หรือ $n_2 = 1.10 n_1$

(1) การหาค่าอัตราการสูบ q ที่เครื่องสูบจะทำงานได้ เมื่อความเร็วรอบเพิ่ม 10 %

จาก

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$q_2 = \frac{q_1 n_2}{n_1}$$

$$= 1.10 q_1$$

นั่นคือ เครื่องสูบจะทำงานโดยให้อัตราการสูบเพิ่มขึ้น 10 %

(2) การหาค่า h ของเครื่องสูบที่ทำงานให้ได้เมื่อความเร็วรอบเพิ่ม 10 %

จาก

$$\frac{h_1}{h_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

$$h_2 = \frac{h_1 n_2^2}{n_1^2}$$

$$= 1.21 h_1$$

นั่นคือ h ของเครื่องสูบจะเพิ่มขึ้น 21 %

- (3) การหาค่า p ของเครื่องสูบลูกที่ทำงานให้ได้เมื่อความเร็วรอบเพิ่ม 10 %
จาก

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3$$

$$p_2 = \frac{p_1 n_2^3}{n_1^3}$$

$$= 1.33 p_1$$

นั่นคือ p ของเครื่องสูบลูกจะได้เพิ่มขึ้น 33 %

5.1.5 ความเร็วจำเพาะ (Specific Speed, N_s)

หมายถึง ความเร็วรอบของใบพัดซึ่งจะให้อัตราการไหล 1 หน่วย และเสด 1 หน่วย ภายใต้สภาพการทำงานเดียวกับเครื่องสูบลูกต้นแบบ (Prototype) สูตรคำนวณ มีดังนี้

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (5.25)$$

เมื่อ

N_s = ความเร็วจำเพาะ (ไม่มีหน่วย)

N = ความเร็วรอบ (รอบ ต่อ นาที)

Q = อัตราการสูบ (ลบ.ม. ต่อ ซม.)

H = เสดรวม (Total Dynamic Head) (เมตร)

หน่วยที่ใช้ข้างบนเป็นหน่วยของระบบเมตริก แต่สามารถใช้เป็นหน่วยของ US (อเมริกา) หรือ UK (อังกฤษ) โดยที่

Q หน่วย US จะเป็น gpm ของระบบ UK เป็น gpm

H หน่วย US จะเป็น ฟุต ของระบบ UK เป็น ฟุต

ซึ่งจะทำให้ค่าความเร็วจำเพาะที่ได้แตกต่างกันไป ทั้งนี้สามารถแปลงค่าของ N_s ได้ดังนี้

$$N_s \text{ (US)} = 1.63 N_s \text{ (metric)}$$

$$N_s \text{ (Metric)} = 0.614 N_s \text{ (US)}$$

$$N_s \text{ (Metric)} = 0.67 N_s \text{ (UK)}$$

ตัวอย่างที่ 2 ใบพัดของเครื่องสูบลูกตัวหนึ่ง มีความเร็วรอบ 1760 รอบ ต่อ นาที อัตราการสูบ 1500 ลบ.ม. ต่อ ซม. และได้เสดเท่ากับ 100 ม. ค่าความเร็วจำเพาะของใบพัดชุดนี้เป็นเท่าไร ?

วิธีทำ

แทนค่า $N = 1760$ รอบ ต่อ นาที $Q = 1500$ ลบ.ม.ต่อ ซม. และ $H = 100$ ม. ลงในสมการที่ (5.25) ได้

$N_s = 2156$ ซึ่งเป็นค่าซึ่งใช้หน่วยของระบบเมตริก เมื่อต้องการแปลงเป็นค่าในระบบหน่วยอื่นๆ จะ

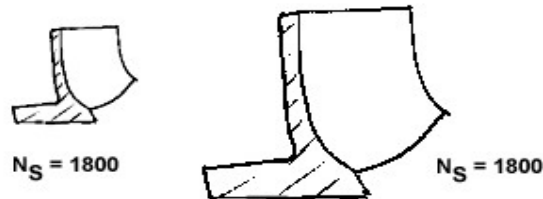
ได้

$$N_s = 1.63 \times 2156 = 3514 \text{ (US)}$$

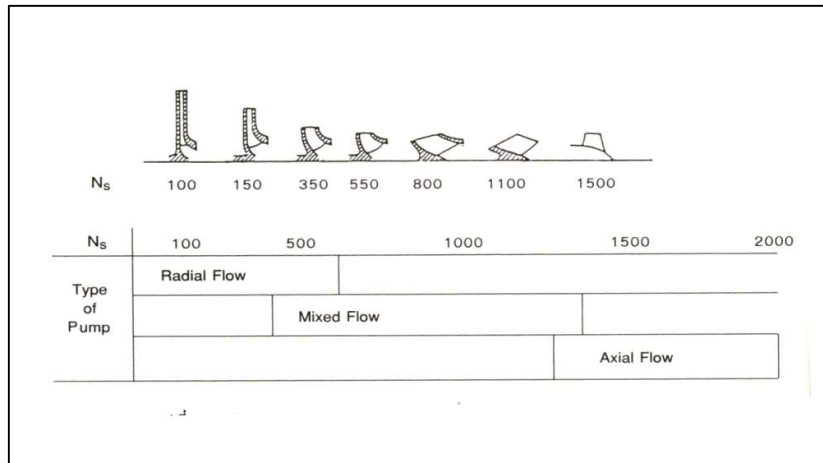
$$N_s = 2156 / 0.67 = 3218 \text{ (UK)}$$

(1) N_s กับ กฎความคล้ายคลึง

ใบพัดที่มีความคล้ายคลึงกันทางเรขาคณิตทุกใบ จะมีค่าความเร็วจำเพาะ ค่าเดียวกัน ดังนั้นจึงใช้ค่าความเร็วจำเพาะเป็นเบอร์ระบุสัดส่วนและรูปทรงของใบพัด เพื่อความเข้าใจดูรูปที่ 5-6 และ 5-7 ใบพัดทั้ง 2 อันมีค่า N_s เท่ากันคือ 1800 แต่ใบพัดทั้งคู่มีขนาดไม่เท่ากันแต่มีความคล้ายคลึงกัน ดังนั้นความหมายของค่า N_s อาจกล่าวให้เข้าใจง่ายเข้าว่าหมายถึงค่าที่ใช้บ่งบอกถึงรูปร่างของใบพัดที่คล้ายกันแต่อาจมีขนาดต่างกัน นั่นเอง



รูปที่ 5-6 ใบพัดที่มีความคล้ายคลึงกันจะมีค่าความเร็วจำเพาะเท่ากัน



รูปที่ 5-7 ค่าความเร็วจำเพาะของใบพัดสำหรับเครื่องสูบลักษณะต่าง ๆ

ตัวอย่างที่ 3 ความสัมพันธ์ระหว่าง N_s กับความเร็วรอบ N ที่ใช้

ต้องการสูบน้ำให้ได้ในอัตรา 110 ลบ.ม. ต่อ ชม. สมมติว่าจากการวางตำแหน่งเครื่องสูบลบพร้อมทั้งระบบท่อแล้วมาคำนวณเฮดรวม (Total Head) ได้เท่ากับ 95 ม. จงหาว่าควรที่จะเลือกใช้ความเร็วรอบที่เหมาะสมเท่าไรสำหรับเครื่องสูบลบตัวนี้จึงจะทำให้ได้อัตราการสูบตามที่ต้องการ ?

วิธีทำ

สมมติว่าเลือกใช้เครื่องสูบลบแบบ Radial Flow และเลือกที่ค่าความเร็วจำเพาะ (N_s) เท่ากับ 500 จากสมการ

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

หรือ

$$N = \frac{N_s H^{\frac{3}{4}}}{\sqrt{Q}}$$

แทนค่า $N_s = 500$
 $H = 95$ เมตร
 $Q = 110$ ลบ.ม. ต่อ ชม.
 ได้ $N = 1451.78$ รอบ ต่อ นาที หรือเลือก 1450 รอบ ต่อ นาที

คำอธิบาย

จากตัวอย่างเรื่องความเร็วจำเพาะ อธิบายได้ว่า หากเลือกปั๊มชนิดไหลตามแนวรัศมี (Radial Flow) ที่ความเร็วจำเพาะ เท่ากับ 500 เมื่อมีเฮดเท่ากับ 1 ม. และต้องการได้ $Q = 1$ ลบ.ม./ชม. หากมี เฮด (H) = 95 ม. และต้องการได้ $Q = 110$ ลบ.ม./ชม. จะต้องเลือกเครื่องสูบน้ำที่มีใบพัดรูปร่างคล้ายคลึงกัน(รูปร่างเหมือนกันแต่ขนาดไม่เท่ากันและมีค่า $N_s = 500$) โดยต้องให้หมุนด้วยความเร็วรอบเท่ากับ 1450 รอบต่อนาที นั่นเอง

2.5 แบบฝึกหัด

- 1.จงอธิบายถึงลักษณะความสัมพันธ์ระหว่างเฮดและอัตราการสูบ ที่ได้จากเครื่องสูบน้ำ
- 2.กฎความคล้ายคลึง นำไปใช้ประโยชน์เกี่ยวกับเครื่องสูบน้ำอย่างไร
- 3.ค่าความเร็วจำเพาะคืออะไร นำไปใช้อย่างไร

5.2 ประเภทของเครื่องสูบน้ำ

5.2.1 แบ่งตามหลักการขับเคลื่อนของไหล สามารถจำแนกได้เป็น 2 ประเภทใหญ่ๆ คือ

-เครื่องสูบน้ำแบบให้การไหลหรือเคลื่อนที่ต่อเนื่อง (Dynamic Pump) มีลักษณะการทำงานโดยเครื่องสูบน้ำเพิ่มความเร็วให้ของไหลโดยของไหลไหลผ่านใบพัดที่กำลังหมุนจนเกิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง เนื่องจากมีชิ้นส่วนสำคัญคือ ใบพัดทำให้เครื่องสูบน้ำประเภทนี้มีชื่อเรียกอีกอย่างหนึ่งว่า เครื่องจักรใบพัด (Turbo machine)

-เครื่องสูบน้ำแบบของไหลแทนที่ (Positive Displacement Pump) มีลักษณะการทำงานโดยจะใช้ชิ้นส่วนของเครื่องจักรทำการอัดและดันของไหลให้เกิดการแทนที่และเคลื่อนที่ของของไหลในห้องสูบน้ำอย่างต่อเนื่อง

(ก) เครื่องสูบน้ำแบบให้การไหลหรือเคลื่อนที่ต่อเนื่อง (Dynamic Pump) แบ่งตามทิศทางการไหลภายในห้องสูบน้ำหรือเรือนปั๊ม ได้เป็น 3 ประเภท คือ

ประเภทไหลในแนวรัศมีใบพัด (Radial Flow Pump)

ประเภทไหลตามแนวแกนของใบพัด (Axial Flow Pump)

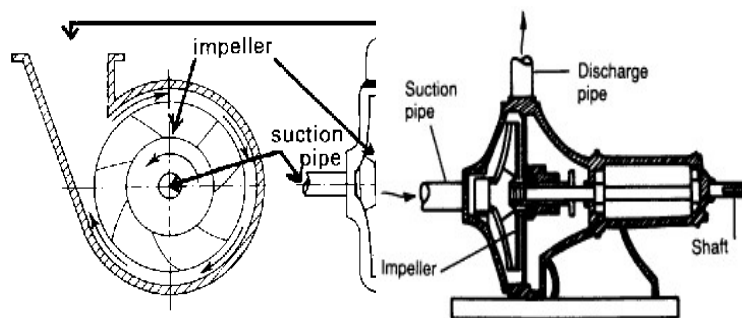
ประเภทไหลแบบผสม (Mixed Flow Pump)

ประเภทไหลในแนวรัศมีใบพัด จะอาศัยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางที่เกิดขึ้นในเรือนเครื่องสูบน้ำ(Pump Case) ของเหลวจะไหลออกจากใบพัดในทิศทางตั้งฉากกับเพลาลังใบพัดชนิดนี้จะให้เฮด (Head) มากกว่าประเภทไหลแบบผสมและประเภทไหลตามแนวแกนของใบพัด แต่จะให้อัตราการสูบ (Flow Rate) น้อยกว่า

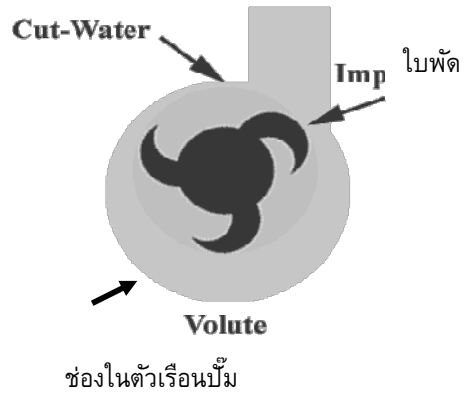
ประเภทไหลตามแนวแกนของใบพัด ทิศทางการไหลจะขนานกับเพลาลังใบพัด(Axis)เครื่องสูบน้ำประเภทนี้จะให้เฮด น้อยกว่าประเภทไหลในแนวรัศมีใบพัดประเภทไหลแบบผสม แต่อัตราการสูบมากกว่า

ประเภทไหลแบบผสม ทิศทางการไหลออกจากใบพัดทำมุมเอียง 45° - 80° กับแกนเพลาลังใบพัดเครื่องสูบน้ำประเภทนี้จะให้เฮด มากกว่า ประเภทไหลตามแนวแกนของใบพัด แต่น้อยกว่า ประเภทไหลในแนวรัศมีใบพัด อัตราการสูบน้อยกว่า

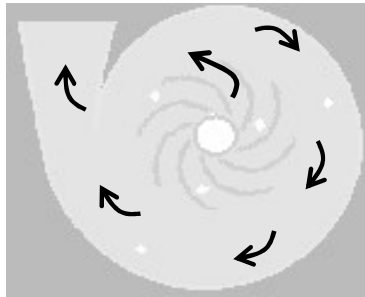
เครื่องสูบน้ำในงานชลประทานส่วนมาก(หรือที่นิยมใช้กันอยู่เกือบทั้งหมด) เป็นสูบน้ำแบบไหลต่อเนื่อง (Dynamic Pump) ทำงานโดยการถ่ายเทพลังงาน จากต้นกำลังไปสู่ของเหลว โดยการหมุนของใบพัด (Impeller) โดยมีเรือนปั๊ม (Case) ทำหน้าที่รวบรวมของเหลวที่ถูกเหวี่ยงหรือ ดัน ออกจากใบพัด ไปสู่ช่องทางจ่าย ลักษณะของเครื่องสูบน้ำชนิดไหลแบบต่อเนื่องประเภทไหลตามแนวรัศมีใบพัด (Radial Flow Pump) ที่พบบ่อยก็คือเครื่องสูบน้ำชนิดหอยโข่งหรือแบบเซนตริฟูกอล (Centrifugal Pump) รูปที่ 5-8 , 5-9 และรูปที่ 5.10 แสดงลักษณะการทำงานของเครื่องสูบน้ำประเภทไหลตามแนวรัศมี ส่วนรูปที่ 5-11 เป็นลักษณะของเครื่องสูบน้ำประเภทไหลตามแนวแกน



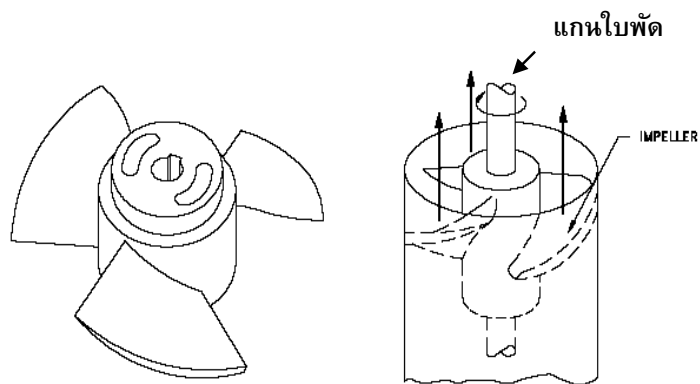
รูปที่ 5-8 เครื่องสูบน้ำชนิดไหลในแนวรัศมีใบพัด(ใช้รูปใหม่)



รูปที่ 5-9 ลักษณะการทำงานของใบพัดเครื่องสูบน้ำแบบไหลในแนวรัศมีใบพัด(รูปใหม่)



รูปที่ 5-10 ลักษณะการไหลบริเวณใบพัดของเครื่องสูบน้ำแบบ Centrifugal

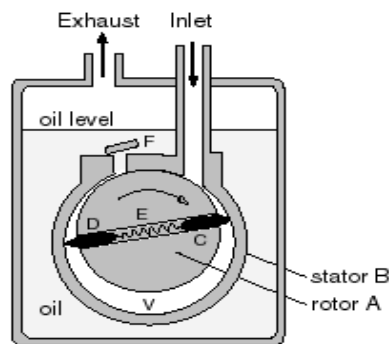


รูปที่ 5-11 ลักษณะใบพัดและการไหลของเครื่องสูบน้ำชนิดไหลตามแนวแกนใบพัด
(Axial Flow Pumps)

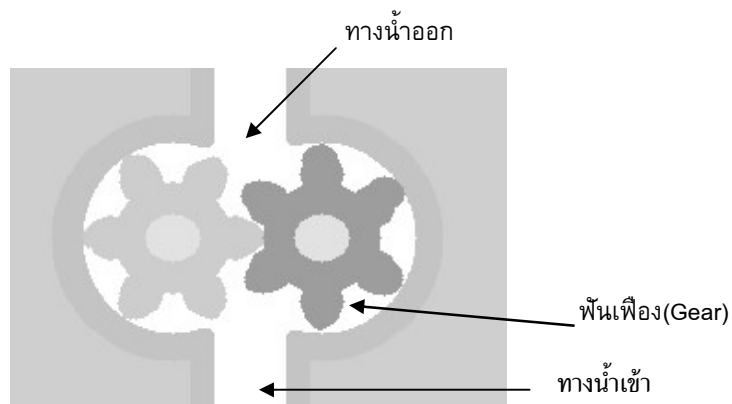


ภาพที่ 5 -12 ลักษณะของใบพัดเครื่องสูบน้ำชนิดไหลแบบผสม (Mixed Flow Pumps)

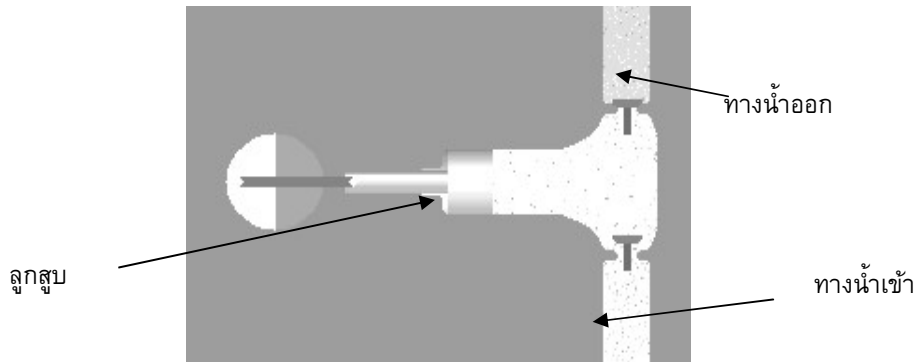
(ข) เครื่องสูบน้ำชนิดสูบแบบไหลแทนที่ (Positive Displacement Pump) ชนิดของเครื่องสูบน้ำประเภทไหลแทนที่ ที่รู้จักกันทั่วไป ได้แก่ เครื่องสูบน้ำแบบโรตารี แบบฟันเฟือง และแบบลูกสูบชัก (รูปที่ 5-13 และ 5-14 ,5-15)



รูปที่ 5-13 เครื่องสูบน้ำแบบโรตารี (Rotary Pump)



รูปที่ 5-14 ลักษณะภายในห้องสูบของเครื่องสูบน้ำแบบฟันเฟือง (Gear Pump)



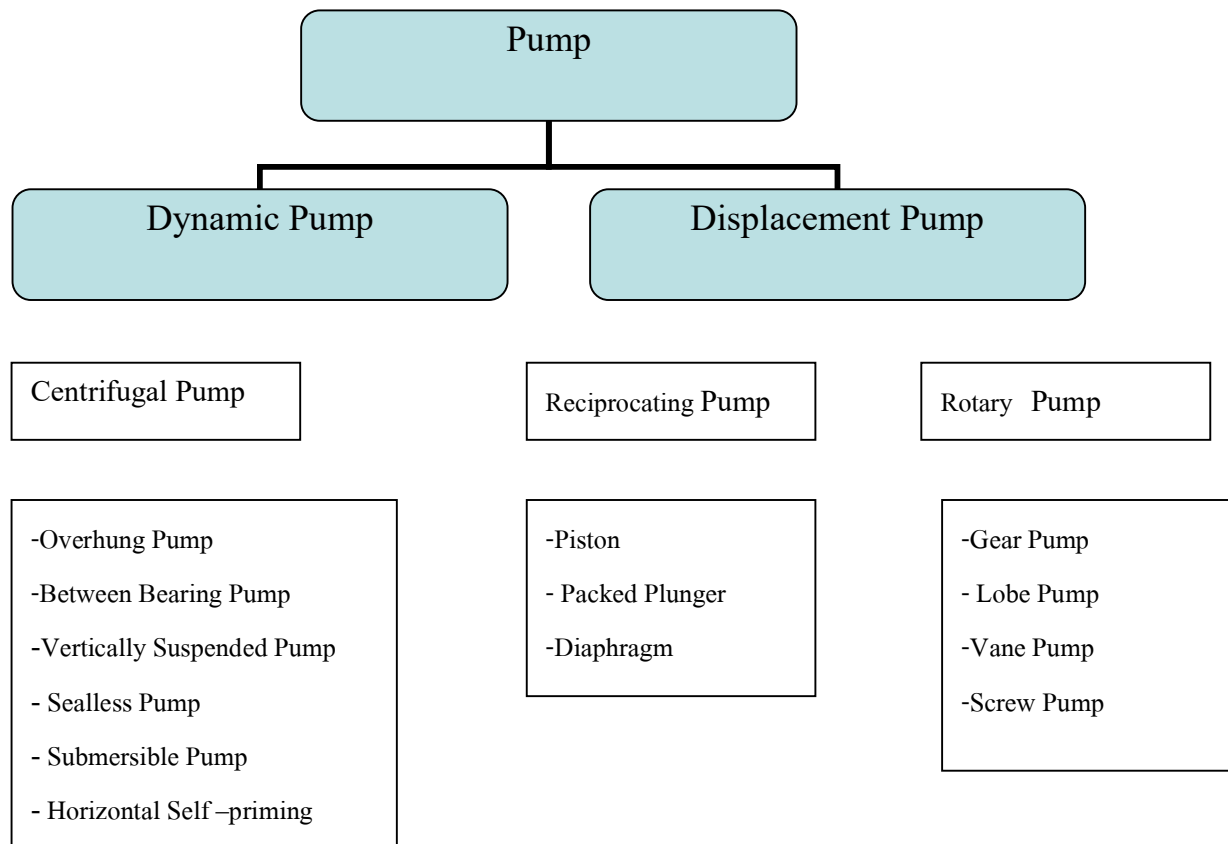
รูปที่ 5-15 รูปร่างของเครื่องสูบบแบบลูกสูบชัก(ใช้รูปใหม่)

5.2.2 การแบ่งประเภทของเครื่องสูบลักษณะการเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลว

นอกเหนือจากการแบ่งประเภทเครื่องสูบลักษณะการขับเคลื่อนของไหลออกจากตัวเครื่องสูบลักษณะดังกล่าวไว้แล้วในหัวข้อที่ 1.2.1 แล้ว หากแบ่งประเภทเครื่องสูบลักษณะการถ่ายทอดพลังงานให้กับของไหลภายในตัวเครื่องสูบล สามารถแบ่งออกได้แบ่งเป็น

1. แบบเซนตริฟูกอล (Centrifugal Pump) เพิ่มพลังงานให้ของไหลโดยอาศัยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง
2. แบบโรตารี (Rotary Pump) ลักษณะเป็นเครื่องสูบลที่มีใบพัด(Vane) ที่ติดอยู่กับตัวหมุนที่เป็นวงกลม (Rotor) โดยมีจุดหมุนอยู่เยื้องออกจากจุดศูนย์กลางของวงกลมโรเตอร์นี้ทำให้การหมุนของโรเตอร์ภายในเรือนปั๊มมีลักษณะเป็นลูกเบี้ยว เมื่อโรเตอร์หมุนจะเกิดลักษณะเคลื่อนเข้าชิดและห่างออกจากทั้งทางเข้า (Inlet) และทางออก (Exhaust) ของของเหลวเกิดลักษณะการดูดและผลักของไหลออกอย่างต่อเนื่อง
3. แบบลูกสูบชัก (Reciprocating) เพิ่มพลังงานโดยการอัดและดันของไหลโดยตรงในระบบสูบ
4. แบบอื่นๆ เป็นการเพิ่มพลังงานโดยอาศัยกลไกอื่นๆนอกเหนือจากข้างต้นเช่นแบบฟันเฟือง

ที่กล่าวมาเป็นประเภทของเครื่องสูบลที่มีอยู่ในปัจจุบันแต่อาจมองภาพไม่เข้าใจทั้งหมด ดังนั้นเพื่อให้เห็นภาพรวมของประเภทเครื่องสูบลทั้งหมดแยกตามแต่ละลักษณะ จึงได้แสดงไว้เป็นรูปภาพดังปรากฏตามรูปที่ 5-16



รูปที่ 5-16 ประเภทของเครื่องสูบน้ำ

1.3 แบบฝึกหัด

1. เครื่องสูบน้ำแบ่งได้เป็นประเภทใหญ่และแยกย่อยได้เป็นอะไรบ้าง
2. ให้อธิบายความหมายของเครื่องสูบน้ำแบบ Radial Flow, Axial Flow และ Mixed Flow Pump
3. หลักการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ Dynamic เป็นอย่างไร จงอธิบาย
4. หลักการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบไหลแทนที่ เป็นอย่างไร จงอธิบาย

5.3 กราฟแสดงผลการทำงานของเครื่องสูบน้ำ (Pump Performance Curve)

ผลการทำงานของเครื่องสูบน้ำรวมทั้งค่าต่างๆที่เกิดขึ้นระบบท่อส่งน้ำสามารถแสดงผลออกมาในรูปของกราฟเพื่อให้เข้าใจได้ง่าย กะทัดรัดและสะดวกต่อการนำไปใช้งาน กราฟดังกล่าว ประกอบด้วย

- 1.กราฟเฮด-อัตราการสูบ (Head-Discharge Curve Or H – Q Curve)
- 2.กราฟแสดงผลการทำงานของเครื่องสูบน้ำ (Pump Performance Curve)
- 3.กราฟเฮดของระบบสูบ (System Head Curve)

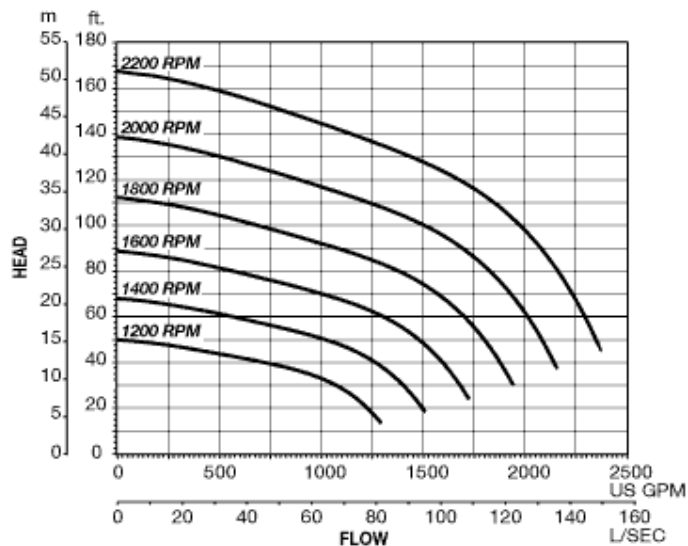
5.3.1 กราฟเฮด-อัตราการสูบ (Head-Discharge Curve Or H – Q Curve)

เป็นกราฟที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบที่ได้จากเครื่องสูบน้ำ (Discharge ,Q) และเฮด (Head,H)กราฟที่ได้เป็นผลจากการทดสอบเครื่องสูบน้ำรุ่นใดๆที่ผลิตออกมาจากโรงงานที่มีลักษณะเฉพาะเจาะจง เช่นขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด ความเร็วรอบเป็นต้น (รูปที่5.17)

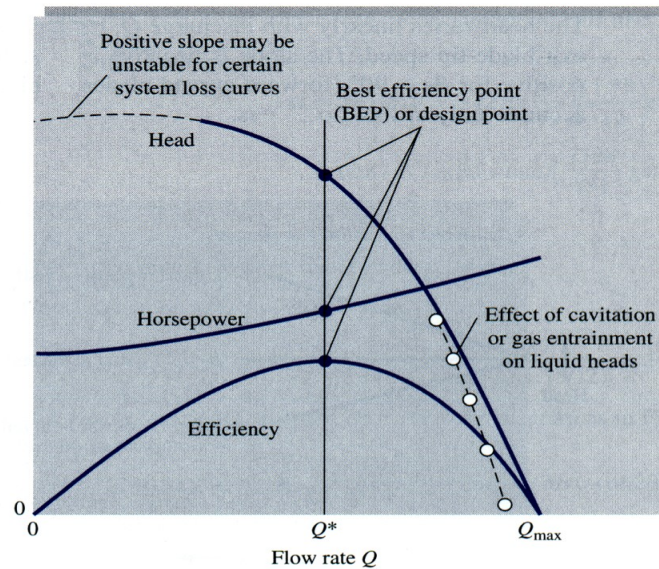
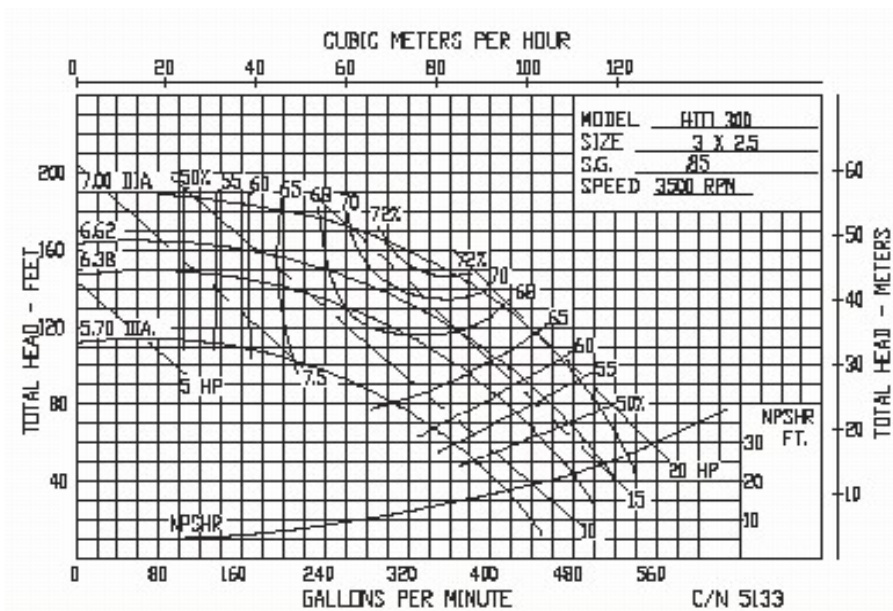
5.3.2 กราฟแสดงผลการทำงานของเครื่องสูบน้ำ (Pump Performance Curve)

นอกจากเส้นกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบกับเฮดดังได้กล่าวแล้วอาจจะมีเส้นกราฟแสดงค่าอื่นๆรวมอยู่ในรูปเดียวกันด้วย ทำให้เรียกเป็นชื่อกราฟนี้ว่า กราฟแสดงผลการทำงานของเครื่องสูบน้ำ(Pump Performance Curve หรือ Characteristic Curve) (รูปที่ 5.18) เส้นกราฟอื่นๆประกอบด้วย

- เส้นกราฟแสดงประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ (Efficiency)
- เส้นกราฟแสดงค่าเฮดสุทธิด้านดูดค่าบวกที่ต้องการ (NPSHr, Required Net Positive Suction Head)
- เส้นกราฟแสดงค่ากำลัง(Power)หรือแรงม้าที่เครื่องสูบน้ำนั้นต้องการจากต้นกำลัง (Brake Horsepower)



รูปที่ 5.17 ตัวอย่างกราฟเฮด – อัตราการสูบของเครื่องสูบน้ำยี่ห้อหนึ่ง



รูปที่ 5.18 Pump Performance Curve หรือ Characteristic Curve

จากกราฟแสดงผลการทำงานของเครื่องสูบน้ำ จะเห็นว่าความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบน้ำ กับ
 เฮดที่เครื่องสูบน้ำสามารถทำงานให้ได้นั้นจะมีลักษณะเป็นปฏิกิริยาหักกลับ กล่าวคือถ้าจะให้เครื่องสูบน้ำ
 ทำงานให้ได้อัตราการสูบน้ำมากขึ้น เครื่องสูบน้ำนั้นจะต้องทำงานภายใต้เฮดที่ลดลงหรือพูดให้ง่ายเข้าคือ

ต้องทำงานภายใต้เฮดที่ไม่สูงในขณะเดียวกันหากต้องการให้เครื่องสูบน้ำสามารถสูบส่งน้ำได้เฮดสูงๆ(อาจจะหมายถึงระยะยกสูงหรือระยะทางไกล)อัตราการสูบที่ได้จะต้องน้อยลงตามมา

สำหรับเส้นกราฟแสดงประสิทธิภาพ(ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำหมายถึงอัตราส่วนระหว่างกำลังที่เครื่องสูบน้ำถ่ายเทให้กับของไหล กับ กำลังที่เครื่องสูบน้ำได้รับมาจากต้นกำลังหรือ Water horsepower/Brake horsepower)จะมีลักษณะเป็นกราฟโค้งคว่ำ แสดงให้เห็นว่าเครื่องสูบน้ำตัวนั้นๆจะให้ประสิทธิภาพที่ดีที่สุดที่ค่าอัตราการสูบและเฮดค่าใดค่าหนึ่งเพียงค่าเดียว

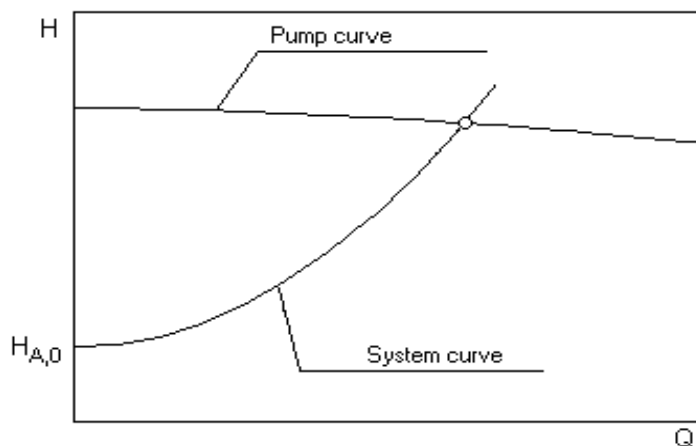
การอ่านค่าจากกราฟแสดงผลการทำงานของเครื่องสูบน้ำ

การนำกราฟแสดงผลการทำงานของเครื่องสูบน้ำไปใช้งานควรกระทำด้วยความถูกต้อง ดังต่อไปนี้

1. จากค่าอัตราการสูบที่ทราบ ลากเส้นจากจุดดังกล่าวขึ้นไปในแนวดิ่งเพื่อไปตัดกับเส้นกราฟเฮดของเครื่องสูบน้ำที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดค่าที่สนใจ
2. ค่าอื่นๆที่เหลืออยู่และต้องการทราบค่าเช่นประสิทธิภาพ กำลัง ก็ให้อ่านจากจุดตัดนี้โดยอาศัยการประมาณค่าแบบInterpolate ระหว่างจุดที่ทราบค่าใกล้เคียง

5.3.3 กราฟเฮดของระบบสูบน้ำ (System Head Curve)

หมายถึง กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเฮด(Head) กับอัตราการสูบ (Discharge) ของ ระบบสูบน้ำ (ระบบสูบน้ำ ประกอบด้วย ตัวเครื่องสูบน้ำและอุปกรณ์ประกอบท่อทั้งด้านดูดและส่งพร้อมอุปกรณ์) กราฟเฮดของระบบจะใช้บ่งบอกว่า เมื่อเราต้องการสูบน้ำเข้าสู่ระบบที่ระบบหนึ่ง เมื่อ เฮด (เฮดด้านดูด + ด้านจ่าย + เฮดสูญเสียต่างๆ) แปรเปลี่ยนไปจะมีผลต่ออัตราการสูบ ของระบบอย่างไร (รูปที่5.19)

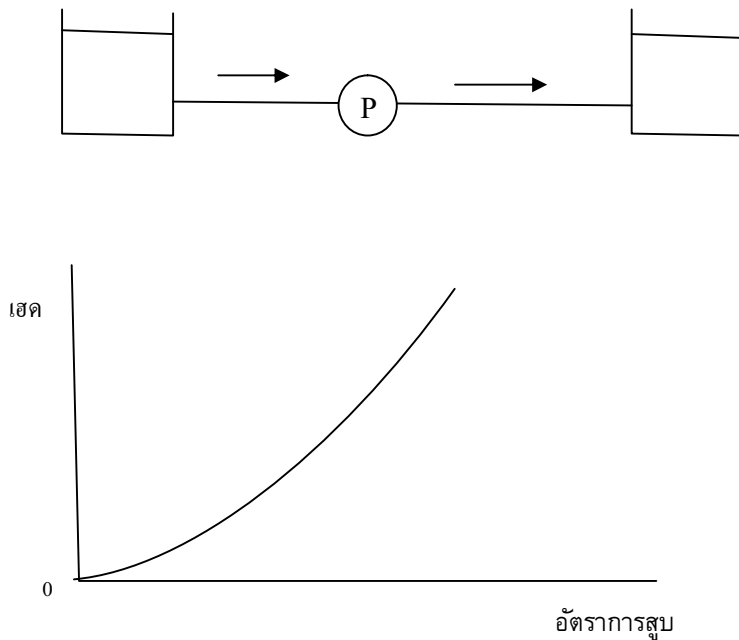


รูปที่ 5.19 กราฟเฮด - อัตราการสูบ (System curve) กับ กราฟแสดงผลการทำงานของเครื่องสูบน้ำ

ลักษณะรูปร่างของกราฟเฮดของระบบสูบน้ำจะไม่ขึ้นอยู่กับลักษณะของตัวเครื่องสูบน้ำ รูปร่างพื้นฐานโดยทั่วไปของกราฟจะเป็นรูปพาราโบลาตามรูปสมการของค่าการสูญเสียเฮดในระบบท่อ(มีค่าเลขยก

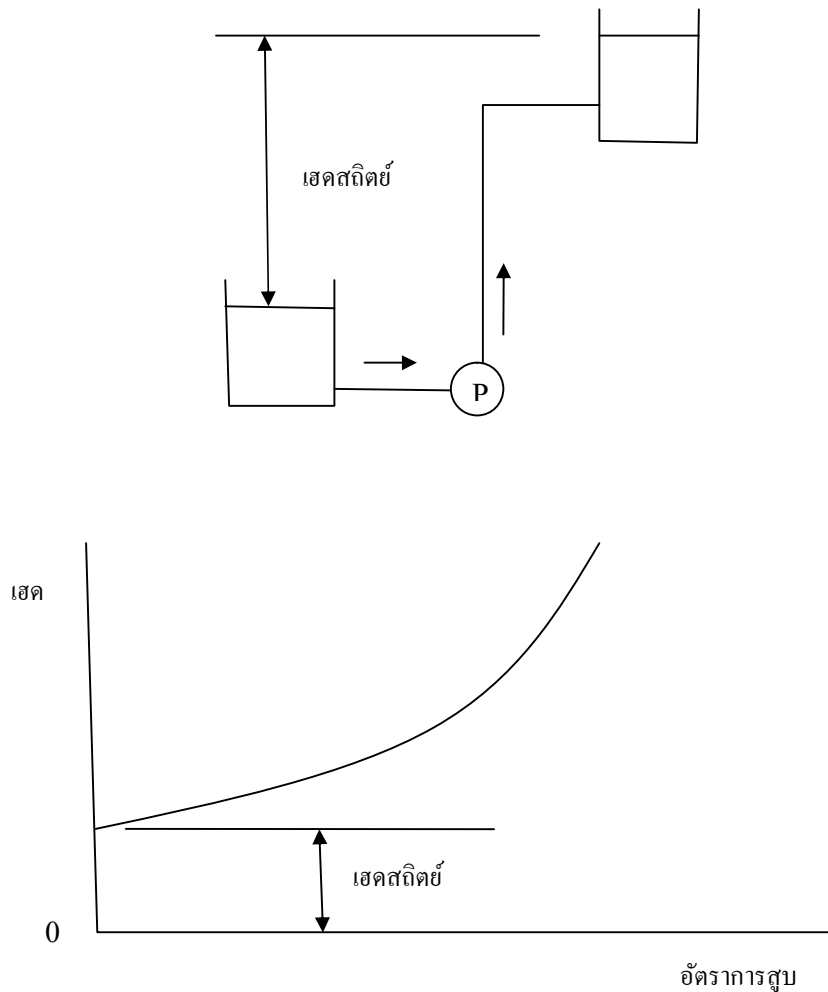
กำลังเท่ากับ 2.0 หรือใกล้เคียง) เส้นกราฟอาจจะเริ่มจากค่าอัตราการไหลและเฮดที่เป็นศูนย์ในกรณีระบบสูบนั้นไม่มีค่าเฮดสถิต (เฮดของระบบมีแต่เฮดที่เกิดจากการสูญเสียไปจากการไหลผ่านท่อ) สำหรับระบบท่อจำพวกระบบสปริงเกลอร์หรือระบบน้ำหยดนั้นอาจจะมีเส้นกราฟมากกว่าหนึ่งเส้นอันเนื่องมาจากในระบบท่อเองถูกออกแบบไว้ให้สามารถทำการเคลื่อนย้ายตำแหน่งของท่อไปยังตำแหน่งต่างๆได้ตามที่กำหนดไว้ระหว่างทำการส่งน้ำ (เรียกระบบพวกนี้ว่าระบบที่เคลื่อนย้ายแนวท่อตามเวลา-Periodic move system, ระบบเคลื่อนย้ายแบบต่อเนื่อง-Continuous move system) เมื่อนำกราฟเฮดของระบบสูบไปพล็อตบนรูปเดียวกับกราฟแสดงการทำงานของเครื่องสูบ จุดที่กราฟ 2 เส้นตัดกันเรียกว่า จุดที่เครื่องสูบน้ำทำงาน (Operating point) ดังรูปที่ 5.19 เพื่อความเข้าใจอย่างลึกซึ้งของกราฟเฮดของระบบสูบแบบต่างๆดังนี้

1. ระบบสูบจากแหล่งน้ำหนึ่งไปยังอีกแหล่งน้ำหนึ่งที่มีระดับเดียวกัน กรณีนี้กราฟเฮดของระบบจะเริ่มจากค่าอัตราการสูบเท่ากับศูนย์และเฮดก็จะมีค่าเท่ากับศูนย์ เนื่องจากขณะที่ไม่มีอัตราการไหลเกิดขึ้นจะไม่เกิดการสูญเสียเฮดในระบบท่อขึ้นเช่นเดียวกัน และเฮดสถิตย์อันเนื่องจากการต่างระดับของแหล่งน้ำทั้งสองไม่มี



รูปที่ 5.20 กราฟเฮดระบบเมื่อสูบน้ำจาก 2 แหล่งที่มีระดับเดียวกัน

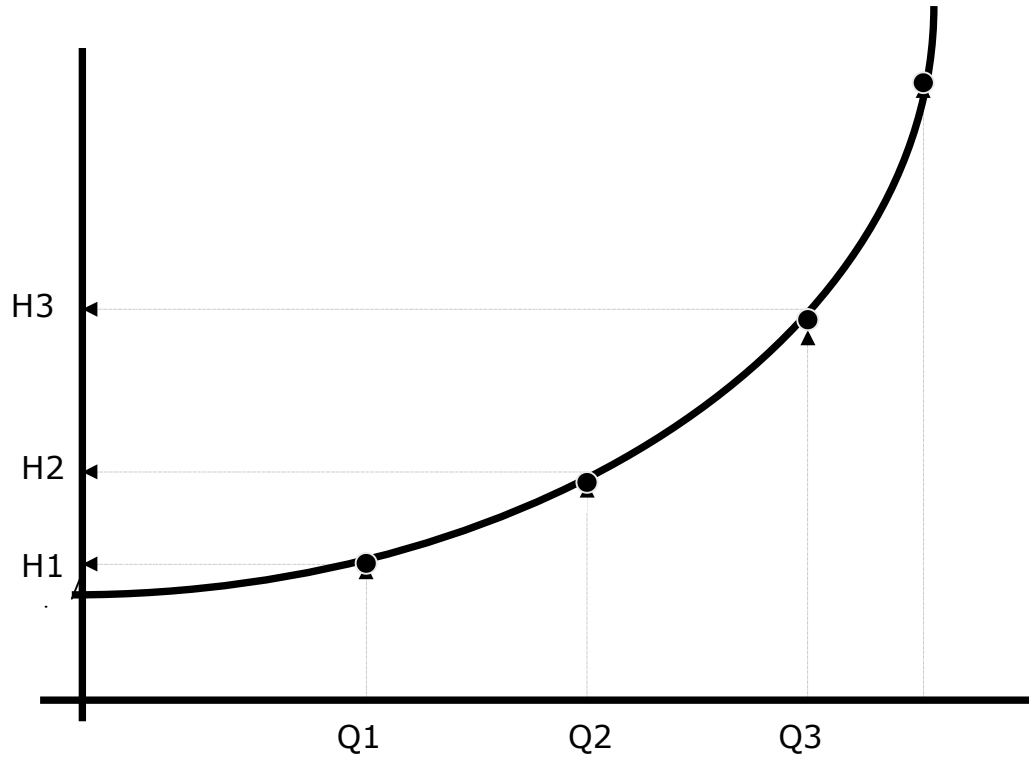
2.ระบบสูบจากแหล่งน้ำต่ำไปยังแหล่งน้ำสูงกว่า กรณีนี้ระบบจะมีเฮดสถิตยเพิ่มเข้ามาเนื่องจากต้องสูบจากที่ต่ำขึ้นไปบนที่สูง ดังรูปที่ 5.21



รูปที่ 5.21 กราฟเฮดระบบเมื่อสูบน้ำจากที่ต่ำขึ้นที่สูง

5.3.4 ขั้นตอนการสร้างกราฟเฮดของระบบสูบ(System Head Curve)

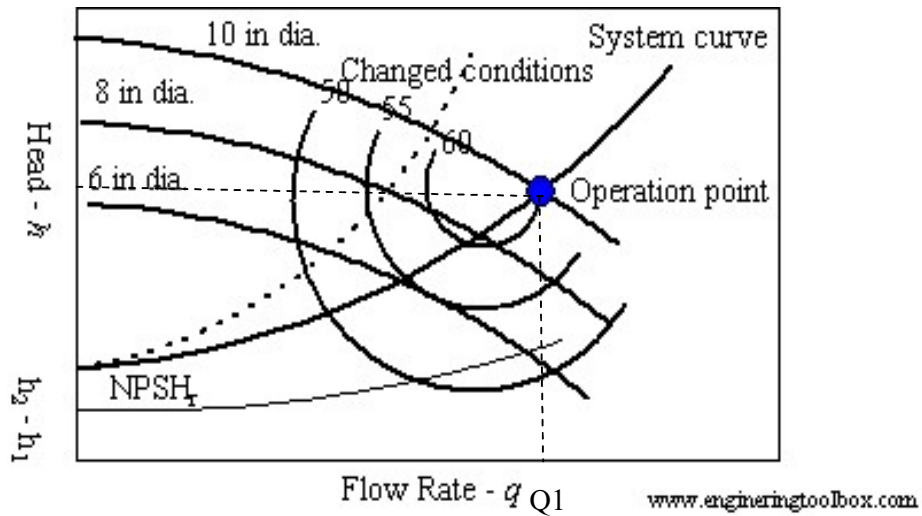
- 1.เริ่มจาก เครื่องสูบน้ำ และ ระบบท่อที่ได้กำหนดขนาดท่อและแนวท่อไว้เรียบร้อยแล้ว
- 2.สมมติค่าอัตราการสูบที่ค่าต่างๆกันหลายค่า ซึ่งจะผ่านเข้าสู่ระบบท่อ
- 3.แต่ละอัตราการสูบที่สมมติขึ้น ให้คำนวณค่า Total Dynamic Head ตามหลักพลศาสตร์ของระบบท่อ (ดูจากหัวข้อพลศาสตร์การไหลในท่อ)
- 4.ข้อมูลที่ได้อคือ Q และ H นำไปพล็อตกราฟดังตัวอย่างแสดงไว้ตามรูปที่ 5.22



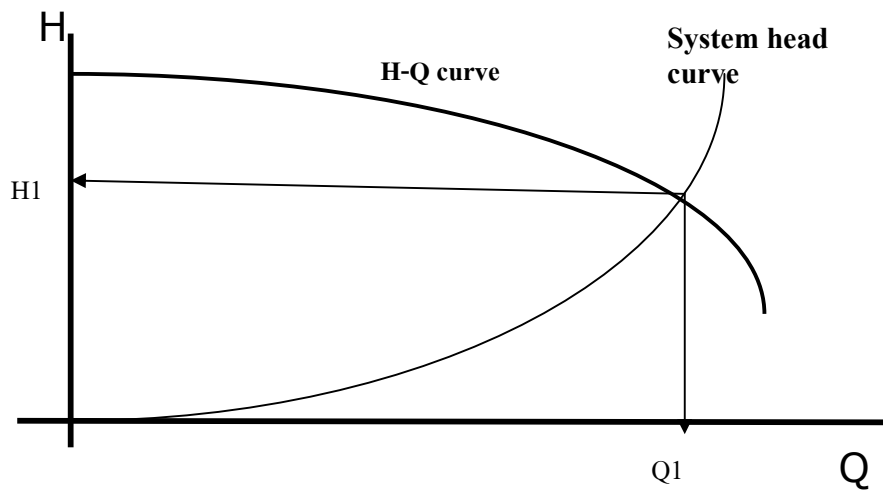
รูปที่ 5.22 การสร้างการ System Head Curve

5.3.5 การเลือกเครื่องสูบน้ำจากกราฟ

ในการเลือกเครื่องสูบน้ำ จะเลือกเครื่องสูบน้ำที่สามารถให้ เฮด และ อัตราการสูบ เป็นไปตามที่ต้องการ ในการเลือกเครื่องสูบน้ำจะอาศัยการตัดกันระหว่างเส้นกราฟ H-Q กับเส้นกราฟ เฮดของระบบ จุดตัดที่ได้จากเส้นกราฟทั้งคู่จะเรียกว่า จุดทำงานของเครื่องสูบน้ำ (Operating Point) จุดที่ปั๊มทำงาน (Operating Point) หมายถึง จุดที่แสดงความสอดคล้องกันระหว่างอัตราการสูบและเฮดที่ได้จากปั๊มตัวนั้นๆ กับ ระบบสูบน้ำ ตัวอย่างเช่น ถ้าใช้ปั๊มยี่ห้อหนึ่ง ซึ่งผู้ผลิตกำหนดให้ Performance Curve มาตรฐานหนึ่ง และจากการวางแผนออกแบบระบบท่อเส้นหนึ่งเมื่อนำมาคำนวณเฮดของระบบที่ค่า Q ต่างๆทำให้ได้ System Head Curve มาตรฐานหนึ่งเช่นกัน เมื่อลากเส้นออกจากจุดตัดไปยังแกนของเฮด และแกนของอัตราการสูบ จะได้ค่า H1 และ Q1 ตามลำดับ จากรูป H1 และ Q1 เป็นเฮด และอัตราการสูบ ที่จะได้จากเครื่องสูบน้ำนี้และ สอดคล้องกับ H และ Q ของระบบสูบน้ำนี้ ดังแสดงไว้ตามรูปที่ 5.23 (ก) และ (ข)



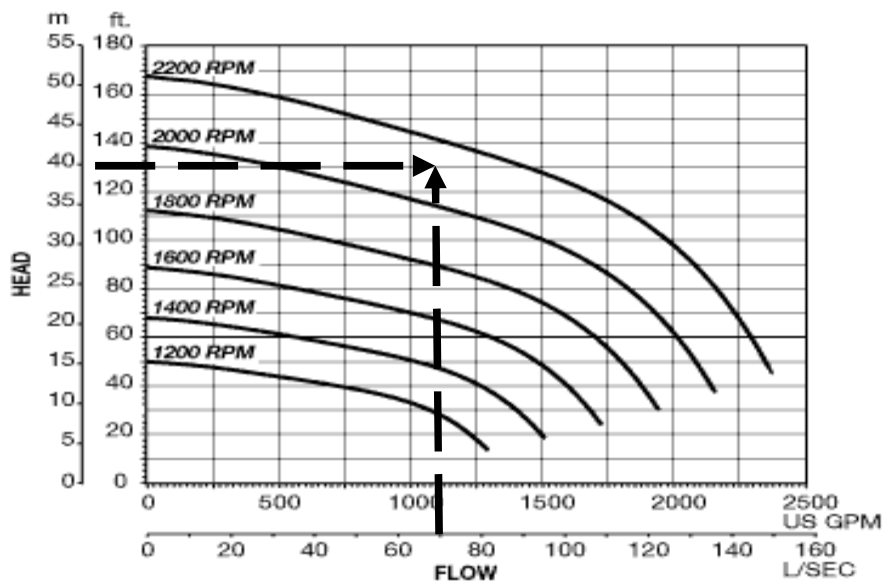
(ก)



(ข) การเลือกเครื่องสูบน้ำจากกราฟ H-Q กับกราฟ System head

รูปที่ 5.23 การเลือกเครื่องสูบน้ำจากกราฟ

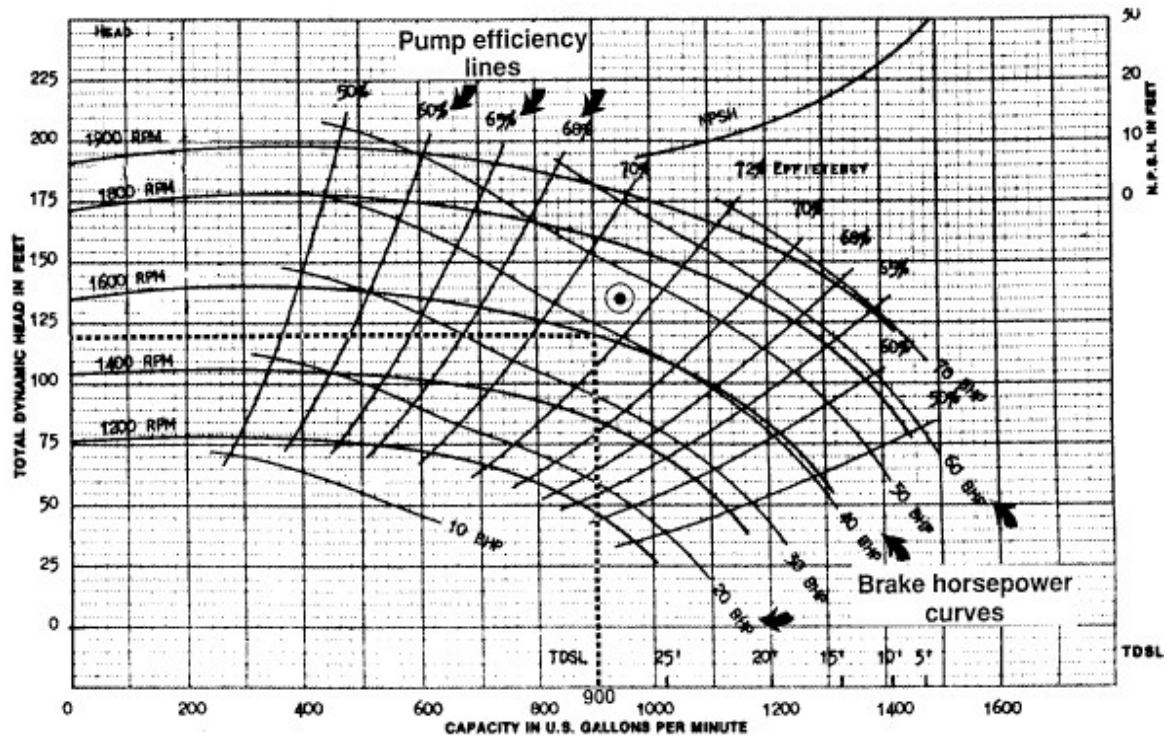
ในทางปฏิบัติสำหรับการเลือกเครื่องสูบน้ำนั้น ผู้ใช้จะมีค่าเฮดรวม และอัตราการสูบที่ต้องการ เป็นข้อมูลอยู่เพียงค่าเดียวไม่ได้เป็นเส้นกราฟเฮดของระบบ ดังนั้นจะอาศัยการลากเส้นตรงแนวตั้งจาก ค่าอัตราการสูบที่ต้องการ ไปตัดกับเส้นแนวราบที่ลากจากจุดค่าเฮดรวมที่ต้องการ จุดตัดตกอยู่บนเส้น หรือใกล้เส้นกราฟ H-Q ของเครื่องสูบน้ำรุ่นใด ก็จะเลือกใช้เครื่องสูบน้ำรุ่นนั้น ตามรูปที่ 5.24



รูปที่ 5.24 การเลือกเครื่องสูบน้ำจากค่าเฮดรวมและอัตราการสูบที่ต้องการ

ตัวอย่างที่ 4 การเลือกเครื่องสูบน้ำจากกราฟ

จากกราฟแสดงผลการทำงานของเครื่องสูบน้ำตัวหนึ่ง(รูปที่ 5-25) สมมติว่าต้องการเฮดรวมเท่ากับ 120 ฟุตและอัตราการสูบเท่ากับ 900 แกลลอน ต่อ นาที จงเลือกว่าต้องใช้เครื่องสูบน้ำที่ความเร็วรอบ ประสิทธิภาพและกำลังของเครื่องต้นกำลังที่จะมาใช้ขับเครื่องสูบน้ำนี้



รูปที่ 5.25 กราฟแสดงผลการทำงานของเครื่องสูบน้ำ สำหรับตัวอย่างที่ 4

วิธีทำ

จากรูปกราฟแสดงผลการทำงานของเครื่องสูบน้ำที่เลือกมา จะประกอบด้วย
 เส้นกราฟของความเร็วรอบขนาดต่างๆ ตั้งแต่ 1200 รอบ ต่อ นาที จนถึง 1900 รอบ ต่อ นาที
 เส้นกราฟกำลังของต้นกำลัง, BPH ตั้งแต่ 10 – 70 BPH
 เส้นกราฟประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ ตั้งแต่ 50 – 72 %
 เส้นกราฟ Net Positive Suction Head ที่ต้องการ

ทำการลากเส้นแนวตั้งจากแกนอัตราการสูบน้ำที่ต้องการ 900 แกลลอน ต่อ นาที ไปตัดกับเส้นแนวราบที่ลากจากแกนเฮดรวม (เส้นประ) จุดที่เส้นตัดกันจะอยู่บริเวณเส้นกราฟต่างๆ ดังนี้

-เส้นความเร็วรอบ 1600 รอบ ต่อ นาที หมายถึงควรเลือกใช้เครื่องสูบน้ำที่ความเร็วรอบนี้ จะได้เฮดและอัตราการสูบน้ำที่ต้องการ

-อยู่ระหว่างเส้นประสิทธิภาพ 70 – 72 % หมายถึงเครื่องสูบน้ำนี้จะทำงานได้ตามสภาพที่ต้องการที่ประสิทธิภาพของเครื่องสูงสุดอยู่ที่ ประมาณ 70 – 72 % เท่านั้น

-จุดตัดอยู่ใกล้กับเส้น BHP ที่ประมาณ 40 BHP หมายถึงเครื่องสูบน้ำนี้ต้องการกำลังของเครื่องที่จะมาเดินเครื่องสูบน้ำ ประมาณ 40 แรงม้า (ตัวเลขที่ถูกต้องให้คำนวณตามสมการในบทที่)

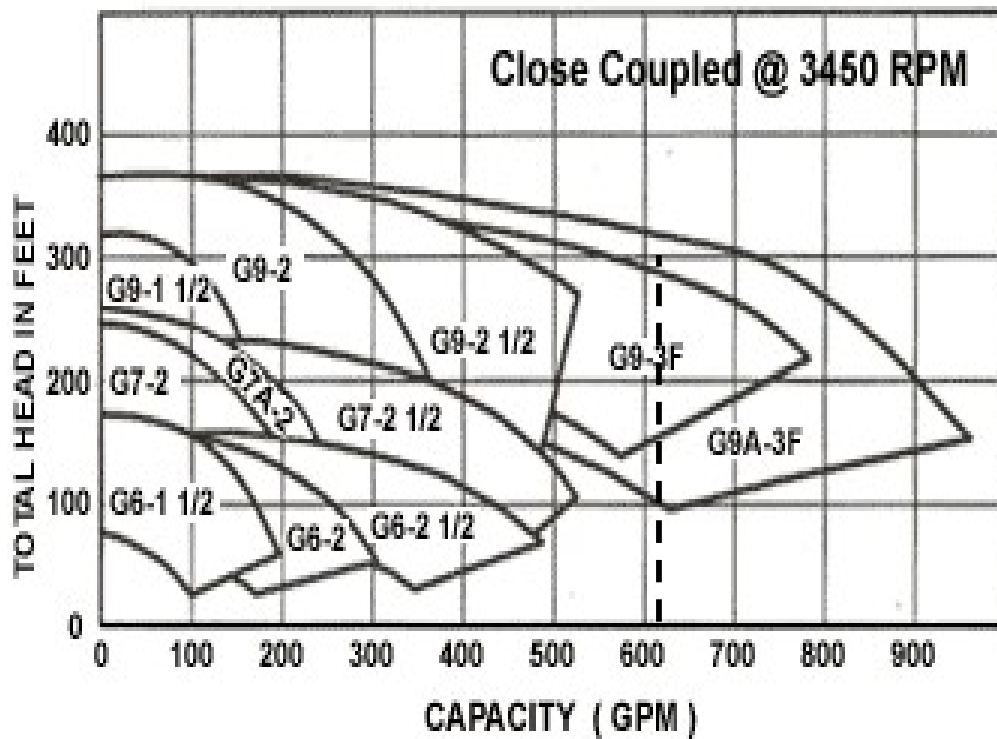
อย่างไรก็ตาม หากมีการเลือกรุ่นของเครื่องสูบน้ำให้มีค่าต่างไปจากข้างต้น จะมีผลดังนี้คือ

-ถ้าเลือกเครื่องสูบน้ำให้เดินด้วยความเร็วรอบมากกว่า 1600 รอบ ต่อนาที เช่น 1800 รอบ ต่อนาที ที่เฮดเท่าเดิมจะทำให้ผลการสูบน้ำได้อัตราการสูบที่มากกว่าที่ต้องการ ในขณะที่เดียวกันจะทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำนี้ในขณะที่สูบน้ำจะลดลง

-ถ้าเลือกเครื่องสูบน้ำที่ความเร็วรอบน้อยกว่า 1600 รอบ ต่อนาที เช่น 1400 รอบ ต่อนาที หมายถึงหากต้องการให้ได้อัตราการสูบเท่าเดิม สภาพของระบบจะต้องมีเฮดไม่เกิน 85 ฟุตเท่านั้น โดยเครื่องสูบน้ำให้ประสิทธิภาพสูงสุดช่วง 70 – 72 %

ตัวอย่างที่ 5 การเลือกเครื่องสูบน้ำจากแคตตาล็อก (Catalogue)

จากรูปที่ 5-26 เป็นแคตตาล็อก (Catalogue) เครื่องสูบน้ำของบริษัทผู้ผลิตรายหนึ่ง สามารถนำมาใช้ประกอบการเลือกรุ่นของเครื่องสูบน้ำได้โดยตรงดังนี้



รูปที่ 5-26 กราฟ H – Q ของเครื่องสูบน้ำแยกตามรุ่นต่างๆ

จากรูป จะเห็นว่าเครื่องสูบน้ำแต่ละรุ่น จะสามารถทำงานให้ได้เฮดและ อัตราการสูบในขอบเขตหนึ่งๆ เมื่อมีข้อมูลผลการออกแบบระบบว่าต้องการที่เฮดและอัตราการสูบเท่าไร นำมาเลือกรุ่นของเครื่องสูบน้ำได้ตามแคตตาล็อกนี้ เช่น คำนวณเฮดรวมได้เท่ากับ 300 ฟุต อัตราการสูบที่ต้องการคือ 620 GPM จากกราฟจะเลือกใช้เครื่องสูบน้ำรุ่น G9A-3F

5.4 การคำนวณเฮดรวมของระบบสูบน้ำ

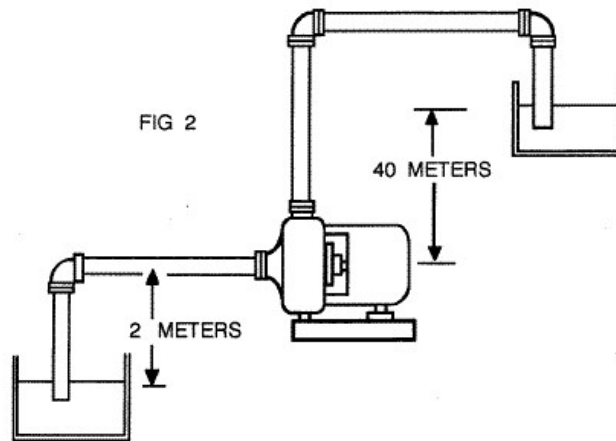
5.4.1 เฮดรวม (Total Dynamic Head ,H) ของระบบสูบน้ำ

เฮดรวม ในที่นี้หมายถึง พลังงานทั้งหมดที่เครื่องสูบน้ำจะต้องถ่ายทอดให้กับของเหลวเพื่อให้ของเหลวสามารถเคลื่อนที่ไปยังตำแหน่งที่ต้องการได้ เฮดรวมในระบบสูบน้ำจะประกอบด้วยเฮดหลักๆซึ่งถือได้ว่าเป็นเฮดพื้นฐานที่เครื่องสูบน้ำจะต้องสร้างขึ้นมาให้ได้เป็นอย่างน้อยรวมกันอยู่ 2 ตัวคือ เฮดสถิต (Static Head) และ เฮดเนื่องจากความเสียด หรือเขียนเป็นสมการได้เป็น

$$H = H_s + H_f \quad (5.26)$$

เมื่อ

H_s คือ เฮดสถิต ซึ่งหมายถึง ความแตกต่างระหว่างระดับที่ผิวของของไหลทางด้านดูดกับระดับ ณ ผิวของของไหลทางด้านส่ง หรือ ความแตกต่างระหว่างระดับ ณ ผิวของของไหลทางด้านดูดกับระดับสูงสุดของพื้นที่ที่ต้องการจะยกของไหลขึ้น เมื่อทำการวัดในแนวตั้ง แล้วแต่ว่าค่าไหนจะมากกว่ากัน

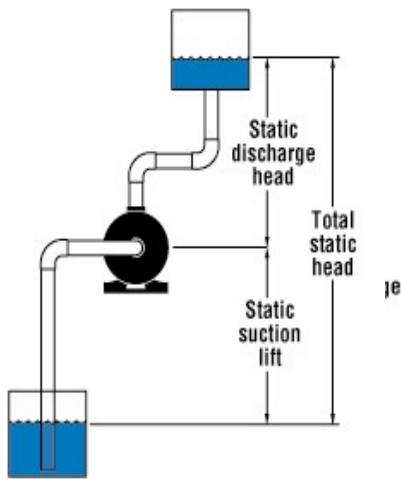


รูปที่ 5-27 การคิดค่าเฮดสถิตกรณี ตลอดแนวท่อส่งบางจุดมีค่าระดับสูงกว่าผิวน้ำของแหล่งน้ำปลายทาง

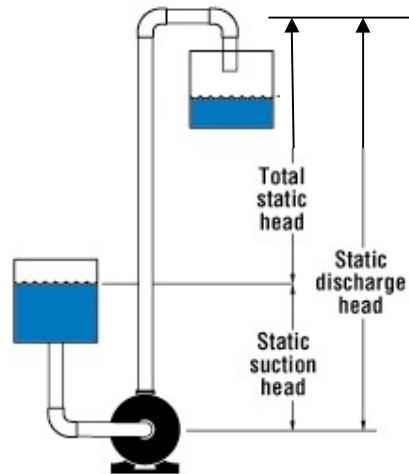
H_f คือ เฮดเนื่องจากความเสียด หมายถึงเฮดที่เครื่องสูบน้ำจะต้องสร้างขึ้นเพื่อเอาชนะ หรือ ชดเชยเฮดที่ต้องสูญเสียไปเนื่องจากความเสียดเมื่อมีการไหลผ่านเส้นท่อนักดูดและท่อส่ง (Friction Losses) รวมกับ เฮดที่ต้องสูญเสียไปเมื่อมีการไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆในระบบท่อ (Minor Losses)

ในการทำงานของระบบสูบน้ำนั้น ผู้ใช้ยังมีความต้องการให้เครื่องสูบน้ำสร้างเฮดให้เพิ่มขึ้นเพื่อให้ได้เฮดค่าที่ต้องการอีก 2 ค่าคือเฮดใช้งาน กับ เฮดความเร็ว โดยที่ เฮดใช้งาน (Working Pressure) ณ ตำแหน่งใดๆ ในระบบท่อที่ต้องการให้เกิดขึ้น หมายถึงค่าความดันใดๆที่ผู้ใช้ต้องการให้เกิดขึ้นในเส้นท่อนั้นจะมีการสูบน้ำ ส่วนเฮดความเร็ว (Velocity Head) หมายถึงค่าพลังงานอันเกิดจากความเร็วกของการไหลบริเวณปลายท่อจ่าย

ชนิดของเฮดต่างๆ ในระบบสูบน้ำที่กล่าวมาข้างต้น สามารถนำมาแยกย่อยออกเป็นเฮดชนิดต่างๆที่มีชื่อเรียกแตกต่างกันออกไป ดังต่อไปนี้และเพื่อให้เกิดความเข้าใจที่ดีขึ้นให้ดูตามรูปที่ 5-28 (ก) และ (ข) ประกอบคำอธิบาย



(ก)กรณีเครื่องสูบลอยเหนือผิวของเหลว



(ข)กรณีเครื่องสูบลอยต่ำกว่าผิว

รูปที่ 5-28 ชนิดของเฮด (Head)ต่าง ๆ ในระบบสูบน้ำ

1. เฮดสถิตยด้านท่อดูด (Static Suction Lift) คือ ระยะในแนวตั้งวัดจากผิวน้ำของแหล่งน้ำที่จะทำการสูบ ไปยังจุดศูนย์กลางของเครื่องสูบน้ำ แต่ถ้าหากผิวของของเหลวที่จะสูบอยู่สูงกว่าจุดศูนย์กลางของเครื่องสูบ เฮดค่านี้จะถูกเรียกเป็น Static Suction Head แทน

2. เฮดสถิตยด้านท่อส่ง (Static Discharge Head) คือ ระยะในแนวตั้งวัดจากปลายท่อด้านส่งมายังจุดศูนย์กลางเครื่องสูบ(กรณีปลายท่อส่งอยู่สูงกว่าระดับผิวน้ำ)หรือวัดจากผิวน้ำมายังจุดศูนย์กลางเครื่องสูบ(กรณีระดับผิวน้ำอยู่สูงกว่าปลายท่อส่ง)

เมื่อทำการรวมค่าเฮดสถิตยตั้งแต่ต้นทางไปจนถึงปลายทาง ก็จะได้ค่าเฮดสถิตยรวม (Total Static Head) ซึ่งจะมีค่าเท่ากับระยะทางในแนวตั้งที่วัดจากระดับของผิวน้ำทางด้านดูดวัดไปยังระดับผิวน้ำหรือระดับสูงสุดทางด้านท่อส่ง

3. ไดนามิกส์เฮดด้านท่อดูด (Dynamic Suction Head) คือ เฮดที่เกิดจากค่าเฮดสถิตยด้านท่อดูด รวมกับ ค่าการสูญเสียเฮดทั้งหมดของท่อดูด บางครั้งเรียกว่า เฮดรวมด้านดูด (Total Suction Head)

4. ไดนามิกส์เฮดด้านท่อส่ง (Dynamic Discharge Head) คือ เฮดที่เกิดจากค่าเฮดสถิตยด้านท่อส่ง รวมกับค่าการสูญเสียเฮดทั้งหมดของท่อส่งและเฮดความเร็วบริเวณปลายท่อส่ง ($V^2 d / 2g$) บางครั้งจะเรียกไดนามิกส์เฮดด้านท่อส่ง ว่า เฮดรวมด้านส่ง (Total Discharge Head) อย่างไรก็ตามบางครั้งอาจไม่นำเอาค่า เฮดความเร็ว ที่บริเวณปลายท่อส่งมาคิดเนื่องจากมีค่าไม่มาก ทั้งนี้เพราะค่าความเร็วการไหลในท่อส่งนิยมกำหนดไว้สูงสุดไม่เกิน 3.0 เมตร ต่อ วินาที เมื่อแทนค่าลงในสูตร จะทำให้ได้ค่า เฮดความเร็วมีค่าประมาณ 0.50 เมตรเท่านั้น

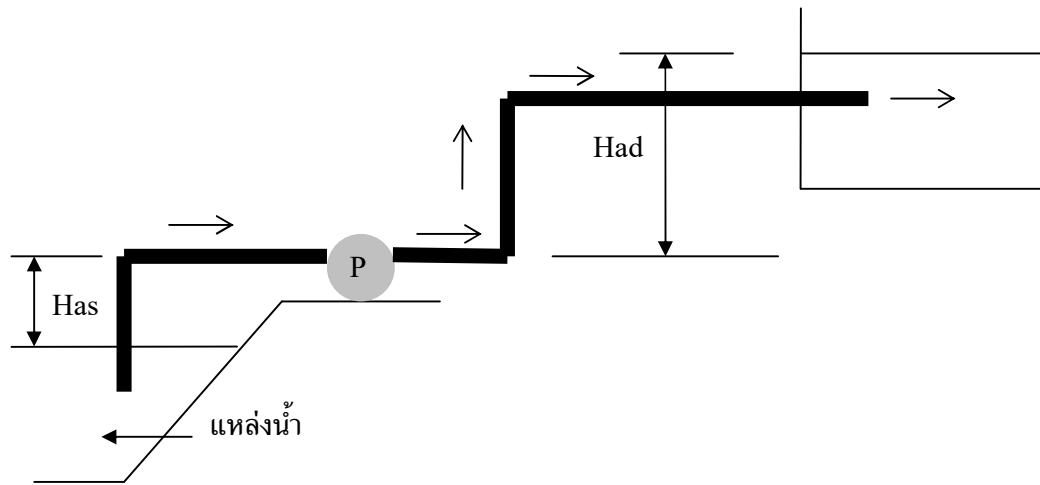
5. เฮดความดัน (Pressure Head หรือ Working Pressure) ในการใช้เครื่องสูบเพื่อกิจการใดๆยกตัวอย่าง เช่นเพื่อการชลประทานด้วยระบบท่อแรงดัน ได้แก่ระบบสปริงเกลอร์ ระบบชลประทานแบบไมโคร (จำพวกระบบน้ำหยด มินิสปริงเกลอร์ มินิสเปรย์) หัวจ่ายน้ำของระบบเหล่านี้ต้องการแรงดันเพื่อให้จ่ายน้ำออกมาด้วยความเร็วและอัตราการไหลตามที่ต้องการหรือตามที่ออกแบบไว้ เฮดใช้งานของอุปกรณ์เหล่านี้จะถูกระบุมาพร้อมสรรพจากโรงงานผู้ผลิต ดังนั้นในการคำนวณเฮดรวมของเครื่องสูบน้ำจะต้องรวมเฮดเหล่านี้เข้าไปด้วยเพื่อให้ในระบบท่อมียค่าเฮดเพิ่มขึ้นพอเพียงสำหรับการทำงานของอุปกรณ์นั้นๆ

6. **ไดนามิกส์เฮดทั้งหมด (Total Dynamic Head)** คือ ไดนามิกส์เฮดด้านท่อดูด รวมกับไดนามิกส์เฮดด้านท่อส่งและเฮดความดัน(หรือเฮดใช้งาน) บางครั้งนิยมเรียกไดนามิกส์เฮดทั้งหมดว่า เฮดรวม (Total Head) ก็มี

เนื่องจากการติดตั้งเครื่องสูบน้ำนั้นมีรูปแบบการติดตั้งโดยทั่วไปอยู่ 3 แบบคือกรณีติดตั้งเครื่องสูบแล้วจุดศูนย์กลางเครื่องสูบน้ำอยู่สูงกว่าระดับผิวน้ำทางด้านดูด กรณีติดตั้งแล้วจุดศูนย์กลางของเครื่องสูบอยู่ต่ำกว่าระดับผิวน้ำ และกรณีที่เครื่องสูบเป็นชนิดที่มีแกนของใบพัดวางในแนวตั้งและจุ่มลงไปใ้ในของไหล ทำให้การคิดเฮดของเครื่องสูบจากการรวมค่าเฮดต่างๆจากข้อ 1 ถึง 5 ที่กล่าวไปแล้วมีความแตกต่างกันไป ซึ่งมีวิธีการคิดในรายละเอียดดังต่อไปนี้

5.4.2 การคิดเฮดรวมกรณีสูบน้ำจากแหล่งน้ำไปยังอีกแหล่งน้ำ

(1) การคิดเฮดรวมของเครื่องสูบน้ำ กรณีแนวจุดศูนย์กลางเครื่องสูบอยู่เหนือระดับผิวของเหลวด้านดูด



รูปที่ 5-29 ระบบสูบน้ำกรณีเครื่องสูบอยู่เหนือผิวน้ำในบ่อสูบ

ในกรณีทำการติดตั้งเครื่องสูบให้ตำแหน่งจุดศูนย์กลางของเครื่องสูบบางอยู่เหนือผิวของน้ำที่จะทำการสูบ(รูปที่ 5-29) กรณีเครื่องสูบจะต้องสร้างพลังงานส่วนหนึ่งไปใช้ยกน้ำจากแหล่งน้ำเพื่อให้ขึ้นมา ดังนั้นรูปสมการการคำนวณหาเฮดรวม จึงต้องนำค่าเฮดสถิตย์ด้านดูดมารวมกับเฮดอื่นๆ ดังนี้

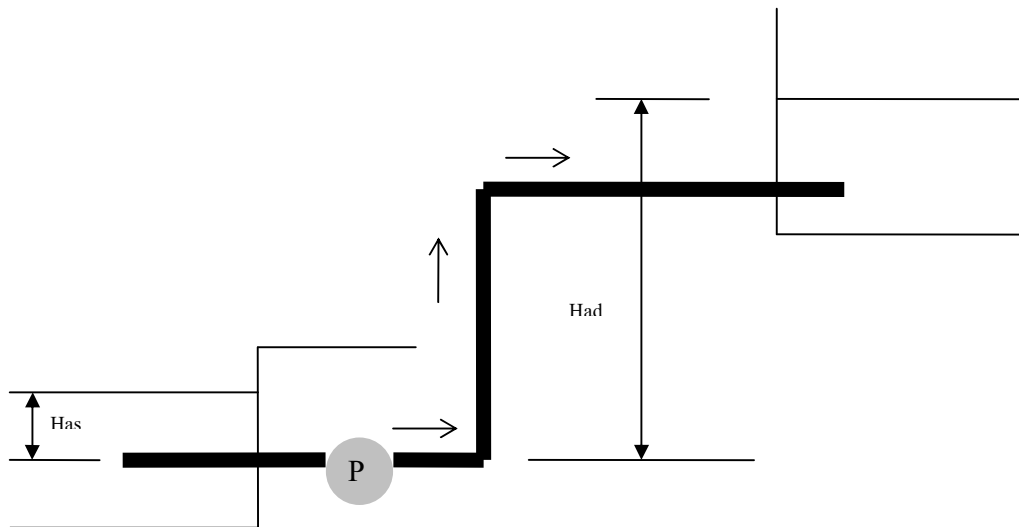
$$H = H_{as} + H_{ad} + h_{ls} + h_{ld} + \frac{V_d^2}{2g} \quad (5.27)$$

เมื่อ

- | | | |
|-----|---|--|
| H | = | เฮดรวม (Total dynamic head) (เมตร) |
| Has | = | เฮดสถิตย์ด้านดูด (Static suction lift) (เมตร) |
| Had | = | เฮดสถิตย์ด้านส่ง (Static discharge head)(เมตร) |

h_{ls}	=	ค่าการสูญเสียเฮดของท่อดูดตลอดสาย (เมตร)
h_{ld}	=	ค่าการสูญเสียเฮดของท่อจ่ายตลอดสาย(เมตร)
V_d	=	ความเร็วเฉลี่ยของการไหลที่ปลายท่อส่ง(เมตร)

(2) การคิดเฮดรวมของเครื่องสูบน้ำ กรณีแนวจุดศูนย์กลางเครื่องสูบน้ำอยู่ต่ำกว่าระดับผิวของเหลวด้านดูด



รูปที่ 5-30 ระบบสูบน้ำกรณีเครื่องสูบน้ำอยู่ต่ำกว่าผิวหน้าในบ่อสูบน้ำ

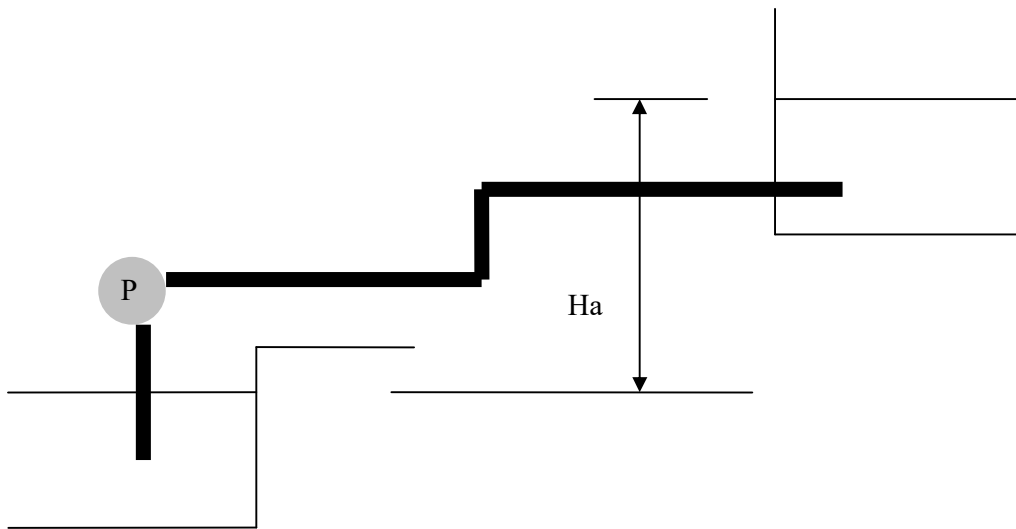
จากรูปจะเห็นว่าเครื่องสูบน้ำถูกติดตั้งให้มีระดับของจุดศูนย์กลางของตัวเครื่องอยู่ต่ำกว่าระดับของผิวน้ำที่ต้องการจะสูบส่งไป(รูปที่ 5-30) กรณีนี้เครื่องสูบน้ำจะออกแรงหรือสร้างพลังงานน้อยกว่ากรณีแรกเนื่องจากเฮดของน้ำในแหล่งน้ำจะมีพลังงานที่ช่วยเพิ่มให้กับเครื่องสูบน้ำอยู่ส่วนหนึ่ง ทำให้ค่าเฮดรวมของเครื่องสูบน้ำทั้งระบบจะมีค่าลดลง เนื่องจากค่าเฮดสถิตย์ด้านท่อดูดจะมีเครื่องหมายเป็นลบ เป็นไปตามสมการ ดังนี้คือ

$$H = -H_{as} + H_{ad} + h_{ls} + h_{ld} + \frac{V_d^2}{2g} \quad (5.28)$$

เมื่อ

H	=	เฮดรวม (เมตร)
H_{as}	=	เฮดสถิตย์ทางด้านดูด(เมตร)
H_{ad}	=	เฮดสถิตย์ทางด้านจ่าย(เมตร)
h_{ls}	=	ค่าการสูญเสียเฮดของท่อดูด(เมตร)
h_{ld}	=	ค่าการสูญเสียเฮดของท่อส่ง(เมตร)
V_d	=	ความเร็วเฉลี่ยของการไหลที่ปลายท่อส่ง(เมตร)

(3) การคิดเฮดรวมของเครื่องสูบน้ำกรณีเพลาเครื่องสูบน้ำวางในแนวนิ่ง



รูปที่ 5-31 ระบบสูบน้ำกรณีเครื่องสูบน้ำมีเพลาอยู่ในแนวนิ่ง

เครื่องสูบน้ำบางชนิดมีแกนของใบพัดวางในแนวนิ่ง(รูปที่ 5-31) ตัวใบพัดที่ติดอยู่กับแกนเพลาจุ่มลงไปของเหลวที่จะสูบ กรณีนี้การคิดค่าเฮดสถิตจะคิดจากระดับที่แตกต่างกันระหว่างผิวน้ำของแหล่งน้ำด้านดูดกับผิวน้ำของแหล่งน้ำปลายทาง ส่วนเฮดเนื่องจากความเสียดและเฮดใช้งานคิดเหมือนที่ผ่านมา รูปสมการเป็นดังนี้

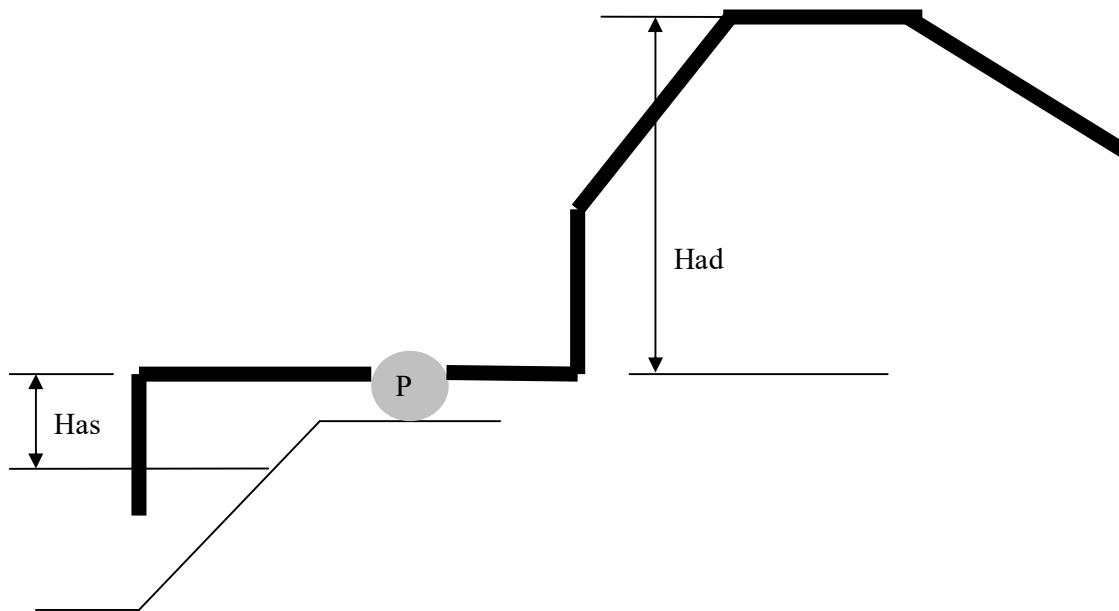
$$H = H_a + h_{ld} + \frac{V_d^2}{2g} \quad (5.29)$$

เมื่อ

- H_a = เฮดสถิต (เมตร)
 h_{ld} = เฮดความเสียดด้านท่อส่ง (เมตร)
 V_d = ความเร็วเฉลี่ยที่ปลายท่อส่ง

(4) การคิดเฮดรวมกรณีสูบน้ำจากแหล่งน้ำไปตามระบบท่อ

การคิดเฮดรวมในกรณีนี้ค่าเฮดสถิตจะรวมจะใช้ค่าความต่างของระดับระหว่างผิวน้ำของแหล่งน้ำด้านดูดกับระดับของจุดศูนย์กลางท่อด้านจ่าย ณ จุดที่มีค่าระดับสูงที่สุด โดยนำไปรวมกับเฮดเนื่องจากความเสียดและเฮดใช้งาน ดังปรากฏดังรูปที่ 5-32



รูปที่ 5-32 ระบบสูบน้ำกรณีสูบน้ำไปตามระบบท่อทั่วไป

สมการเหตรวม กรณีจุดศูนย์กลางเครื่องสูบลอยสูงกว่าระดับน้ำในบ่อสูบ จะเป็น

$$H = H_{as} + H_{ad} + h_{ls} + h_{ld} + \frac{V_d^2}{2g} + h_w \quad (5.30)$$

หรือหากเป็นกรณีจุดศูนย์กลางเครื่องสูบลอยต่ำกว่าระดับน้ำในบ่อสูบ สมการที่(3.) จะกลายเป็น

$$H = -H_{as} - H_{ad} + h_{ls} + h_{ld} + \frac{V_d^2}{2g} + h_w \quad (5.31)$$

หรือสมการ (3.)จะเป็น

$$H = H_a + h_{ld} + \frac{V_d^2}{2g} + h_w \quad (5.32)$$

เมื่อ h_w = ค่าความดันใช้งาน (Working Pressure) ที่ต้องการ ณ จุดใด ๆ บนเส้นท่อ

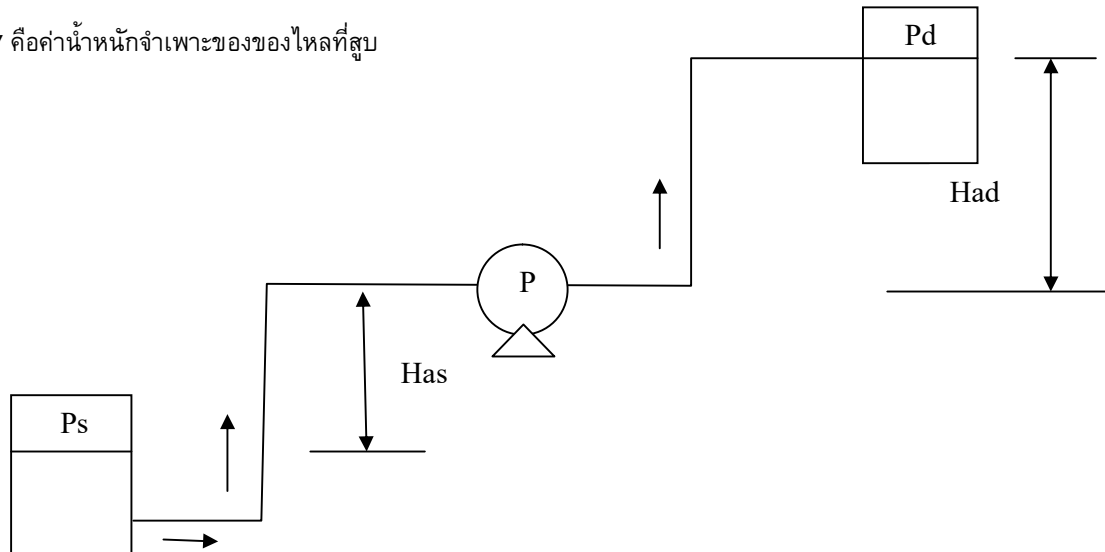
(5) การคิดเหตรวมของเครื่องสูบน้ำ กรณีสูบน้ำจากถังแรงดัน (Pressure Tank) ไปสู่ถังแรงดัน

ในบางครั้งอาจมีการสูบน้ำจากถังเก็บน้ำที่มีความดันอยู่ภายใน ไปส่งให้กับถังน้ำที่มีความดัน ในกรณีนี้ การคิดค่าเหตรวมของระบบสูบน้ำ โดยมีวิธีการคิด ดังนี้

1)กรณีจุดศูนย์กลางเครื่องสูบลอยสูงกว่าระดับน้ำในถังความดันด้านดูด หากถังด้านดูดมีค่าความดันเป็น P_s (สูงกว่าบรรยากาศ) และถังด้านส่งมีค่าความดันเป็น P_d (สูงกว่าบรรยากาศ) ดังรูปที่ 5-33 การคิดเหตรวมของระบบสูบน้ำ จะเป็นไปตามสมการ

$$H = H_{as} + H_{ad} + h_{ls} + h_{ld} + \frac{P_d}{\gamma} - \frac{P_s}{\gamma} \quad (5.33)$$

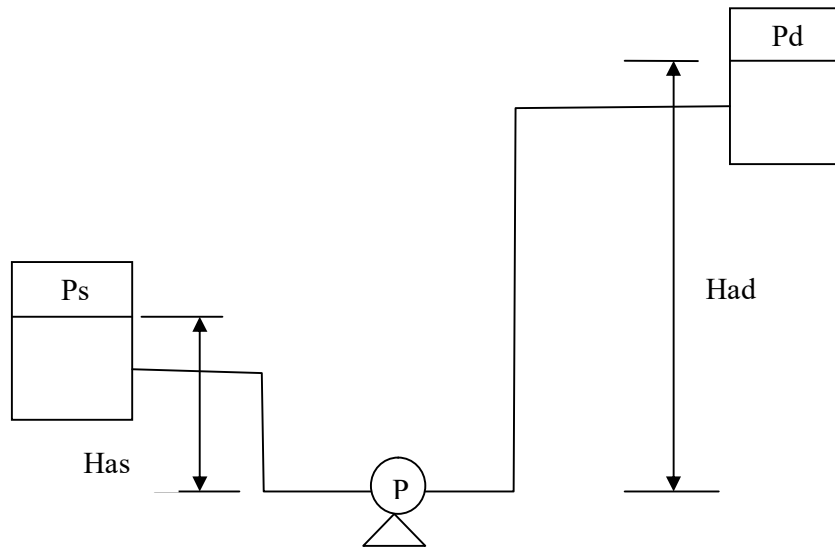
เมื่อ γ คือค่าน้ำหนักจำเพาะของของไหลที่สูบ



รูปที่ 5-33 เหนือรวมกรณีจุดศูนย์กลางเครื่องสูบลอยสูงกว่าระดับน้ำในถังความดัน

2) กรณีจุดศูนย์กลางเครื่องสูบลอยต่ำกว่าถึงความดันด้านดูด และถึงด้านดูดมีค่าความดันเป็น P_s (สูงกว่าบรรยากาศ) และถึงด้านส่งมีค่าความดันเป็น P_d (สูงกว่าบรรยากาศ) ดังรูปที่ 5-34 การคิดเหนือรวมของระบบสูบจะเป็นไปตามสมการ

$$H = -H_{as} - H_{ad} + h_{ls} + h_{ld} + \frac{P_d}{\gamma} - \frac{P_s}{\gamma} \quad (5.34)$$



รูปที่ 5-34 เสดรวมกรณีจุดศูนย์กลางเครื่องสูบลอยต่ำกว่าระดับน้ำในถังความดัน

3)กรณีถังด้านดูดมีความดันภายในถังเป็นสุญญากาศ (Vacuum) และภายในถังด้านจ่ายมีค่าความดันเป็นบวก, Pd (สูงกว่าความดันบรรยากาศ) การคิดเสดรวมทำโดย บวก ค่าความดันที่ถึงน้ำทั้ง 2 ด้านเข้าไปในสมการ หรือได้เป็น

$$H = \pm H_{as} + H_{ad} + h_{ls} + h_{ld} + \frac{P_d}{\gamma} + \frac{P_s}{\gamma} \quad (5.35)$$

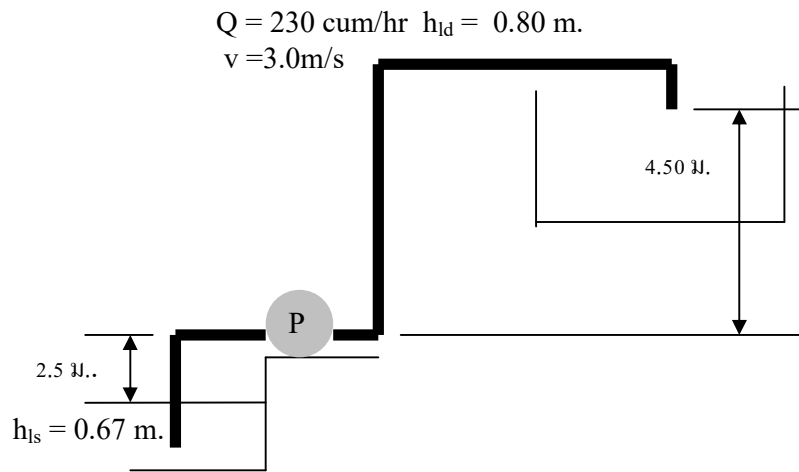
4.กรณีถังด้านดูดมีความดันภายในถังเป็นบวก, Pd และถังด้านส่งมีค่าความดันเป็นสุญญากาศ ค่าเสดรวมของเครื่องสูบลอยคำนวณโดยการนำค่าความดันที่ถึงน้ำทั้ง 2 ด้านไปลบออกไปจากสมการ หรือได้เป็น

$$H = \pm H_{as} + H_{ad} + h_{ls} + h_{ld} - \frac{P_d}{\gamma} - \frac{P_s}{\gamma} \quad (5.36)$$

ตัวอย่างที่ 6 การคำนวณเสดในระบบสูบน้ำ

จากรูปเป็นระบบสูบน้ำแห่งหนึ่ง จงคำนวณหาค่า

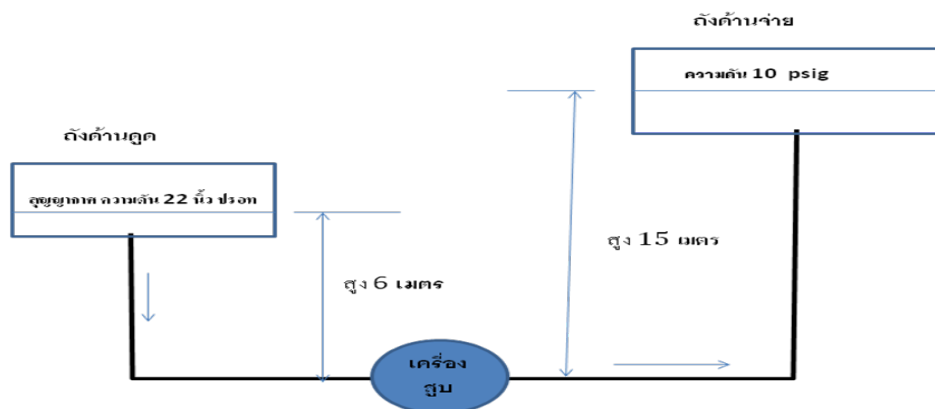
1. Dynamic Suction Head ของระบบสูบน้ำนี้ (3.17 ม.)
2. Dynamic Discharge Head (5.75 ม.)
3. Total Dynamic Head (8.92 ม.)



วิธีทำ

1. Dynamic Suction Head = Static head + Friction loss ของท่อดูด
 $= 2.50 + 0.67 \text{ ม.}$
 $= 3.17 \text{ m.}$
2. Dynamic Discharge Head = Static head + Friction loss ของท่อจ่าย +
velocity head ปลายท่อจ่าย
 $= 4.50 + 0.80 + ((3 \times 3) / 2 \times 9.81)$
 $= 5.75 \text{ m.}$
3. Total Dynamic Head = (1) + (2)
 $= 8.92 \text{ m.}$

ตัวอย่างที่ 7 จากระบบสูบน้ำดังรูปด้านล่าง จงคำนวณค่าเฮดรวมของระบบดังกล่าวนี้ สมมติว่าค่า Friction Losses ของการไหลผ่านท่อตั้งแต่ท่อด้านดูดจนถึงปลายท่อด้านจ่ายทั้งหมดเท่ากับ 6.70 เมตร



วิธีทำ

จากสมการที่ 5.34 - 5.36

$$H = -H_{as} + H_{ad} + h_{ls} + h_{ld} + \frac{P_d}{\gamma} + \frac{P_s}{\gamma}$$

H_{as} = เฮดสถิติต้านดูด

= - 6.0 + 7.60 (ความดัน 22 นิ้วปรอท ต่ำกว่าความดันบรรยากาศ) = 1.60 เมตร

H_{ad} = เฮดสถิติต้านท่อส่ง

= 15.0 + 7.0 (ความดันในถึงด้านส่ง) = 22.0 เมตร

$h_{ld} + h_{ls}$ = ค่าการสูญเสียเฮดเนื่องจากความฝืดทั้งท่อดูดและส่ง = 6.70 เมตร

ดังนั้น เฮดรวม เท่ากับ

$$H = 1.60 + 22.0 + 6.70$$

$$= 30.30 \text{ เมตร}$$

3.3 แบบฝึกหัด

1. ติดตั้งเครื่องสูบน้ำอยู่สูงกว่าระดับน้ำในอ่างเก็บน้ำ 4.00 ม. พื้นที่เป้าหมายที่ต้องการสูบน้ำไปส่งให้อยู่สูงกว่าระดับน้ำในอ่างเก็บน้ำเท่ากับ 12.00 ม. จากการคำนวณค่าการสูญเสียเฮดในระบบท่อพบว่า ในช่วงท่อดูดสูญเสียไป 1.50 ม. ในช่วงความยาวของท่อส่งมีการสูญเสียเฮดไปทั้งหมด 8.20 ม. จงคำนวณ

1.1 ค่า Static Suction lift ?

1.2 ค่า Static Discharge Head ?

1.3 ค่า Dynamic Suction Head ?

1.4 ค่า Dynamic Discharge Head ?

1.5 ค่า Total Dynamic Head ?

2. จากโจทย์ในข้อ 1. หากระบบสูบน้ำดังกล่าวนี้เป็นการส่งไปให้กับระบบสปริงเกอร์ที่ต้องการความดันที่หัวฉีดเท่ากับ 20.0 ม. จงคำนวณค่าต่างๆ ตามข้อ 1.

5.5 การคำนวณกำลังของเครื่องสูบน้ำ

5.5.1 ข้อมูลที่ต้องการ

ในการคำนวณกำลังของเครื่องสูบน้ำ ประกอบด้วย

1. อัตราการสูบน้ำที่ต้องการ (Pump flow rate)
2. เฮดรวมที่เครื่องสูบน้ำต้องทำงานให้ได้ (Total Dynamic Head) (ศึกษาวิธีการ

คำนวณจากหัวข้อที่ 3) ทั้งนี้ค่าเฮดที่ต้องการให้เครื่องสูบน้ำทำงานจะขึ้นอยู่กับ

- ระดับความสูงต่ำที่ต้องการสูบน้ำส่งไปให้
- ความลึกของแหล่งน้ำที่ต้องการสูบ
- ความดันใช้งานของอุปกรณ์จ่ายน้ำต่างๆ เช่น หัวจ่ายน้ำในระบบการให้น้ำแบบสปริง

เกอร์ แรงดันที่หัวฉีดน้ำสำหรับดับเพลิง เป็นต้น

5.5.2 การคำนวณกำลังของเครื่องสูบน้ำ โดยทั่วไปจะคำนวณอยู่ 2 ค่า คือ

1. กำลังของตัวเครื่องสูบน้ำ (Water horse power , WHP)
2. กำลังของต้นกำลังที่จะมาขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำ (Brake horse power, BHP)

1)กำลังของตัวเครื่องสูบน้ำ (Water horse power , WHP) หมายถึงกำลังที่เครื่องสูบน้ำถ่ายเทให้กับน้ำ จนทำให้น้ำเคลื่อนตัวไปยังตำแหน่งที่ต้องการได้ทั้งปริมาณและความดัน คำนวณจากสูตร ดังนี้ คือ

$$WHP = \frac{QH}{3956} \quad (5.37)$$

เมื่อ WHP = กำลังที่เครื่องสูบน้ำถ่ายเทให้กับน้ำ (แรงม้า) (1 แรงม้า = 745.75 วัตต์)

Q = อัตราการสูบน้ำ (GPM) (15850. 32 GPM = 1 CMS)

H = เฮดรวม (ฟุต) (3.28 ฟุต = 1 ม.)

หรือ

$$WHP = \frac{QH}{102}$$

เมื่อ WHP มีหน่วยเป็น กิโลวัตต์

Q มีหน่วยเป็น ลิตร ต่อ วินาที และ

H มีหน่วยเป็น เมตร(น้ำ)

หรืออาจคำนวณ จากสูตร

$$WHP = \frac{QH}{273} \quad (5.38)$$

เมื่อ WHP มีหน่วยเป็น แรงม้า

Q มีหน่วยเป็น ลบ.ม. / ชม.

H มีหน่วยเป็น เมตร

2) กำลังของต้นกำลังที่จะมาขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำ (Brake horse power, BHP) หมายถึง กำลังของต้นกำลัง เช่นมอเตอร์ เครื่องยนต์ ที่จะมาจุดเครื่องสูบน้ำให้ทำงานจนได้ WHP ตามที่ต้องการ คำนวณจากสูตร

$$BHP = \frac{100QH}{3956\eta} \quad (5.39)$$

เมื่อ BHP = กำลังของต้นกำลัง (แรงม้า)

Q = อัตราการสูบน้ำ (GPM)

H = เหนือรวม (ฟุต)

η = ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ (%)

หรือคำนวณจาก สูตร

$$BHP = \frac{WHP}{\eta} \quad (5.40)$$

5.53 สรุปขั้นตอนการคำนวณหา กำลังของเครื่องสูบน้ำ

ในการคำนวณหา กำลังของเครื่องสูบน้ำที่จะใช้สูบน้ำเพื่อให้ได้อัตราการสูบและสามารถยกน้ำให้ส่งไปยังระดับต่างๆตามที่ต้องการ (Head) มีขั้นตอนการคำนวณพอสรุปได้โดยสังเขป ดังนี้คือ

1. เริ่มจากการคำนวณ ออกแบบระบบท่อส่งน้ำซึ่งจะได้ชนิดท่อที่ใช้ ขนาดท่อที่ใช้ ความยาวท่อ แนวต่างๆ ค่าความดันใช้งาน(Working Pressure)ของระบบท่อระบบนี้รวมทั้งระดับของท่อที่จุดต่างๆ เทียบกับจุดศูนย์กลางของเครื่องสูบน้ำ และอุปกรณ์ประกอบทั้งหมดในระบบท่อ

2. ข้อมูลทั้งหมดที่มีของระบบท่อในข้อ 1. จะนำมาใช้ในการคำนวณหาเหนือรวม (Total Dynamic Head, TDH) ของระบบท่อดังกล่าว

3. จากค่า TDH ที่ได้ในข้อที่ 2. พร้อมกับทราบข้อมูลอัตราการสูบที่ต้องการ(Q) นำไปคำนวณ กำลัง(แรงม้า)ของเครื่องสูบน้ำที่ต้องการ

4. สมมติค่าประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำที่คาดว่าจะเป็น (สมมติจากข้อมูลเครื่องสูบน้ำทั่วไปที่ ให้ค่าประสิทธิภาพ) นำไปคำนวณหาค่ากำลังของต้นกำลังที่ต้องการนำมาใช้ขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำ

ตัวอย่างที่ 8 ต้องการสูบน้ำไปยังพื้นที่ ด้วยอัตรา 15 ลิตร ต่อ วินาที ทั้งนี้จากการวางแนวท่อและปั๊มพบว่า มีเฮดรวม (Total Head) เท่ากับ 10 เมตร จงคำนวณว่าจะต้องใช้ปั๊มกี่แรงม้า? และหากสมมติว่าเลือกเครื่องสูบน้ำที่มีประสิทธิภาพประมาณ 60 % ให้คำนวณว่าต้นทุนกำลังที่จะมาเดินเครื่องสูบน้ำควรมีกำลังเท่าไร ?

วิธีทำ

จากสูตร

$$WHP = \frac{QH}{273}$$

แทนค่า

$$\begin{aligned} Q &= 15 \text{ ลิตร/วินาที} \\ &= 0.015 \text{ ลบ.ม./วินาที} \\ &= 54 \text{ ลบ.ม./ชม.} \\ H &= 10 \text{ เมตร} \\ WHP &= 1.97 \text{ แรงม้า} \end{aligned}$$

จากสูตร

$$BHP = \frac{WHP}{\eta}$$

แทนค่า

$$\begin{aligned} BHP &= 1.97 / 0.60 \\ &= 3.28 \text{ แรงม้า} \end{aligned}$$

บทที่ 6

การติดตั้งเครื่องสูบน้ำ

6.1 ข้อมูลเกี่ยวกับเครื่องสูบน้ำเพื่อประกอบการพิจารณาเลือกใช้งาน

6.1.1 ประเภทของเครื่องสูบน้ำที่จะเลือกใช้

ในการที่จะเลือกใช้เครื่องสูบน้ำประเภทไดนามิกส์ ในการตัดสินใจว่าควรเป็น Radial flow Axial flow หรือ Mixed flow นั้น อาจใช้ข้อมูลตามตารางที่ 6.1 ประกอบ

ตารางที่ 6.1 ข้อมูลของเครื่องสูบน้ำประเภทไดนามิกส์

ประเภทเครื่อง สูบน้ำ	ความเร็วจำเพาะ	เฮดที่ให้		ขนาดหน้าจาน ด้านจ่าย
		เฟลานอน	เฟลาตั้ง	
Radial flow	100-600	ชั้นเดียว 10 -150 ม. หลายชั้น > 50 ม.	ชั้นเดียว 10 – 200 ม. หลายชั้น > 10 ม.	> 40 มม.
Mixed flow	400-1400	4 - 15 ม.	ชั้นเดียว 4 - 60 ม. หลายชั้น > 10 ม.	> 200 มม.
Axial flow	1300-2000	< 6 ม.	< 8 ม.	> 200 มม.

หมายเหตุ : คำว่า ชั้น หรือ stage ของเครื่องสูบน้ำหมายถึง จำนวนของใบพัดที่มีอยู่ของเครื่องสูบน้ำ

6.1.2 การเลือกใช้ความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำ

1. เริ่มต้นจาก ทำการกำหนดค่าความเร็วจำเพาะที่เหมาะสมตาม Head และ Q ที่ต้องการ
2. จากนั้นคำนวณค่าความเร็วรอบ ตามสมการ

$$N = \frac{N_s H^{\frac{3}{4}}}{Q^{\frac{1}{2}}}$$

3. อย่างไรก็ตาม โดยทั่วไปเมื่อทราบค่าเฮดรวม และอัตราการสูบที่ต้องการแล้วนำไปเลือกเครื่องสูบน้ำจากกราฟแสดงผลการทำงาน(Pump Characteristic Curve) จะสามารถอ่านจากกราฟได้เลยว่าควรจะใช้ความเร็วรอบที่เหมาะสมเท่าใด

6.1.3 การเลือกใช้เครื่องสูบน้ำกรณี เหนือสูง ปานกลางและต่ำ

มีหลักการทั่วไปที่ใช้ประกอบสำหรับการเลือกประเภทของเครื่องสูบน้ำเพื่อให้เหมาะสมกับสภาพที่ต้องการ ดังนี้

กรณีเหนือสูงมีค่าสูง

เครื่องสูบน้ำชนิด Radial Flow สามารถนำไปใช้กับงานที่ต้องการเหนือสูงๆ แบบมาตรฐานมีดังนี้

1. แบบเพลานอน ใบพัดชั้นเดียว ใช้ในงานประปา งานทั่วไปในอาคารงานชลประทาน ที่มีเหนือไม่เกิน 80 เมตร
2. แบบหอยโข่ง ใบพัดหลายชั้น ใช้ได้สำหรับอัตราการสูบตั้งแต่ 0.10 - 3.0 ลบ.ม./วินาที เหนือ 130 ม. เหมาะสำหรับงานประปา ชลประทาน และอุตสาหกรรม
3. แบบดูดสองด้าน เหนือ 50 ม. สำหรับงานประปา ชลประทาน และอุตสาหกรรม
4. เพลาดังแบบมีครีบน้ำ ใบพัดหลายชั้น อัตราการสูบ $Q = 5$ ลบ.ม./วินาที เหนือ 200 เมตร สำหรับงานสูบน้ำบาดาล ชลประทาน และอุตสาหกรรม

กรณีเหนือปานกลาง

- จะใช้แบบ Mixed Flow ใช้กับเหนือตั้งแต่ 12 -20 เมตร
- กรณีเป็นเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งแบบเพลานอนใบพัดแบบ Mixed Flow เหนือ 12 เมตร สำหรับงานชลประทาน งานระบายน้ำและอุตสาหกรรม
- กรณีเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งแบบเพลาดังใบพัดแบบ Mixed Flow เหนือ 20 เมตร สำหรับงานประปา งานชลประทาน งานกำจัดน้ำเสีย ระบายน้ำ และงานอุตสาหกรรม
- เครื่องสูบน้ำแบบเพลาดังมีครีบน้ำ เหนือ 20 เมตร สำหรับงานประปา งานชลประทานระบบท่อ

กรณีเหนือต่ำ

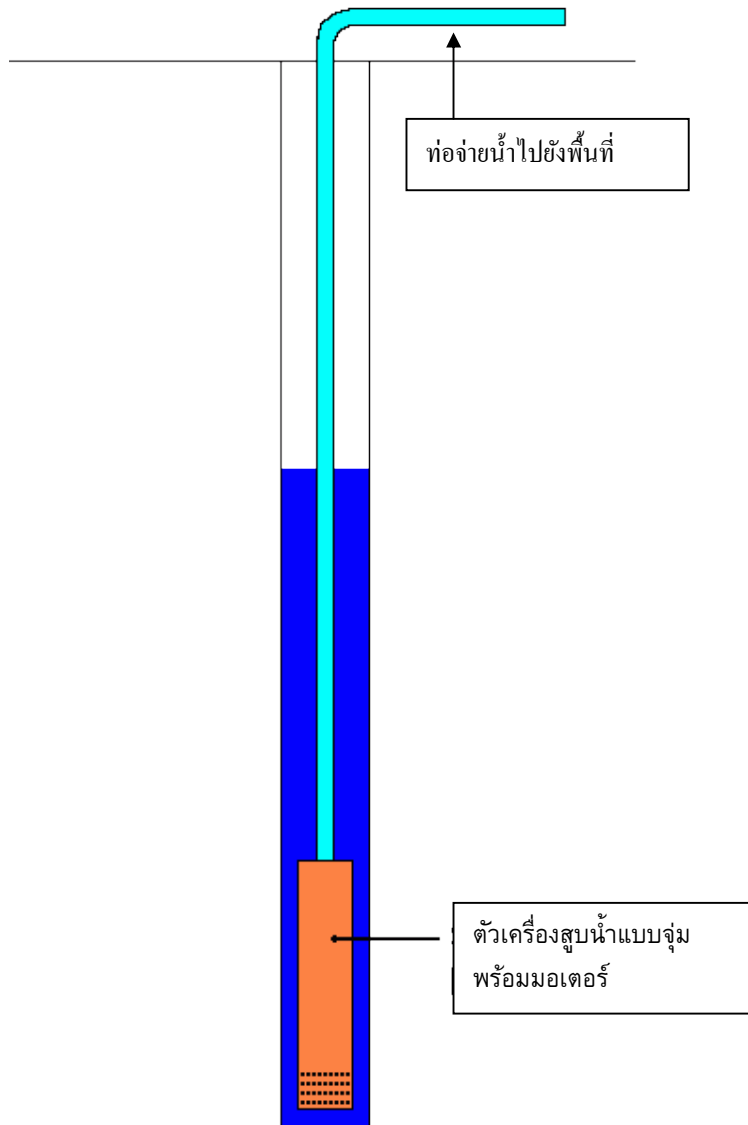
- ใช้สำหรับงานที่ต้องการอัตราการสูบสูง ใช้ใบพัดแบบ Mixed Flow หรือ Axial Flow
- 1. ใบพัดแบบ Mixed Flow เหนือ 5 – 7 เมตร (แบบเพลานอน) งานสูบน้ำดิบ งานชลประทาน ระบายน้ำ งานหล่อเย็น
- 2. ใบพัดแบบ Axial Flow เหนือไม่เกิน 3 – 4 เมตร (แบบเพลานอน) สำหรับงานระบายน้ำ ชลประทาน และอุตสาหกรรม

6.2 การเลือกใช้งานของเครื่องสูบน้ำบางประเภท (นอกเหนือจากแบบเซนตริฟิวกอล)

6.2.1 เครื่องสูบน้ำแบบจุ่ม(Submersible Pumps)

เครื่องสูบน้ำแบบจุ่ม เป็นเครื่องสูบน้ำชนิดที่วางตัวเครื่องสูบน้ำและต้นกำลัง ไว้ใต้ผิวน้ำของแหล่งน้ำที่จะทำการสูบ เครื่องสูบน้ำชนิดนี้ประกอบด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า ตัวเครื่องสูบน้ำ ประกอบเข้าเป็นหน่วยเดียวกัน เครื่องสูบน้ำแบบนี้จะมีรูปร่างเป็นทรงกระบอกเพื่อให้สะดวกต่อการจุ่มลงในบ่อหรือแหล่งน้ำที่เป็นทรงกระบอกเช่นเดียวกัน เช่นบ่อน้ำตื้น บ่อบาดาล เป็นต้น อย่างไรก็ตามถึงแม้ว่าเครื่องสูบน้ำแบบจุ่มจะ

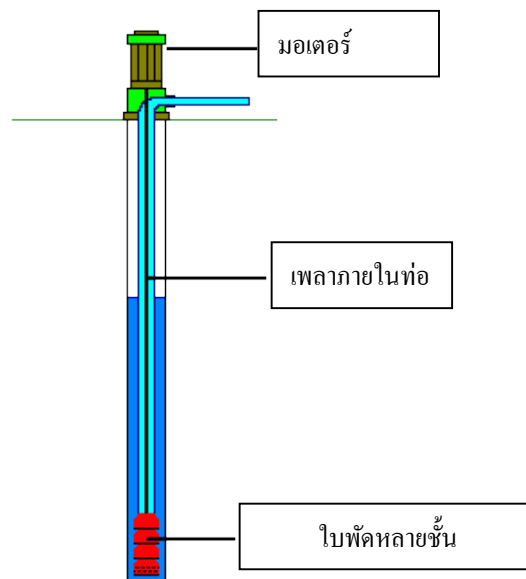
นิยมใช้กับบ่อน้ำใต้ดิน แต่ก็มีที่นิยมใช้กับแหล่งน้ำประเภทหนอง คลอง บึงต่างๆ โดยการติดตั้งก็ทำโดยวางตัวเครื่องลงไปยังก้นแหล่งน้ำและทำการยึดตัวเครื่องไว้กับหลักหรือตอม่อเพื่อให้อยู่กับที่ เครื่องสูบน้ำชนิดจุ่มมีข้อดีคือไม่ต้องการการเติมน้ำเข้าตัวเครื่องก่อนการสูบที่เรียกว่า การล่อน้ำ (Prime) ทั้งนี้เนื่องจากตัวเครื่องสูบน้ำจุ่มอยู่ในน้ำอยู่แล้วรูปที่ 6 - 1 เป็นภาพอย่างง่ายแสดงการติดตั้งเครื่องสูบน้ำชนิดจุ่ม



รูปที่ 6-1 การติดตั้งเครื่องสูบน้ำชนิดจุ่มในบ่อน้ำใต้ดิน

6.2.2 เครื่องสูบน้ำแบบเทอร์ไบน์และแบบเจ็ท (Turbines and Jet Pumps)

เครื่องสูบน้ำแบบเทอร์ไบน์และแบบเจ็ทเป็นเครื่องสูบน้ำแบบแรงเหวี่ยง หรือแบบเซนตริฟิวกอนชนิดหนึ่ง ที่ผูกติดกับเพลาลูกเบี้ยวหรือเพลาที่ขับเคลื่อนโดยมีมอเตอร์วางอยู่เหนือผิวน้ำ(รูปที่ 6-2) เพลาคูต่อไปยังเครื่องสูบน้ำจะถูกติดตั้งอยู่ในท่อ น้ำที่ถูกสูบจากเครื่องจะไหลผ่านท่อนี้ขึ้นมาและถูกต่อไปยังพื้นที่ที่ต้องการเครื่องสูบน้ำแบบเทอร์ไบน์เป็นเครื่องสูบน้ำที่มีประสิทธิภาพและนิยมใช้เนื่องจากเป็นเครื่องสูบน้ำที่ให้เฮดและอัตราการสูบสูง เนื่องจากใบพัดจะมีหลายชั้น(Multi Stages)แต่ละชั้นของใบพัดที่ต่อซ้อนอยู่เหนือกันไปจะทำให้ทำหน้าที่เหมือนเครื่องสูบน้ำแต่ละตัวที่คอยสูบน้ำส่งต่อกันไป การติดตั้งเครื่องสูบน้ำแบบเทอร์ไบน์สำหรับสูบน้ำจากแม่น้ำลำคลองทำโดยการชักลากน้ำโดยแรงโน้มถ่วงของโลกเข้ามายังบ่อสูบที่มีเครื่องสูบน้ำเทอร์ไบน์ติดตั้งอยู่ เครื่องสูบน้ำจะถูกจุ่มลงในบ่อสูบนี้โดยมีมอเตอร์ที่ใช้หมุนเพลาชักใบพัดติดอยู่บนพื้นด้านบนของบ่อสูบ ดังนั้นจะเห็นวาระหว่างเครื่องสูบน้ำแบบจุ่มและเครื่องสูบน้ำแบบเทอร์ไบน์ นอกจากอัตราการสูบและเฮดที่ได้จะต่างกันแล้ว ความแตกต่างระหว่างเครื่องสูบน้ำทั้งสองจะอยู่ที่การติดตั้งมอเตอร์นั่นเอง



รูปที่ 6.2 เครื่องสูบน้ำแบบเทอร์ไบน์

6.2.3 เครื่องสูบน้ำแบบเพิ่มกำลัง (Booster Pumps)

เครื่องสูบน้ำส่วนใหญ่จะทำงานโดยการยกน้ำจากแหล่งน้ำแห่งหนึ่งไปยังอีกแห่งหนึ่ง เช่นสูบน้ำจากหนองน้ำที่ไม่มีความดันไปยังระบบสปริงเกอร์ปลายทางเลย เครื่องสูบน้ำแบบเพิ่มกำลังเป็นเครื่องสูบน้ำที่ใช้เพิ่มความดันเข้าสู่ระบบสูบน้ำ ณ ตำแหน่งใดระหว่างทาง ยกตัวอย่างให้เข้าใจเช่นหากต้องการส่งน้ำไปสู่ระบบสปริงเกอร์ที่ต้องการความดันใช้งานเท่ากับ 80 PSI แต่หากว่าระบบสูบน้ำที่มีอยู่สามารถให้ความดันได้เพียง 50 PSI ในกรณีต้องทำการติดตั้งเครื่องสูบน้ำเพิ่มความดันระหว่างทางเพื่อเพิ่มความดันให้ได้ปลายทางเป็น 80 PSI

6.3 ข้อดี ข้อจำกัด ของเครื่องสูบน้ำบางประเภท

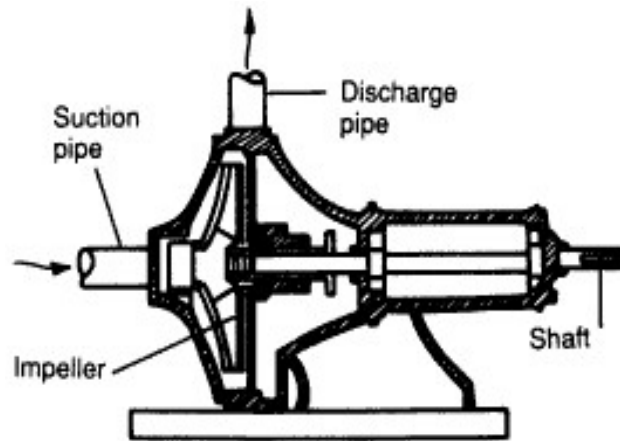
ดังได้กล่าวมาข้างต้นว่าเครื่องสูบน้ำมีหลายประเภท มีลักษณะการทำงานที่แตกต่างกันไป ในหัวข้อนี้จะได้สรุปถึงข้อดี ข้อเสียของเครื่องสูบน้ำบางประเภทที่มีการใช้งานกันอย่างแพร่หลาย เพื่อใช้เป็นข้อมูลประกอบการตัดสินใจเลือกใช้เครื่องสูบน้ำต่อไป

1) เครื่องสูบน้ำแบบเซนตริฟูกอล (Centrifugal Pump)

ข้อดี

1. ภายใต้อสภาพการสูบน้ำที่เป็นไปตามที่กำหนด จะให้ประสิทธิภาพสูง
2. ติดตั้งง่าย
3. มีความประหยัด ราคาไม่แพงและปรับใช้งานกับสภาพต่างๆได้ง่าย
4. ใช้ได้ทั้งกับต้นกำลังประเภทเครื่องยนต์และไฟฟ้า
5. เมื่อมีการเพิ่มเฮดการสูบ (TDH) ไม่ทำให้เครื่องเกิดภาวะทำงานหนักเกินไป (overload)
6. เครื่องสูบน้ำแบบเซนตริฟูกอลชนิดติดตั้งแนวตั้ง (vertical centrifugal) มีลักษณะเป็นแบบปั๊มจุ่มทำให้ไม่ต้องทำการเติมน้ำ (priming) ก่อนการสูบ

เครื่องสูบน้ำแบบเซนตริฟูกอลติดตั้งแนวตั้ง หมายถึงเครื่องสูบน้ำแบบเซนตริฟูกอลที่ติดตั้งในลักษณะที่เพลาลูกสูบเข้าหมุนใบพัดเครื่องสูบน้ำอยู่แนวตั้ง ทำให้ลักษณะของเครื่องสูบน้ำเมื่อทำการติดตั้งแล้วใบพัดจะอยู่ในตำแหน่งได้น้ำอยู่ตลอดเวลา ส่วนมอเตอร์จะอยู่เหนือตัวเครื่องสูบน้ำขึ้นไปและอยู่เหนือน้ำ ทำให้ไม่ต้องการการเติมน้ำก่อนเริ่มสูบน้ำ ดังนั้นในการติดตั้งแบบนี้จำเป็นต้องออกแบบให้เครื่องสูบลอยตัวอยู่ในน้ำกรณีที่ระดับน้ำมีการขึ้นลงตลอดเวลา ส่วนเครื่องสูบน้ำแบบเซนตริฟูกอลแบบแกนแนวนอนแสดงดังรูปที่ 6-3



รูปที่ 6-3 ลักษณะเครื่องสูบน้ำชนิดฟิวกอลแกนแนวนอน (Horizontal centrifugal pump)

ข้อจำกัด

1. มีขีดจำกัดของระยะดูด ไม่ควรเกิน 6 เมตร (20 ฟุต)
2. ต้องมีการเติมน้ำก่อนสูบ (priming)
3. ก่อนเดินเครื่องสูบน้ำหากน้ำไม่เต็มเครื่องสูบน้ำจะทำความเสียหายให้กับเครื่องสูบน้ำ
4. เมื่อเดินเครื่องสูบน้ำในสภาพที่เฮดรวม (TDH) ต่ำกว่าที่ออกแบบไว้ จะมีผลทำให้มอเตอร์

ทำงานหนัก(overload)

2) เครื่องสูบน้ำแบบเทอร์ไบน์แนวตั้ง (Vertical Turbine Pump)

ข้อดี

1. เหมาะใช้งานสูบน้ำสำหรับบ่อบาดาล
2. เป็นเครื่องสูบน้ำที่ให้เฮดรวมและอัตราการสูบ และมีประสิทธิภาพ สูง
3. ใช้ได้ทั้งกับต้นกำลังชนิดเครื่องยนต์และไฟฟ้า
4. ไม่ต้องมีการเติมน้ำก่อนการสูบ
5. ใช้งานได้ดีกับสภาพที่ระดับน้ำในบ่อสูบขึ้นๆลงๆ

ข้อจำกัด

1. มีความยุ่งยากในขั้นตอนการติดตั้ง การตรวจสอบและซ่อมบำรุง
2. ราคาต้นทุนเริ่มต้นสูง
3. ต้องมีการปรับปรุงใบพัดสม่ำเสมอ เพื่อให้เครื่องสูบน้ำทำงานอย่างมีประสิทธิภาพสูง
4. การบำรุงรักษาและการซ่อมแซม มีราคาแพง

3) เครื่องสูบน้ำแบบจุ่ม (Submersible Pump)

ข้อดี

1. ใช้ได้ดีกับบ่อบาดาลที่ลึกมากๆ
2. สามารถใช้ได้กับบ่อบาดาลที่มีลักษณะคงที่ได้
3. ติดตั้งง่าย
4. เครื่องสูบน้ำที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเล็กกว่า จะมีราคาถูกกว่า

ข้อจำกัด

1. ขนาดใหญ่ขึ้น ราคาจะแพงมากขึ้นตาม
2. ใช้ได้เฉพาะกับต้นกำลังที่ใช้ไฟฟ้าเท่านั้น
3. มีผลกระทบจากฟ้าแลบ ฟ้าผ่าได้ง่าย
4. ต้องให้น้ำไหลผ่านมอเตอร์ (Water movement past motor is required)

6.4 ท่อดูดและอุปกรณ์

โดยทั่วไปท่อดูด (Suction Pipe) มีความสำคัญต่อการทำงานของเครื่องสูบน้ำมากกว่าท่อปล่อย (Discharge Pipe) ทั้งนี้เพราะจะต้องไหลจากท่อดูดเข้าไปสู่เครื่องสูบน้ำ ปัญหาต่างๆที่เกิดขึ้นทางท่อดูด เป็นต้นว่าขนาดเล็กเกินไปมีรอยรั่วตามข้อต่อ หรือปัญหาอื่นๆ ต่างก็มีผลไปถึงประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องสูบน้ำทั้งสิ้น ในการออกแบบระบบสูบน้ำ สิ่งที่จะต้องพิจารณาทางด้านดูดของเครื่องสูบน้ำก็มีลักษณะและขนาดของท่อ อุปกรณ์ที่ปลายท่อดูดและการติดตั้งท่อดูดและอุปกรณ์

1) ลักษณะของท่อดูด

กฎเกณฑ์โดยทั่วไปสำหรับกำหนดลักษณะและขนาดของท่อดูดมีดังนี้คือ

1. จะต้องเป็นท่อแข็ง หรือพลาสติกที่มีการเสริมกำลังหรือแข็งแรงพอที่จะไม่แบนตีบเนื่องจากความกดดันของบรรยากาศในขณะที่ปั๊มกำลังทำงาน

2. จะต้องมิขนาดไม่เล็กกว่าขนาดหน้างานทางด้านดูดของปั๊ม และถ้าหากเป็นไปได้ควรจะมีขนาดโตกว่า 2 ขนาดมาตรฐาน เช่น ขนาดท่อมาตรฐาน 100, 125, 150, 200 และ 250 มิลลิเมตร ถ้าขนาดหน้างานทางดูดของปั๊มเท่ากับ 100 มม. ก็ควรจะใช้ท่อดูดขนาด 150 มม. หรือโตกว่าเป็นต้น ไม่ใช่ท่อดูดที่มีขนาดเล็กกว่าขนาดของหน้างานทางดูดของปั๊มอย่างเด็ดขาด ในกรณีที่ใช้ท่อดูดโตกว่าหน้างานทางดูด ข้อลด (Reducer) ที่ใช้เชื่อมต่อต้องเป็นข้อลดแบบคางหมู (Eccentric Reducer) เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดโพรงอากาศในบริเวณที่มีการลดขนาดนั้น

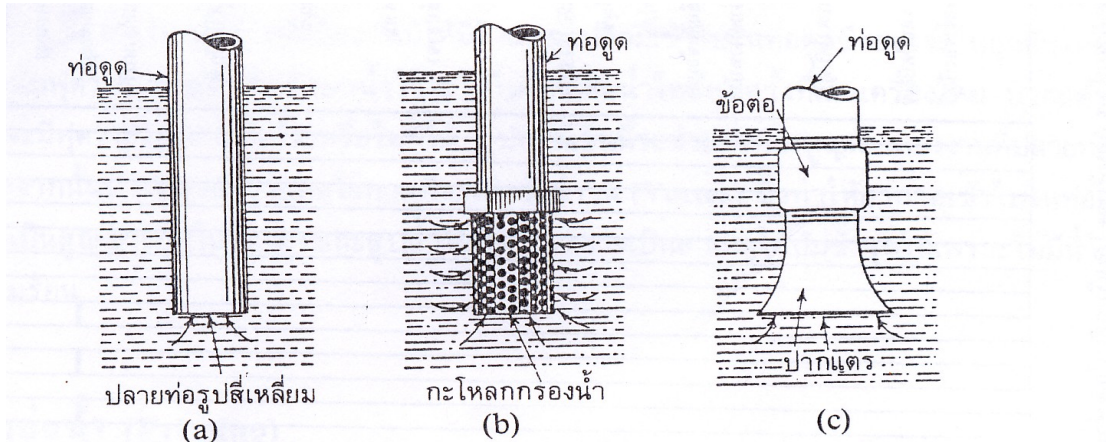
3. ความเร็วของการไหลในท่อดูดจะต้องไม่เกินกว่าที่กำหนด เช่น ท่อดูดที่มีขนาด 250 มม. (10 นิ้ว) ความเร็วของน้ำในท่อจะต้องไม่เกินประมาณ 0.90 เมตรต่อวินาที (3 ฟุตต่อวินาที) หรือถ้าจะใช้ท่อดูดขนาด 250 มม. อัตราการสูบจะต้องไม่เกินประมาณ 45 ลิตรต่อวินาทีเป็นต้น

4. การเปลี่ยนทิศทางของท่อดูดควรจะใช้อุปกรณ์ที่มีรัศมีโค้งโต และการต่ออุปกรณ์ท่อต่างๆจะต้องแน่นสนิท อากาศจากภายนอกซึ่งมีความดันประมาณ 1 บรรยากาศไม่สามารถผ่านเข้าไปได้

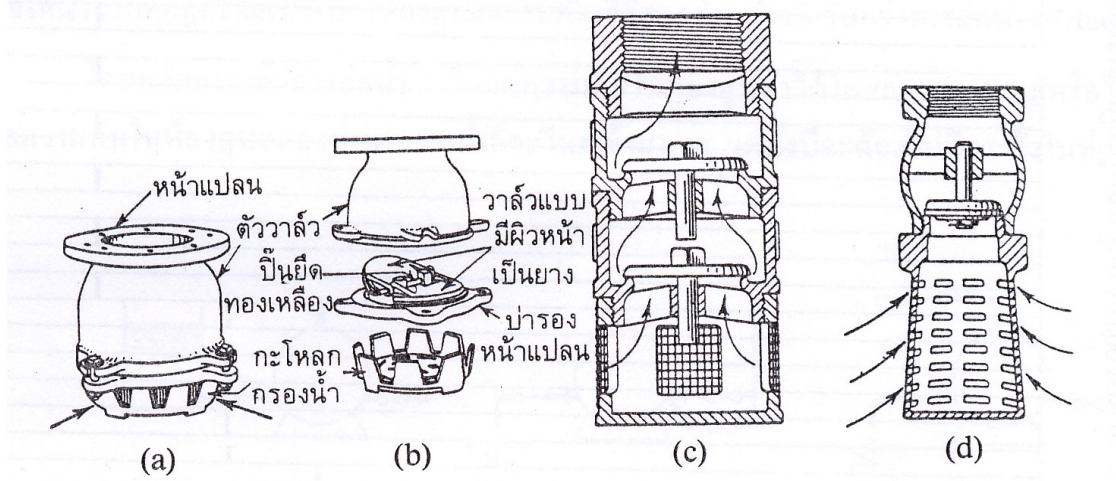
2) อุปกรณ์ที่ปลายท่อดูด

อุปกรณ์ที่ปลายท่อดูดนั้นมีไว้เพื่อวัตถุประสงค์อย่างใดอย่างหนึ่งหรือหลายอย่างรวมกัน คือ

1. เพื่อช่วยให้ของเหลวไหลเข้าไปในท่อได้อย่างสม่ำเสมอ มีการสูญเสียพลังงานน้อย อุปกรณ์



รูปที่ 6-4 ปลายท่อดูดและอุปกรณ์ (a) ไม่มีอุปกรณ์ใช้งานชั่วคราว (b) กะโหลกกรองน้ำซึ่งมีฟิวต์วาล์ว ภายใน (c) ปากแตร ช่วยให้การไหลเข้าท่อดีขึ้น



รูปที่ 6-5 ลักษณะของกะโหลกกรองน้ำพร้อมฟิวต์วาล์ว (a) เมื่อประกอบเสร็จเรียบร้อย (b) ชิ้นส่วน

ภายในของรูป (a)(c) กะโหลกกรองน้ำซึ่งมีฟิวต์วาล์วภายใน 2 ชุด (d) กะโหลกกรองน้ำที่มีฟิวต์วาล์วซึ่งเรียกว่า Poppet Valve ที่ทำหน้าที่เช่นที่ กล่าวนี้คือปากแตร (Belled – type Intake)

2. เพื่อป้องกันไม่ให้สิ่งแปลกปลอมไหลปนกับน้ำเข้าไปในท่อดูด ซึ่งอาจจะเข้าไปอุดตันในปั๊มได้ อุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ดังกล่าวคือ กะโหลกกรองน้ำ (Strainer)

3. เพื่อป้องกันไม่ให้น้ำในท่อดูดและในเรือนบัวรั่วออกไปเมื่อบัวหยุดทำงาน เพื่อจะได้ไม่ต้องเติมน้ำใหม่ทุกครั้งที่เริ่มต้นสูบน้ำใหม่ อุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ดังกล่าวคือฟุตวาล์ว(Foot Valve) อุปกรณ์ที่ปลายท่อดูดทั้งสามอย่างอาจจะประกอบรวมมาเป็นชุดหรือเป็นชิ้นๆแบบใดแบบหนึ่งก็ได้ดังรูปที่ 6-4 และ 6-5

รูปที่ 6-4 (a) เป็นปลายท่อดูดที่ไม่มีอุปกรณ์อะไรเลย ไม่เหมาะสมที่จะใช้ในลักษณะนี้เป็นการถาวร เพราะว่าจะมีการสูญเสียพลังงานในการไหลเข้าท่อสูงมาก ควรจะมีกะโหลกกรองน้ำพร้อมฟุตวาล์วดังเช่นในรูปที่ 6-4 หรือ 6-5 เพื่อป้องกันมิให้มีสิ่งแปลกปลอมเข้าไปในท่อดูดซึ่งอาจจะไปอุดตันในใบพัดได้ นอกจากนั้นฟุตวาล์วจะช่วยเก็บรักษาน้ำไว้จะได้ไม่ต้องเติมน้ำใหม่ทุกครั้งที่ดินเครื่องใหม่ปากแตรในภาพที่ 6-5 (c) อาจจะมีฟุตวาล์วอยู่ภายในด้วยหรือไม่ก็ได้ อุปกรณ์ชิ้นนี้จะช่วยลดการสูญเสียพลังงานที่ปลายท่อดูดลงได้มาก นอกจากนั้นปากแตรยังช่วยลดโอกาสที่จะเกิดน้ำวน(Vortex) ซึ่งทำให้อากาศเข้าไปในท่อดูด ทำให้เสียการเป็นสุญญากาศในห้องสูบและสูบน้ำไม่ขึ้น และอาจเป็นสาเหตุให้เครื่องสูบชำรุดได้เพราะไม่มีน้ำเป็นตัวถ่ายเทความร้อน

3)การคำนวณขนาดของท่อดูด(Bore)

ขนาดของท่อดูด(D) กำหนดโดยสมการ

$$D = 1000(0.08 - 0.10)Q^{0.50} \quad (6.1)$$

เพื่อความสะดวกในการกำหนดขนาดท่อสูบ อาจใช้ตารางที่ 6.1 ในการเลือกขนาดของท่อด้านดูด

ตารางที่ 6-1 การเลือกใช้ขนาดท่อดูดตามค่าอัตราการสูบน้ำขนาดต่าง ๆ

อัตราการสูบ (ลบ.ม./นาท.)	ขนาดของท่อดูด (มม.)	อัตราการสูบ (ลบ.ม./นาท.)	ขนาดของท่อดูด (มม.)	อัตราการสูบ (ลบ.ม./นาท.)	ขนาดของท่อดูด (มม.)
0.35-0.45	665	12.00-18.00	350	115.00-150.00	1000
0.45-0.70	80	18.00-23.00	400	150.00-200.00	1200
0.70-1.20	100	23.00-28.00	450	200.00-225.00	1350
1.20-1.80	125	28.00-36.00	500	255.00-325.00	1500
1.80-3.00	150	36.00-50.00	600	325.00-400.00	1650
3.00-5.00	200	50.00-70.00	700	400.00-480.00	1800
5.00-8.00	250	70.00-90.00	800	480.00-600.00	2000
8.00-12.00	300	90.00-115.00	900	600.00-740.00	2200

6.5 การเกิดควาวิเตชั่น (Cavitation)

หมายถึง การเกิดฟองอากาศและฟองอากาศเหล่านี้เกิดการแตกตัวขึ้นทำให้เกิดการกัดกร่อน และมีเสียงดังขึ้นภายในเรือนปั๊ม ฟองอากาศเหล่านี้เกิดขึ้นได้เนื่องจากค่าความดันสัมบูรณ์ที่เกิดขึ้นในของไหลบริเวณเรือนปั๊มมีค่าต่ำกว่าค่าความดันไออิ่มตัวของของไหลนั้น ทำให้ของไหลนั้นเกิดการระเหยเป็นไอขึ้นได้แม้ว่าอุณหภูมิจะไม่เพิ่มสูงขึ้นก็ตาม (โดยปกติจะทำให้ น้ำเดือด ระเหยเป็นไอก็ได้ก็ต่อเมื่อลดความดันโดยการเพิ่มความเร็วขึ้น หรือเพิ่มอุณหภูมิให้กับน้ำนั้น ทั้งนี้ที่ ณ ผิวโลกที่ระดับน้ำทะเลปานกลาง น้ำจะเริ่มเดือดที่อุณหภูมิ 100 องศาเซลเซียส แต่น้ำเดือดได้ที่อุณหภูมิต่ำกว่านี้ หากความดันมีค่าต่ำกว่าความดันบรรยากาศที่ระดับน้ำทะเลปานกลาง (ประมาณ 14.7 psi)) การเกิดควาวิเตชั่นอาจเกิดขึ้นได้ทั้งกับเครื่องสูบน้ำ เทอร์ไบน์ ในวาล์วของระบบท่อและบริเวณใบพัดของเรือ

สำหรับในกรณีของเครื่องสูบน้ำนั้น เพื่อไม่ให้เกิดสภาวะ Cavitation จะต้องทำการติดตั้งเครื่องสูบน้ำให้มีความดันสัมบูรณ์บริเวณหน้าใบพัดให้มีค่า มากพอ ค่าความดันสัมบูรณ์ที่เกิดขึ้นนี้เรียกว่า ค่า

Available Net Positive Suction Head (NPSHa)

เมื่อเกิดควาวิเตชั่นขึ้นแล้ว จะทำให้เกิดปัญหาขึ้นดังต่อไปนี้

1. เครื่องสูบน้ำมีเสียงดังและมีอาการสั่น
2. ทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำลดลง
3. ค่าเฮดและอัตราการสูบลดลง
4. ใบพัด ผนังของตัวเรือนเครื่องสูบน้ำ (Volute case) และวาล์วเกิดการเสียหาย

6.5.1 การคำนวณค่า NPSHa

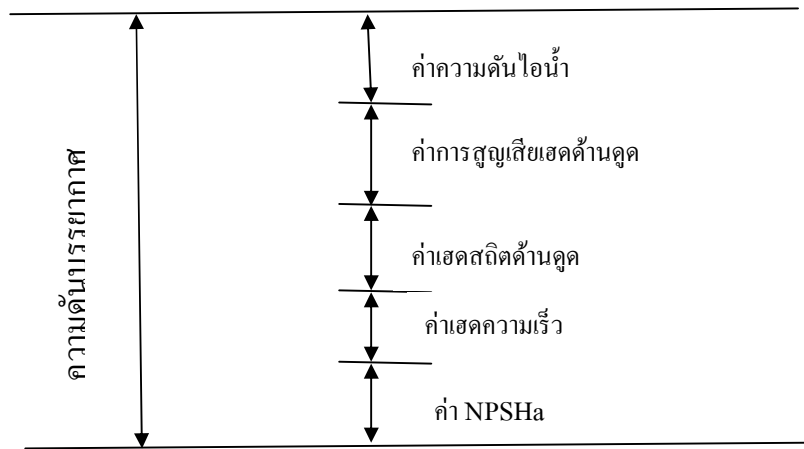
คำนวณได้จากสูตร ต่อไปนี้

$$NPSH_a = H_a \pm h_s - h_l - h_{va} + h_v \quad (6.1)$$

เมื่อ

- H_a = ค่าความดันสัมบูรณ์ที่ผิวของเหลว
 = ความดันเกจบริเวณผิวของเหลว + ความดันบรรยากาศบริเวณผิวของเหลว
 h_s = เฮดทางด้านดูดวัดเทียบจากระดับศูนย์กลางใบพัด มีค่าเป็น ลบ เมื่อจุดศูนย์กลางเครื่องสูบน้ำอยู่เหนือผิวของเหลวที่จะทำการสูบ
 h_l = การสูญเสียเฮดเนื่องจากการไหลผ่านท่อดูด
 h_{va} = เฮดความดันของไอน้ำอิ่มตัว
 h_v = เฮดความเร็วของท่อดูด

ความสัมพันธ์ของค่าความดันต่าง ๆ ตามสมการที่ 6.1 แสดงให้เข้าใจตามรูปที่ 6-6



รูปที่ 6-6 ความสัมพันธ์ของ Available Net Positive Suction Head (NPSHa)

ค่าความดันบรรยากาศและความดันไอน้ำอิ่มตัว สามารถหาได้จากตามตารางที่ 6.1 และ 6.2 ตามลำดับ

ตารางที่ 6.1 ค่าความดันบรรยากาศที่ระดับความสูงต่าง ๆ

ระดับ (ร.ท.ก.) (ม.)	0	200	400	800	1000	1500	2000	3000
ความดันบรรยากาศ (ม.)	10.33	10.20	9.85	9.38	9.17	8.64	8.12	7.16

เพื่อความสะดวกอาจใช้สมการต่อไปนี้หาค่าความสัมพันธ์ระหว่างความดันบรรยากาศ กับระดับพื้นโลก โดยสมการแรกเป็นความสัมพันธ์แบบเชิงเส้นตรง ส่วนอีกสมการเป็นความสัมพันธ์แบบ exponential

$$\text{แบบสมการเส้นตรง,} \quad H_a = 10.30 - 0.00105Z \quad (6.2)$$

$$\text{แบบ exponential} \quad H_a = 10.33 \left(\frac{293 - 0.0065Z}{293} \right)^{5.26} \quad (6.3)$$

เมื่อ H_a = ค่าความดันบรรยากาศเฉลี่ยที่บริเวณผิวโลก ในรูปเสดของน้ำ (เมตร)

Z = ระดับผิวโลก วัดเทียบกับระดับน้ำทะเลปานกลาง (เมตร)

ตารางที่ 6.2 ค่าความดันไอน้ำอิ่มตัว

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

ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันไอน้ำอิ่มตัวกับอุณหภูมิ อาจใช้สมการดังต่อไปนี้ สำหรับ
คำนวณ

$$h_{va} = 0.0623 \exp\left(\frac{17.27T}{T + 237.30}\right) \quad (6.4)$$

เมื่อ h_{va} มีหน่วยเป็น เมตร และ T มีหน่วยเป็น องศาเซลเซียส

6.5.2 ค่า NPSH ที่ต้องการ (Required net positive suction head ,NPSHr)

หมายถึงค่าความดันสัมบูรณ์ต่ำสุดบริเวณหน้าใบพัด ที่ต้องการสำหรับเครื่องสูบน้ำแต่ละตัวที่ได้ถูกออกแบบไว้จากผู้ผลิตเครื่องสูบน้ำเพื่อที่จะทำให้เกิดสภาพคาวิเตชันขึ้น จะเรียกว่า ค่า **NPSH ที่ต้องการ (Required NPSH)** หรือ **NPSHr** ค่า NPSHr นี้ โดยทั่วไปจะเพิ่มตามค่าอัตราการสูบน้ำในเครื่องสูบน้ำใดๆ เนื่องจากเมื่อความเร็วการไหลเพิ่มขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ จะมีผลทำให้ค่าความดันลดลง โดยปรกติเครื่องสูบน้ำที่ตัวใหญ่กว่าจะมีค่า NPSHr มากกว่า มีความหมายว่าคาวิเตชันจะมีโอกาสสร้างปัญหาให้เครื่องสูบน้ำที่มีขนาดใหญ่ได้มากกว่าเครื่องสูบน้ำขนาดเล็ก ดังนั้นหากไม่ต้องการให้เกิด Cavitation จะต้องติดตั้งเครื่องสูบน้ำ

จนให้ได้ค่า **NPSH_a** มากกว่า **NPSH_r**

ค่า NPSHr คำนวณได้ จากสูตร ดังนี้

$$NPSH_r = \left[\left(\frac{N\sqrt{Q}}{N_s} \right) \right]^{\frac{4}{3}} \quad (6.5)$$

เมื่อ

N_s = ความเร็วจำเพาะด้านดูด (1200 – 1500 (จุดที่ใบพัดทำงานได้ประสิทธิภาพสูงสุด))

N = ความเร็วรอบของใบพัด(รอบ/นาที)

Q = อัตราการสูบน้ำ (แกลลอน /นาที)

- 3) เปรียบเทียบ พบว่า $NPSH_a > NPSH_r$ แสดงว่าการติดตั้งตำแหน่งเครื่องสูบลมมีความเหมาะสม

6.5.3 วิธีการเพิ่มค่า NPSHa

เพื่อลดปัญหาการเกิดคาวิเทชันในตัวเครื่องสูบ ทำได้โดยการเพิ่มค่า NPSHa ขึ้น โดยมีวิธีการดังนี้

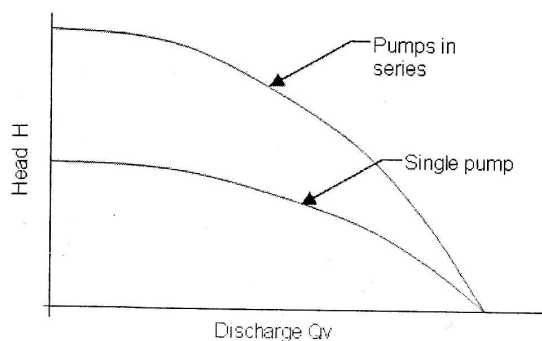
- 1.เพิ่มขนาดของท่อดูดให้มีขนาดใหญ่ขึ้นจนค่าความเร็วการไหลผ่านท่อดูด มีค่า 1.00 ม. ต่อวินาที การเพิ่มขนาดท่อจะทำให้ค่าการสูญเสียเฮดมีค่าลดลง (h_l ลดลง)
- 2.ลดอุปสรรคทางด้านท่อดูดให้มีน้อยที่สุดเท่าที่จะทำได้ เช่น ข้อต่อ ข้องอ ข้อโค้ง ต่างๆ เป็นต้น จะทำให้ลดค่าการสูญเสียเฮดของท่อด้านดูดลง
- 3.ถ้าเป็นไปได้ควรติดตั้งให้ตัวเครื่องสูบอยู่ต่ำกว่าระดับผิวน้ำในบ่อสูบ หรือพยายามให้ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางเครื่องสูบกับระดับน้ำในบ่อสูบสั้นที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ กรณีแรกจะทำให้ค่า h_s มีค่าเป็นบวก ส่วนกรณีหลังจะทำให้ระยะ h_s มีค่าน้อยลง
- 4.ในกรณีสูบน้ำจากถัง หากสามารถทำได้ให้เพิ่มค่าความดันในถังขึ้น แต่ต้องควบคุมความดันในถังให้มีค่าต่ำกว่าระดับน้ำในถัง กรณีเป็นการทำให้ค่า H_a เพิ่มขึ้น

6.6 การต่อเครื่องสูบน้ำ

6.6.1 การต่อเครื่องสูบน้ำแบบอนุกรม (Pump in series)

เมื่อนำเครื่องสูบน้ำมากกว่าหนึ่งตัวที่ลักษณะคล้ายคลึงกัน (Similar pump) มาต่อกันในลักษณะเป็นอนุกรม (Series) กล่าวคือนำปลายท่อด้านจ่ายของเครื่องสูบตัวใดๆ ไปต่อเข้ากับปลายท่อด้านดูดของเครื่องสูบลูกถัดไป ผลการทำงานที่ได้จากเครื่องสูบชุดดังกล่าว มีดังนี้

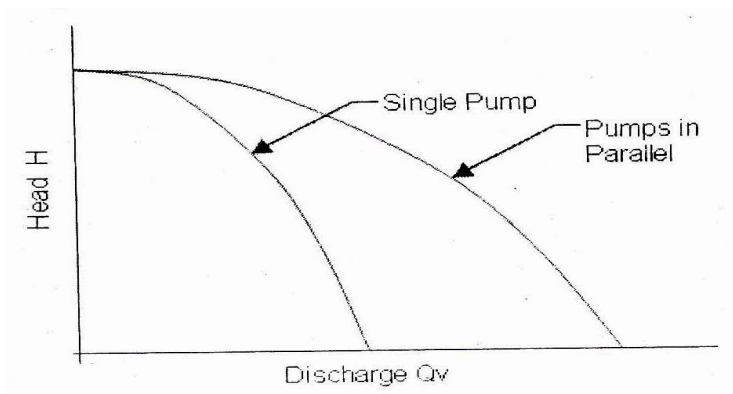
- อัตราการสูบที่ผ่านเครื่องสูบแต่ละตัวจะมีค่าเท่ากัน
- เฮดที่ได้มีค่าเท่ากับเฮดที่ได้จากทั้งเครื่องสูบแต่ละตัว รวมกัน



รูปที่ 6-7 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบ กับ เฮด เมื่อต่อเครื่องสูบน้ำแบบอนุกรม

มีบางอย่างที่ควรนำมาพิจารณา เมื่อทำการต่อเครื่องสูบบนอนุกรม ดังนี้

1. เครื่องสูบทันทีที่นำมาต่อกันจะต้องมีขนาดความกว้างของใบพัดเท่ากัน โดยเฉพาะหากเครื่องสูบแต่ละตัวให้อัตราการสูบไม่เท่ากันแล้ว จะทำให้เครื่องสูบตัวถัดไปเกิดภาวะควิเตชันเกิดขึ้น ถ้าเครื่องสูบตัวแรกสูบน้ำและจ่ายให้อัตราที่น้อยกว่าอัตราการสูบของเครื่องสูบตัวที่สอง
2. เครื่องสูบทันทีต้องเดินเครื่องด้วยความเร็วรอบเท่ากัน
3. ตัวเรือนเครื่องสูบตัวที่สองต้องมีความมั่นคงแข็งแรงพอเพียงที่จะต้านทานความดันที่เพิ่มขึ้น
4. ก่อนเริ่มต้นเดินเครื่องสูบน้ำ ตรวจสอบจนแน่ใจว่ามีน้ำเต็มเครื่องสูบทันที
5. ให้เดินเครื่องสูบน้ำตัวแรกก่อนแล้วจึงสตาร์ทเดินเครื่องตัวที่สองตาม



รูปที่ 6-8 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบ กับ เฮด เมื่อต่อเครื่องสูบบนขนาน

6.6.2 การต่อเครื่องสูบน้ำแบบขนาน (Pump in parallel)

เป็นการนำเครื่องสูบตั้งแต่สองตัวขึ้นไป โดยให้ท่อด้านจ่าย(Discharge pipe)ของเครื่องสูบแต่ละตัว ผลการทำงานที่ได้จากเครื่องสูบชุดดังกล่าว มีดังนี้

-อัตราการสูบรวมที่ได้ออกมาจะมีค่าเท่ากับอัตราการสูบจากเครื่องสูบแต่ละตัวรวมกัน และอัตราการสูบของเครื่องสูบแต่ละตัวที่ถูกนำมาต่อขนานกันนี้จะเกิดการแบ่งอัตราการสูบออกเป็นแต่ละตัวเท่าๆกันเกิดขึ้น

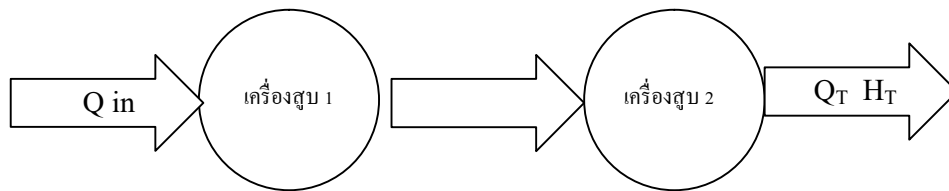
-เฮดที่ได้มีค่าเท่ากับเฮดที่เกิดจากเครื่องสูบแต่ละตัว เท่านั้น

ประเด็นที่ต้องนำมาพิจารณาหากจะต่อเครื่องสูบน้ำแบบขนานคือ

1. เครื่องสูบน้ำทุกตัวจะให้เฮดออกมาเท่าๆกัน ก็ต่อเมื่อเครื่องสูบน้ำทุกตัวเดินเครื่องด้วยความเร็วรอบเท่ากัน และมีขนาดใบพัดเท่ากัน
2. ในทางปฏิบัติเครื่องสูบน้ำสองตัวที่ต่อขนานกันจะให้อัตราการสูบน้ำน้อยกว่าอัตราการสูบน้ำที่คิดจากเครื่องสูบน้ำแต่ละตัวรวมกัน เนื่องจากในระบบมีค่าการสูญเสียเกิดขึ้น (ในทางทฤษฎีถือว่าเมื่อต่อแบบขนาน อัตราการสูบน้ำที่ได้เท่ากับอัตราการสูบน้ำที่ได้จากแต่ละเครื่องรวมกัน)

6.6.3 สมการที่ใช้เมื่อมีการต่อเครื่องสูบน้ำ

จากที่กล่าวไปแล้วเมื่อนำเครื่องสูบน้ำตั้งแต่สองตัวขึ้นไปมาต่อกันไม่ว่าจะเป็นแบบอนุกรมหรือแบบขนาน สามารถสรุปเป็นสมการสำหรับคำนวณผลการทำงานของเครื่องสูบน้ำที่ได้จากการนำเครื่องสูบน้ำมาต่อกันดังนี้



รูปที่ 6-9 ลักษณะการต่อเครื่องสูบน้ำแบบอนุกรม

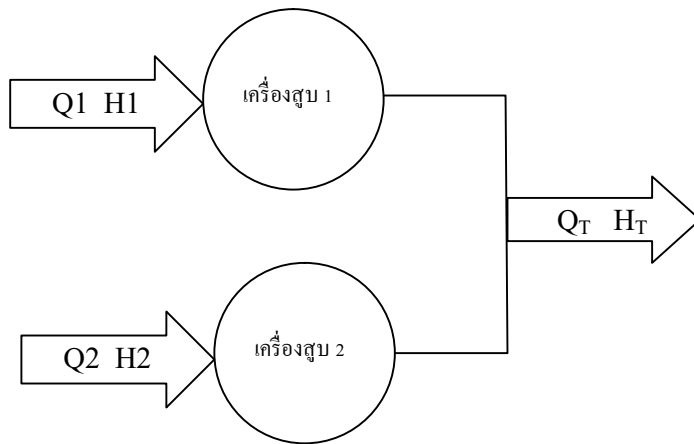
เมื่อต่อเครื่องสูบน้ำแบบอนุกรม ผลการทำงานจากเครื่องสูบน้ำที่ได้ จะเป็นไปตามสมการ

$$H_T = (H_1 + H_2 + \dots) \quad (6.6)$$

$$Q_T = (Q_1 = Q_2 = \dots) \quad (6.7)$$

$$\eta = \frac{(H_1 + H_2 + \dots)}{(\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2} + \dots)} \quad (6.8)$$

$$P = \frac{Q(H_1 + H_2 + \dots)}{550\eta} \quad (6.9)$$



รูปที่ 6-10 ลักษณะการต่อเครื่องสูบลบแบบขนาน

เมื่อต่อเครื่องสูบลบแบบขนาน ผลการทำงานจากเครื่องสูบลบที่ได้ จะเป็นไปตามสมการ

$$H_T = (H_1 = H_2 = \dots) \quad (6.10)$$

$$Q_T = (Q_1 + Q_2 + \dots) \quad (6.11)$$

$$\eta = \frac{(Q_1 + Q_2 + \dots)}{\left(\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2} + \dots\right)} \quad (6.12)$$

$$P = \frac{\gamma H (Q_1 + Q_2 + \dots)}{550\eta} \quad (6.13)$$

เมื่อ

Q = อัตราการสูบน้ำ (cfs)

H = เหนือรวม (ft.)

γ = น้ำหนักจำเพาะของน้ำ = 62.5 ปอนด์ ต่อ ลบ.ฟุต

η = ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ

P = กำลังของเครื่องสูบน้ำ (แรงม้า)

ตัวอย่างที่ 2 ถ้าหากในระบบท่อระบบหนึ่งต้องการ Q ออกแบบ เท่ากับ 600 gpm. และเฮด (hp) ของระบบเท่ากับ 270 Ft. หากจะเลือกซื้อเครื่องสูบน้ำเพื่อที่จะนำมาติดตั้งทั้งแบบเครื่องสูบน้ำเดี่ยว ต่อกันแบบอนุกรม และแบบขนาน จะต้องเลือกเครื่องสูบน้ำที่มีอัตราการสูบและเฮดอย่างไร?

วิธีทำ

1. เมื่อต้องการใช้เครื่องเพียงตัวเดียว เลือกแบบ $Q = 600$ gpm. และเฮด (hp) = 270 Ft.
2. เมื่อต้องการใช้เครื่อง 2 ตัว มาต่ออนุกรมกัน ให้เลือกเครื่องสูบน้ำแต่ละตัวให้มี $Q = 600$ gpm. และ
hp = 135 Ft.
3. เมื่อต้องการใช้เครื่อง 2 ตัว มาต่อขนานกัน ให้เลือกเครื่องสูบน้ำแต่ละตัวให้มี $Q = 300$ gpm. และ
hp = 270 Ft.

6.7 การออกแบบสถานีสูบน้ำ

ในการออกแบบสถานีสูบน้ำมีสิ่งที่จะต้องพิจารณาและมีหลักเกณฑ์สำหรับใช้ประกอบการตัดสินใจ ดังต่อไปนี้ คือ

6.7.1 การเลือกสถานีสูบน้ำ มีหลักเกณฑ์ทั่วไปสำหรับการเลือกตำแหน่งที่ตั้งสถานีสูบน้ำ ดังนี้

1. เป็นบริเวณที่มีดินฐานรากมั่นคง สามารถรับน้ำหนักจากเครื่องสูบน้ำพร้อมอุปกรณ์ประกอบและน้ำหนักของอาคารสถานีสูบน้ำได้อย่างปลอดภัย
2. ที่ตั้งสถานีสูบน้ำต้องอยู่บริเวณลิ่งที่ปลอดภัยจากการกัดเซาะ หากหลีกเลี่ยงไม่ได้ก็ควรย้ายตำแหน่งสถานีสูบน้ำเข้าไปให้ห่างตลิ่งแล้วใช้วิธีขุดเป็นคลองชักน้ำ (Intake Channel) ไปยังสถานีสูบน้ำ
3. ตำแหน่งที่ตั้งของสถานีสูบน้ำจะต้องไม่ทำให้เกิดเหตุทั้งด้านดูดและด้านส่งมีค่าสูงเกินไป มิเช่นนั้นจะทำให้เกิดการเพิ่มค่าใช้จ่ายทั้งค่าลงทุนและค่าปฏิบัติงานสูบน้ำ
4. ระดับพื้นของสถานีสูบน้ำที่ใช้วางเครื่องสูบน้ำและอุปกรณ์ต่างๆ จะต้องปลอดภัยจากระดับน้ำท่วม
5. ตำแหน่งตั้งสถานีสูบน้ำจะต้องเป็นจุดที่มีความสม่ำเสมอของน้ำ เพื่อให้สามารถสูบน้ำได้อย่างต่อเนื่อง
6. สถานีสูบน้ำไม่ควรห่างจากแหล่งพลังงานที่ใช้เดินเครื่องสูบน้ำเช่นเสาไฟฟ้าแรงสูง หรือสถานีบริการน้ำมัน จะทำให้เพิ่มค่าใช้จ่ายทั้งด้านค่าลงทุนและค่าปฏิบัติงานสูบน้ำ

6.7.2 การกำหนดขนาดของสถานีสูบน้ำ

1) ส่วนประกอบของสถานีสูบน้ำ

สถานีสูบน้ำมีส่วนประกอบ ดังต่อไปนี้

- (1) โรงสูบน้ำ (Pumping House) มีส่วนประกอบที่สำคัญคือ บ่อสูบน้ำ (Suction Sump) เครื่องสูบน้ำ มอเตอร์ ท่อดูด ท่อจ่ายน้ำ ฯลฯ การออกแบบจะต้องมีขนาดให้พอเพียงที่จะจัดวางอุปกรณ์เหล่านี้ได้อย่างสะดวก
- (2) ห้องควบคุมระบบสูบน้ำ (Control Room) เป็นอาคารติดกับสถานีสูบน้ำหรืออาจเป็นห้องติดกับบริเวณที่ติดตั้งเครื่องสูบน้ำก็ได้ ภายในห้องติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมและตรวจวัดการทำงานของเครื่องสูบน้ำ (Control switch board) เป็นห้องที่ใช้สำหรับให้เจ้าหน้าที่ใช้ปฏิบัติงานควบคุมการทำงานของระบบสูบน้ำ
- (3) ที่ตั้งหม้อแปลงไฟฟ้า กรณีที่เครื่องสูบน้ำใช้ต้นกำลังเป็นมอเตอร์ไฟฟ้า บริเวณนี้จะต้องจัดทำรั้วล้อมรอบ เพื่อให้เกิดพื้นที่ที่เป็นสัดส่วนป้องกันอันตรายจากกระแสไฟฟ้าแรงสูง
- (4) ถนนภายในบริเวณสถานีสูบน้ำ โดยทั่วไปจะออกแบบเป็นชนิดถนนลาดยาง แบบ Double surface treatment ให้สามารถรับน้ำหนักบรรทุก HS-20-44 ตามมาตรฐาน AASHTO หรือออกแบบเป็นถนนลูกรัง ขนาดกว้าง 4.00 ม. มีไหล่ทางกว้างข้างละ 1.00 ม.
- (5) ระบบไฟฟ้าแสงสว่าง ตามจุดต่างๆ ภายในบริเวณสถานีสูบน้ำ
- (6) ระบบป้องกันภัย เช่น มีรั้วโดยรอบ อุปกรณ์เกี่ยวกับการดับเพลิง เป็นต้น
- (7) ห้องบำรุงรักษาและซ่อมแซม ในส่วนนี้อาจจะพิจารณาตามความจำเป็นว่าควรมีหรือไม่
- (8) ห้องเก็บอุปกรณ์สำรองและเครื่องมือ
- (9) ระบบปรับอากาศ
- (10) ห้องน้ำ (หากมีความจำเป็น)

2) การกำหนดขนาดและรูปร่างของสถานีสูบน้ำ

ปัจจัยที่ใช้พิจารณากำหนดขนาดและรูปร่างของสถานีสูบน้ำประกอบด้วย

- (1) ชนิดและขนาดของเครื่องสูบน้ำที่ใช้รวมทั้งอุปกรณ์ประกอบ
- (2) ขนาดของท่อดูด (Suction bore)
- (3) ตำแหน่งและขนาดของบ่อสูบ (Pump sump)
- (4) ระยะห่างระหว่างเครื่องสูบน้ำที่เหมาะสมต่อการปฏิบัติงาน
- (5) ขนาดความกว้างและความสูง ที่พอเพียงต่อการขนย้ายเครื่องสูบน้ำและอุปกรณ์เข้าหรือออกจากอาคาร
- (6) ขนาดความสูงต้องพอเพียงต่อการใช้ Overhead travelling crane สำหรับการยกชิ้นส่วนที่ยาวที่สุดได้
- (7) ค่าขึ้นถึงระดับความสูงของ Motor floor ที่เพียงพอต่อการป้องกันน้ำท่วม

3) น้ำหนักที่กระทำบนสถานีสูบน้ำ

การออกแบบโครงสร้างของตัวสถานีสูบน้ำ จะต้องทราบถึงน้ำหนักบรรทุกและแรงที่กระทำต่อโครงสร้างต่าง ๆ ตั้งแต่ฐานรากจนถึงหลังคาของอาคาร ชนิดของแรงกระทำกับสถานีสูบน้ำ มีดังนี้

1. แรงกระทำลงสู่ฐานรากของโรงสูบน้ำ ประกอบด้วย

ก) น้ำหนักของตัวเครื่องสูบน้ำและส่วนประกอบทั้งหมด

ข) น้ำหนักที่เพิ่มขึ้นขณะมีการเดินเครื่องสูบน้ำ (Equipment operation load) ถือเป็นประเภทน้ำหนักบรรทุกเคลื่อนไหว (Dynamic load) ที่เกิดขึ้นในขณะที่เครื่องสูบน้ำทำงาน โดยปกติจะคิดเพิ่มขึ้นอีก 20 เปอร์เซ็นต์ของน้ำหนักเครื่องสูบน้ำรวมกับอุปกรณ์และน้ำหนักน้ำในท่อ

ค) น้ำหนักของตัวอาคารสถานีสูบน้ำเหนือฐานรากทั้งหมด

ง) น้ำหนักจรต่างๆ (Live load) โดยปกติจะใช้ดังนี้

- 600 กิโลกรัม ต่อ ตารางเมตร สำหรับห้องควบคุม
- 1000 กิโลกรัม ต่อ ตารางเมตร สำหรับ ห้องเครื่อง

2. แรงกระทำด้านข้างต่อโครงสร้างอาคาร ได้แก่ แรงดันน้ำและแรงดันดิน

3. แรงกระทำแบบกระแทก (Impact) ที่รางเครน (Crane way) มีวิธีคิดดังนี้

-แรงในแนวดิ่งให้คิดเพิ่มอีก 25 % ของแรงที่เกิดขึ้นจริงสูงสุดที่ล้อเครน (Maximum wheel load)

-แรงทางขวาง คิดเพิ่มขึ้น 20 % ของน้ำหนัก Trolley รวมกับน้ำหนักที่ยก

-แรงที่เกิดขึ้นตามยาวบนราง ให้คิดเพิ่มขึ้น 10 % ของแรงที่เกิดขึ้นจริงสูงสุดที่ล้อเครน (Maximum wheel load)

4) บ่อสูบน้ำ (Suction sump)

เป็นบ่อที่สร้างขึ้นเพื่อให้ปลายท่อดูดถูกติดตั้งลงในบ่อนี้ น้ำจากแหล่งน้ำที่ต้องการสูบไหลมารวมกันในบ่อนี้จนพอที่จะให้ปลายท่อดูดของเครื่องสูบน้ำจุ่มลงไปจนทำให้เครื่องสูบน้ำสามารถสูบน้ำได้ตามที่ต้องการ การออกแบบรูปร่างและลักษณะของบ่อสูบจะต้องทำให้มีความเหมาะสมทางด้านชลศาสตร์ (Hydraulic Design) กล่าวคือน้ำจะต้องไหลเข้า

สูท่อดูดได้ทันและไม่เกิดการไหลแบบปั่นป่วนขึ้น รวมทั้งระดับน้ำในบ่อจะต้องไม่ลดลงมากจนทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องสูบลดลง

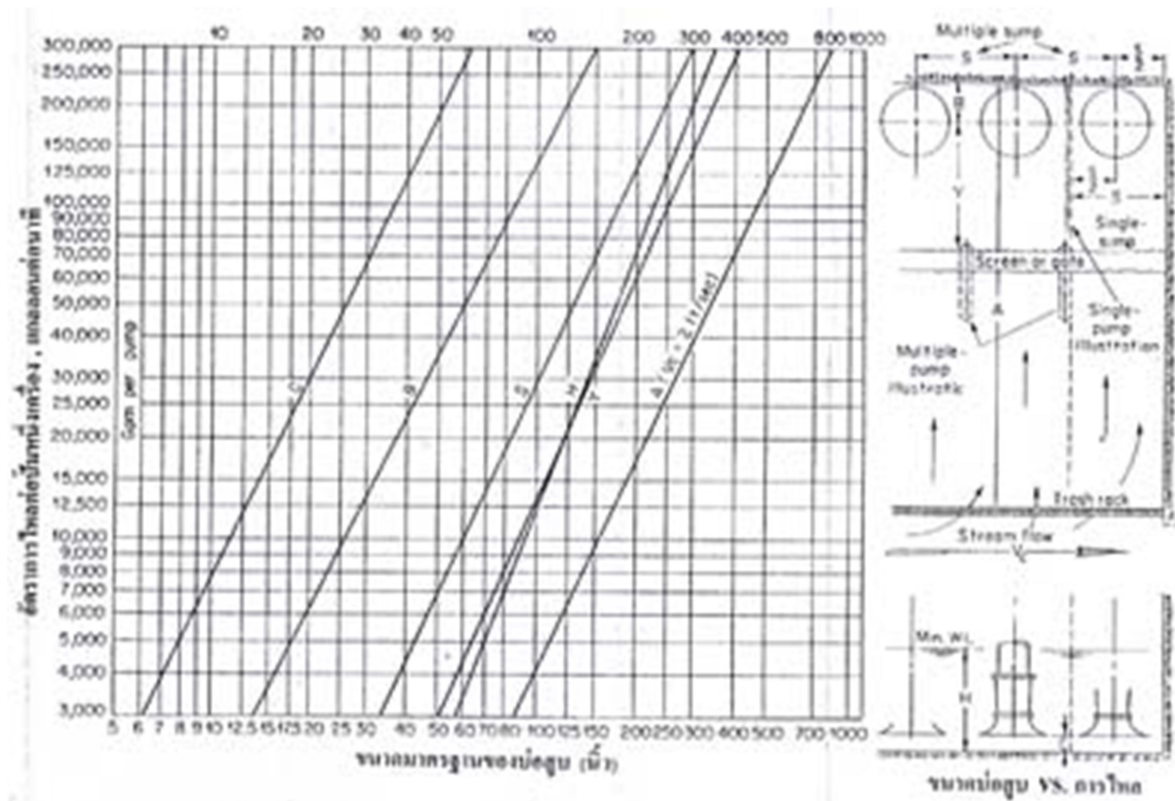
ก. ลักษณะของบ่อสูบ บ่อสูบที่ดีควรมีลักษณะโดยทั่วไป ดังต่อไปนี้คือ

1. ควรอยู่ในแนวตรง แนวเดียวกับทางน้ำหรือรางน้ำเปิดที่ชักน้ำจากแหล่งน้ำเข้ามา ควรหลีกเลี่ยงที่จะมีการหักมุมเนื่องจากทำให้ความเร็วของการไหลเกิดการเปลี่ยนแปลง
2. ไม่ควรมีสสิ่งกีดขวางใดๆต่อการไหลของน้ำไปสู่ท่อดูด
3. กรณีมีท่อดูดมากกว่า 1 ท่อ ไม่ควรออกแบบให้แนวท่อดูดวางในลักษณะขนานกับทิศทางน้ำไหลเข้าสู่ท่อดูด เนื่องจากท่อดูดแต่ละท่อจะกีดขวางการไหลกันเองทำให้การไหลไม่สม่ำเสมอและเกิดการไหลวนขึ้นได้ ถ้าหากเสี่ยงไม่ได้จำเป็นต้องออกแบบติดตั้งแผงกันช่องการไหลให้กับท่อดูดแต่ละตัว
4. ความเร็วของกระแส น้ำก่อนไหลเข้าสู่บ่อสูบ ไม่ควรเกิน 0.60 เมตร ต่อ วินาที และความเร็วของกระแส น้ำภายในบ่อสูบไม่ควรเกิน 0.30 เมตร ต่อวินาที

ข. ขนาดของบ่อสูบ

การกำหนดขนาดของบ่อสูบน้ำ หากไม่มีข้อกำหนดจากบริษัทผู้ผลิตเครื่องสูบน้ำแล้ว จะใช้ค่ามาตรฐานที่กำหนดโดย Hydraulic Institute ของสหรัฐอเมริกา ดังแสดงตามรูปที่ 6-6 โดยมีค่าต่างๆ ดังนี้

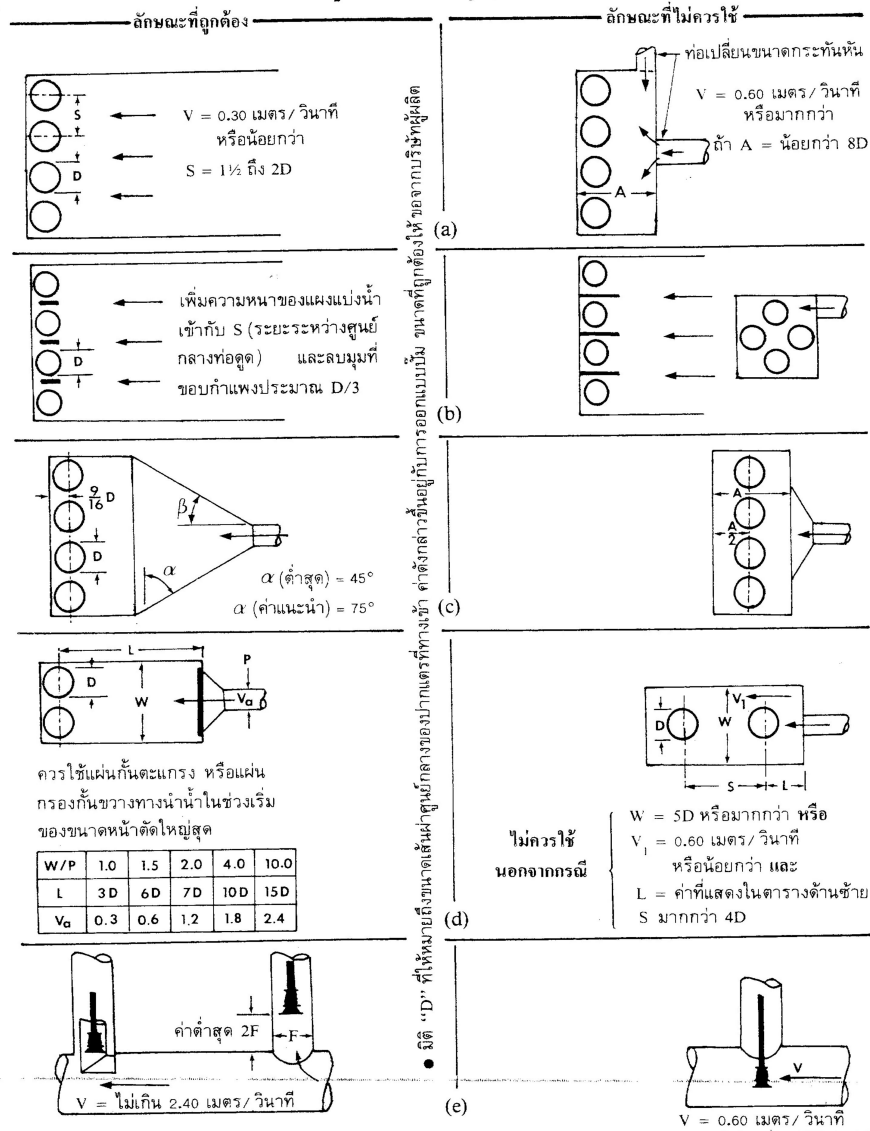
- C คือ ระยะความสูงจากปลายท่อดูดไปยังพื้นบ่อสูบ (นิ้ว)
- B คือ ระยะห่างจากศูนย์กลางท่อดูดถึงกำแพงบ่อสูบ (นิ้ว)
- S คือ ความกว้างต่ำสุดของบ่อสูบกรณีมีท่อดูดเพียงท่อเดียว หรือหากเป็นกรณีมีท่อดูดหลายท่อ จะหมายถึงระยะห่างต่ำสุดระหว่างจุดศูนย์กลางท่อดูดแต่ละท่อ (นิ้ว)
- H คือ ความลึกของน้ำในบ่อสูบ เป็นค่าต่ำสุดที่ยอมให้ โดยคิดจากระดับน้ำต่ำสุดบริเวณปลายท่อดูด (นิ้ว)
- A คือ ความยาวต่ำสุดของบ่อสูบ โดยที่ความยาวนี้ต้องยาวมากพอที่จะทำให้เกิดการไหลแบบสม่ำเสมอ ก่อนถึงที่ตั้งของท่อดูด (นิ้ว)



รูปที่ 6-6 ขนาดมาตรฐานของบ่อสูบ สำหรับเครื่องสูบน้ำขนาด 680 – 68000 ลบ.ม.ต่อ ชม.

(3000 - 300000 แกลลอน ต่อ นาที) (Hydraulic Institute of America)

บ่อสูบน้ำที่มีท่อหลายท่อ



รูปที่ 7.2 ลักษณะของบ่อสูบน้ำที่ถูกต้องที่ควรใช้ (ด้านซ้ายมือ) และลักษณะที่ไม่พึงประสงค์ซึ่งควรระวัง (ขวามือ) ซึ่งแนะนำโดย Hydraulic Institute ของสหรัฐอเมริกา

รูปที่ 6-7 ลักษณะของบ่อสูบน้ำที่เหมาะสมและไม่เหมาะสม

รูปที่ 6-7 เป็นข้อมูลแสดงขนาดของบ่อสูบน้ำที่ถูกต้อง สมควรนำไปใช้และลักษณะการติดตั้งที่ไม่เหมาะสม ควรหลีกเลี่ยง (Hydraulic Institute of America)

5) ตะแกรงป้องกันสวะ

โรงสูบน้ำที่สูบน้ำจากแหล่งน้ำธรรมชาติ จำเป็นที่จะต้องมิตะแกรงป้องกันสวะหรือเศษวัสดุที่ลอยมากับน้ำเพื่อป้องกันไม่ให้เข้าไปทำความเสียหายแก่เครื่องสูบน้ำ และยังมีส่วนช่วยปรับความเร็วของกระแสน้ำให้มีความสม่ำเสมอ

มากขึ้นก่อนที่จะไหลถึงท่อดูด ลักษณะของตะแกรงกันสวะจะต้องมีความโปร่ง(หมายถึงมีระยะห่างของช่องตะแกรง) มากพอสมควร ค่าความโปร่งของตะแกรงคำนวณด้วยสูตร ดังนี้

$$V_s = \frac{A_w}{A_s} \quad (6.1)$$

เมื่อ

V_s = ค่าความโปร่งของตะแกรงกันสวะ

A_w = พื้นที่หน้าตัดของน้ำที่ทั้งหมดที่ไหลผ่านตะแกรง (ตร.ม.)

A_s = พื้นที่หน้าตัดของตะแกรงส่วนที่เป็นพื้นที่ที่บดของเนื้อวัสดุที่ทำตะแกรงนั้น

(ตร.ม.)

โดยทั่วไปค่าความโปร่งของตะแกรงควรมีค่าอยู่ระหว่าง 2.00 - 3.50 หากค่าความโปร่งน้อยกว่า 2.00 แสดงว่าตะแกรงทึบเกินไป ผลที่ตามมาคือเกิดการสูญเสียเฮดของน้ำมากขึ้นเมื่อมีการไหลผ่านตะแกรงนั้น ในทางตรงกันข้ามหากตะแกรงมีค่าความโปร่งมากกว่า 3.50 การสูญเสียเฮดจะน้อยลงแต่ความสามารถในการที่ตะแกรงจะช่วยปรับสภาพความเร็วของการไหลก็จะน้อยลงตามไปด้วย

สูตรการคำนวณค่าการสูญเสียเฮด (Head Loss) เมื่อมีการไหลผ่านตะแกรงมีดังนี้

$$h_f = \beta \sin \theta \left(\frac{t}{b}\right)^{\frac{4}{3}} \frac{v_1^2}{2g} \quad (6.2)$$

เมื่อ

H_f = ค่าการสูญเสียเฮดที่ตะแกรงกันสวะ (ม.)

β = ค่าสัมประสิทธิ์ ตามรูปที่..... (มีค่าอยู่ระหว่าง 0.76 – 2.42)

θ = มุมที่ตะแกรงเอียงทำมุมกับแนวนอน (องศา) (มีค่าระหว่าง 70 – 75 องศา)

t = ความหนาของตะแกรง (มม.) (มีค่าประมาณ 6 – 12 มม.)

b = ระยะระหว่างช่องซี่ตะแกรง (มม.) (มีค่าประมาณ 50-75 มม.)

V_1 = ความเร็วของน้ำก่อนถึงตะแกรง (ม.ต่อ วินาที)

g = อัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (9.81 ม.ต่อ วินาที ต่อ วินาที)

ค่า h_f ที่ออกแบบควรมีค่าอยู่ระหว่าง 0.20 – 0.40 เมตร สำหรับตะแกรงแบบธรรมดา และมีค่าระหว่าง 0.10 – 0.15 กรณีเป็นตะแกรงแบบอัตโนมัติ

6) คลองชักน้ำ(Intake channel)

การนำน้ำเข้ามาสู่อุปกรณ์ทำได้ 2 วิธีคือ ขุดคลองชักน้ำจากแหล่งน้ำเข้ามายังบ่อสูบน้ำ หรือโดยการถมดินบริเวณที่จะตั้งเครื่องสูบน้ำเข้าไปใกล้กับแหล่งน้ำ ทั้งนี้ต้องพิจารณาจากลักษณะภูมิประเทศและราคาค่าก่อสร้างเป็นสำคัญ กรณีที่เป็นคลองชักน้ำมีเกณฑ์การพิจารณาดังนี้

- 1) บริเวณปากคลองชักน้ำ ในกรณีที่ชักน้ำจากแม่น้ำหรือคลองธรรมชาติจะต้องเป็นบริเวณที่ไม่มีการตกตะกอนและมีตลิ่งของแม่น้ำหรือคลองธรรมชาติที่มั่นคง มีปริมาณน้ำเพียงพอและสม่ำเสมอเพื่อชักน้ำมาสู่อุปกรณ์ได้
- 2) มีสภาพภูมิประเทศที่เหมาะสมไม่เป็นที่สูง ๆ ต่ำ ๆ เพื่อลดปริมาณดินขุดดินถม
- 3) ความเร็วของน้ำในคลองชักน้ำไม่ควรเกิน 0.60 ม./วินาที เพื่อป้องกันการกัดเซาะ

สำหรับความเร็วของน้ำที่จะไม่เกิดการกัดเซาะและตกตะกอน คำนวณจากสูตรของ Kennedy ดังนี้

$$V_o = C \cdot d^m \quad (6.3)$$

เมื่อ V_o คือ ความเร็วที่ไม่เกิดการกัดเซาะและตกตะกอน (ม./วินาที)

C คือ ค่าสัมประสิทธิ์ของการตกตะกอน

= 0.365 สำหรับตะกอนละเอียดและเบา

= 0.544 สำหรับตะกอนละเอียดและเบา

= 0.586 สำหรับตะกอนทรายหยาบและเบา

= 0.645 สำหรับตะกอนทรายหยาบ

= 0.770 สำหรับตะกอนทรายหยาบและหนัก

d คือ ความลึกของน้ำในคลอง (ม.)

m คือ ค่าเลขยกกำลัง = 0.64

4) ความลาดชันด้านข้าง (Side Slope) และชั้นดินของคลองชักน้ำ จะต้องออกแบบให้เหมาะสมกับสภาพดินและความแข็งแรงพอที่จะทนต่อการกัดเซาะของกระแสน้ำและจะต้องมีการวิเคราะห์ความมั่นคงของลาดตลิ่ง (Slope Stability) ของคลอง เพื่อให้เกิดความมั่นใจในความปลอดภัย ดังนี้

เสถียรภาพของชั้นดิน กรณีที่อาคารรับน้ำวางอยู่บนชั้นดิน การวิเคราะห์เสถียรภาพของชั้นดินจะใช้วิธีของ Bishop's Simplified Method โดยการคำนวณหาค่าปลอดภัย (Factor of Safety) ดังนี้

$$F.S = \frac{1}{\sum W \sin \theta} \sum \left[\frac{cb + (W - Ub) \tan \phi}{1 + \left(\frac{\tan \theta \tan \phi}{FS} \right)} \frac{\sec \theta}{FS} \right] \quad (6.4)$$

เมื่อ	c	=	Cohesion ของดิน (kPa)
	b	=	ความหนาแน่นของการแบ่ง Slices (m)
	W	=	น้ำหนักของ Slice ดินที่แบ่ง (kN)
	U	=	Pore Pressure ที่กระทำตั้งฉากกับฐานของ Slice (kN)
	ϕ	=	Frictional Angle ของดิน (Degree)
	θ	=	มุมเอียงของฐานของ Slice ที่กระทำกับแนวราบ (Degree)

จะเห็นว่าสมการที่ 6.4 มีค่า FS อยู่ทั้งสองฝั่งของสมการ การแก้สมการด้วยมือจะค่อนข้างยุ่งยาก จึงเหมาะที่จะแก้สมการด้วยคอมพิวเตอร์

5) การปูหินที่คลองชักน้ำ เป็นสิ่งที่ควรทำเพื่อป้องกันการกัดเซาะของน้ำ ซึ่งสามารถคำนวณขนาดของหินที่ใช้ปูได้ดังนี้

$$V = E_1 \cdot N \cdot 3\sqrt{D} \quad (6.5)$$

เมื่อ V = ความเร็วกระแสน้ำ (ม./วินาที)

$$N = \sqrt{2 \cdot g \left(\frac{\gamma - \gamma_w}{\gamma_w} \right)} \quad (6.6)$$

γ = น้ำหนักจำเพาะของหินเรียง โดยทั่วไปใช้เท่ากับ 2650 กก./ลบ.ม.

γ_w = น้ำหนักจำเพาะของน้ำ = 1000 กก. / ลบ.ม.

g = 9.81 ม./วินาที²

D = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของหินเรียง (เมตร)

E_1 = 0.85 สำหรับการเรียงในลักษณะหินทิ้ง

หินเรียงควรมีขนาดไม่เล็กกว่า 25 ซม. จำนวน 60% ปนกับหินขนาดเล็กกว่าลดหลั่นกันมาอีก 40% โดยวางบนชั้นกรวดและทรายอีกชั้นหนึ่ง

นอกจากสมการข้างต้นที่ใช้สำหรับคำนวณหาขนาดของหินเรียง อาจเลือกใช้สมการอื่นๆได้อีกดังนี้

สมการของเบอร์รี่ (Berry's equation)

$$V_b = 2.57\sqrt{d} \quad (6.7)$$

โดยที่ Vb = ความเร็วของกระแสน้ำที่พื้นของร่องน้ำ (ฟุต ต่อ วินาที)

D = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของหินเรียงที่จะเลือกใช้ (นิ้ว)

สมการของมาวิสและลอสซี (Mavis and Laushey 's equation)

$$V_b = \frac{1}{2} \sqrt{d_1} \sqrt{S-1} \quad (6.8)$$

โดยที่ V_b = ความเร็วของกระแสน้ำที่พื้นของร่องน้ำ (ฟุต ต่อ วินาที)
 d_1 = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของหินเรียงที่จะเลือกใช้ (นิ้ว)
 S = ความถ่วงจำเพาะของหินที่จะใช้

6) ความยาวอย่างน้อยของหินเรียงด้านเหนือน้ำ

$$Lr_1 = 3D_1 \quad (6.9)$$

เมื่อ Lr_1 = ความยาวอย่างน้อยของหินเรียง (เมตร)

D_1 = ความลึกของน้ำจากระดับพื้นถึงระดับผิวน้ำสูงสุดในการออกแบบ (เมตร)

7) คลองชักน้ำจะต้องมีขนาดเพียงพอกับปริมาณน้ำสูงสุดที่ต้องการจะชักน้ำเข้าบ่อสูบน้ำ การออกแบบคลองชักน้ำจะใช้สมการของ Manning ดังนี้

$$Q = \frac{1}{n} A R^{2/3} S^{1/2} \quad (6.10)$$

เมื่อ Q คือ อัตราการไหลของน้ำในคลองชักน้ำ (m^3 /วินาที)

A คือ พื้นที่หน้าตัดการไหล (m^2)

R คือ รัศมีชลศาสตร์ (ม.) = A/P

P คือ ความยาวของเส้นขอบเปียก (ม.)

S คือ ความลาดของผิวน้ำในคลอง

n คือ สัมประสิทธิ์ความขรุขระของ Manning ดังตารางต่อไปนี้

ตารางที่ 6-1ค่าสัมประสิทธิ์ความขรุขระของแมนนิ่ง (Manning's n) สำหรับวัสดุที่ใช้ทำผิวคลองชักน้ำ

n	ชนิดของวัตถุและผิวสัมผัสระหว่างน้ำกับตัวอาคารหรือผิวคลอง
0.018	ผิวคอนกรีตลาดคลอง
0.016	ผิวท่อคอนกรีตที่หล่อในที่
0.014	ผิวท่อคอนกรีตที่หล่อสำเร็จ
0.025	คลองดินขุดใหม่
0.030	คลองธรรมชาติ ไม่คดเคี้ยวและไม่มีพญาราก
0.040	คลองธรรมชาติ คดเคี้ยวเป็นหลุมเป็นบ่อ
0.033	คลองที่ขุดใหม่เป็นหิน (Rock Cuts)
0.013	ท่อโลหะทั่วไป

บทที่ 7 ไฮดรอลิคแรม (Hydraulic Ram)

1. คำนำ

เครื่องสูบน้ำเป็นเครื่องมือสำหรับการสูบน้ำจากที่ต่ำขึ้นสู่ที่สูง เพื่อให้สามารถส่งน้ำเพื่อการอุปโภค บริโภค การเกษตร อุตสาหกรรมและอื่นๆ เครื่องสูบน้ำในปัจจุบันส่วนใหญ่ใช้กระแสไฟฟ้า หรือ เครื่องยนต์เป็นต้นกำลังซึ่งมีค่าใช้จ่ายในการสูบน้ำ นับวันค่าใช้จ่ายในการสูบน้ำจะสูงขึ้นเรื่อยๆ ไฮดรอลิคแรมหรือตะบันน้ำเป็นเครื่องสูบน้ำที่ไม่ต้องใช้พลังงานอื่นนอกจากพลังงานจากการไหลของน้ำโดยอาศัยหลักการของ Water Hammer มีการพัฒนาและใช้งานในบริเวณพื้นที่น้ำตกหรือฝานตกน้ำเป็นเวลานานกว่าสองร้อยปี ถึงแม้จะมีข้อจำกัดหลายประการ อาทิเช่น ต้องมีศักยภาพน้ำเหมาะสม อัตราการสูบน้ำจำกัด มีการสูญเสียโดยเปล่าประโยชน์สูง จึงทำให้ใช้ได้กับบางพื้นที่เท่านั้น ดังนั้นในภาวะที่พลังงานมีราคาแพง จึงควรได้มีการพัฒนาและส่งเสริมให้มีการใช้ประโยชน์จากไฮดรอลิคแรมกันอย่างแพร่หลายต่อไป

ไฮดรอลิคแรม มีข้อดี ข้อเสีย ดังต่อไปนี้

ข้อดี

- (1) เสียค่าบำรุงรักษาต่ำ
- (2) ไม่ต้องการน้ำมันหล่อลื่น
- (3) ไม่ต้องการน้ำมันเชื้อเพลิงนอกจากน้ำ

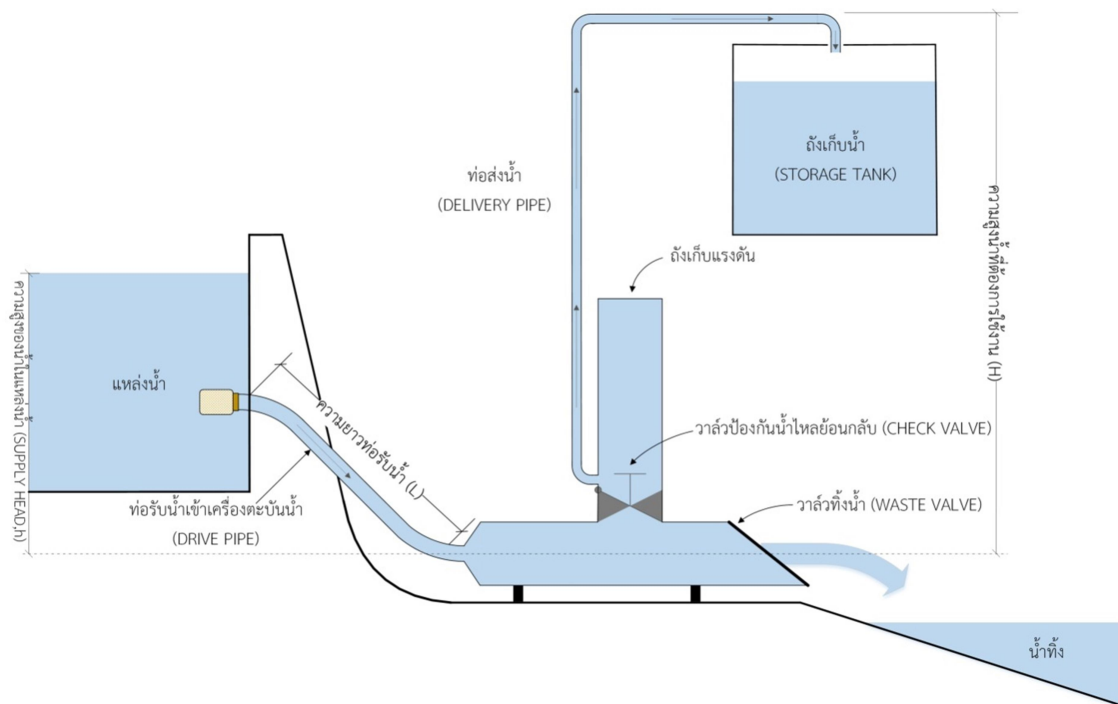
ข้อเสีย

- (1) เสียน้ำเป็นจำนวนมาก แต่ได้น้ำใช้ประโยชน์น้อยหรือประสิทธิภาพการใช้น้ำต่ำ
- (2) เกิดเสียงดังขณะทำงาน

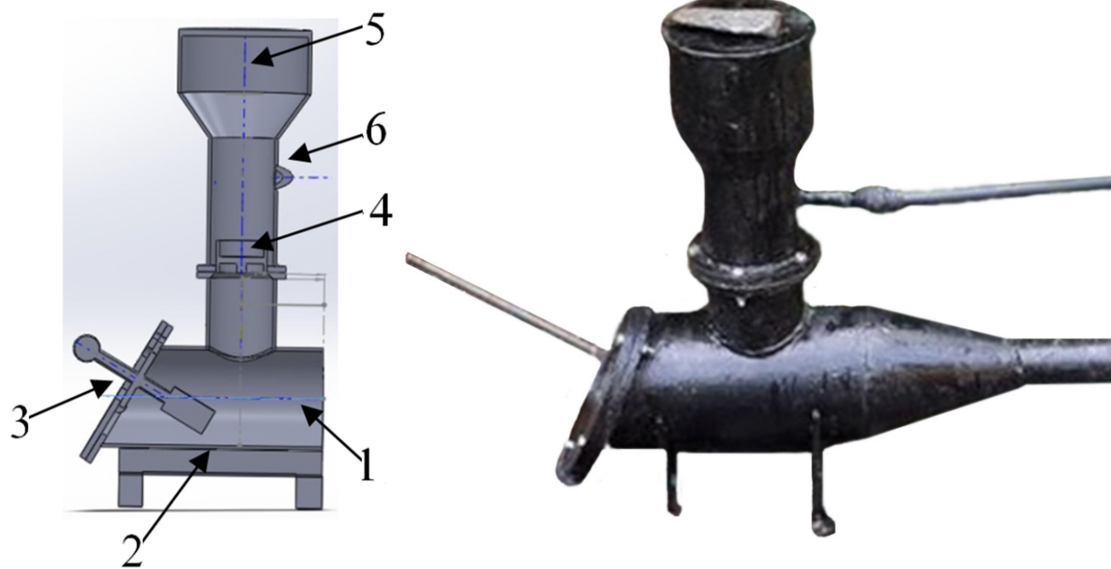
2. ส่วนประกอบของไฮดรอลิคแรม

ไฮดรอลิคแรมมีส่วนประกอบสำคัญดังแสดงในรูปที่ 1 คือ (1) ท่อส่งน้ำเข้าไฮดรอลิคแรม(Drive Pipe) (2) ถังรับน้ำ(Valve Box) (3) วาล์วทิ้งน้ำ (Waste Valve) ซึ่งสามารถเปิดปิดโดยอัตโนมัติเพื่อเพิ่มแรงดันในถังรับน้ำตามหลัก Water Hammer (4) วาล์วป้องกันไหลย้อนกลับ (Check Valve) หรือวาล์วส่งน้ำ (Delivery Valve) ซึ่งเชื่อมต่อกับถังแรงดัน (5) ถังแรงดัน(Pressure Chamber) รับน้ำจากถังรับน้ำเมื่อความดันน้ำในถังรับน้ำสูงขึ้นอันเนื่องมาจากปรากฏการณ์ Water Hammer (6) ท่อจ่ายน้ำ (Delivery Pipe) เพื่อนำน้ำไปใช้ประโยชน์

ส่วนประกอบสำคัญของไฮดรอลิคแรมคือวาล์วทิ้งน้ำ ซึ่งต้องมีกลไกให้เปิด-ปิดได้อย่างอัตโนมัติ ตามแรงดันน้ำ เมื่อเมื่อแรงดันน้ำในถังรับน้ำสูงพอ วาล์วจะเปิด ทำให้น้ำไหลผ่านวาล์วถือเป็นน้ำทิ้ง (Waste Water) เมื่อวาล์วทิ้งน้ำเปิด ความดันในถังรับน้ำจะลดลง เมื่อแรงดันลดลงถึงระดับหนึ่งวาล์วจะปิดอย่างรวดเร็ว ทำให้เกิดปรากฏการณ์ Water Hammer ความดันน้ำในถังรับน้ำจะเพิ่มขึ้น ทำให้น้ำไหลผ่าน Check Valve เข้าสู่ถังแรงดัน วาล์วทิ้งน้ำจะทำงานเปิด-ปิดหมุนเวียนต่อเนื่องเป็นจังหวะอย่างต่อเนื่องเพื่อทำการสูบน้ำ รายละเอียดวาล์วทิ้งน้ำแสดงอยู่ในรูปที่ 2 (คมเดชและคณะ. 2557)



รูปที่ 7-1 รายละเอียดไฮดรอลิกแรม



รูปที่ 7-2 รายละเอียดวาล์วทิ้งน้ำ

3. หลักการทำงานของไฮดรอลิคแรม

ไฮดรอลิคแรมทำงานตามหลักของ Water Hammer ขณะที่น้ำไหลในท่อด้วยความเร็ว $V=V_0$ ถ้าปิดวาล์วกระทันหัน น้ำจะหยุดไหล ความเร็วน้ำด้านหน้าวาล์วจะลดลงเป็นศูนย์ ($V=0$) ขณะเดียวกันความดันน้ำด้านหน้าวาล์วจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ยิ่งวาล์วปิดเร็วมากขึ้นเท่าใด ความดันน้ำจะเพิ่มสูงขึ้นเป็นเงาตามตัว จนสูงกว่าศักย์น้ำในแหล่งน้ำซึ่งส่งเข้าสู่ท่อส่งน้ำเข้าไฮดรอลิคแรมถึง V_0 มีค่ามาก และยิ่งปิดวาล์วเร็วมากขึ้น ความดันน้ำด้านหน้าวาล์วจะมีค่ามากขึ้น

ไฮดรอลิคแรมทำงานในวัฏหะปิดและเปิดวาล์วสลับไปมา ช่วงวาล์วทั้งน้ำปิดแรงดันน้ำจะทำให้วาล์วก้นน้ำไหลกลับเปิดให้น้ำไหลผ่านด้วยอัตรา Q ในทางกลับกันช่วงวาล์วทั้งน้ำเปิดแรงดันน้ำจะลดลง วาล์วก้นน้ำไหลกลับจะปิดน้ำจะถูกระบายทิ้งผ่านวาล์วน้ำทิ้งด้วยอัตรา Q หนึ่งรอบการทำงานของไฮดรอลิคแรมใช้เวลา (t_1+t_2) วินาที แบ่งเป็นช่วงส่งน้ำ(วาล์วทั้งน้ำปิด, Close) เท่ากับ t_2 วินาที และช่วงระบายน้ำทิ้ง (วาล์วทั้งน้ำเปิด, Open) เท่ากับ t_1 วินาทีดังรูปที่ 3

จากรูปจะสามารถคำนวณหาอัตราการส่งน้ำ (Q_0) อัตราการสูญเสียน้ำ (Q_w) และประสิทธิภาพการสูบน้ำของไฮดรอลิคแรม ในแต่ละช่วงจึงจะการทำงานได้ดังสมการ

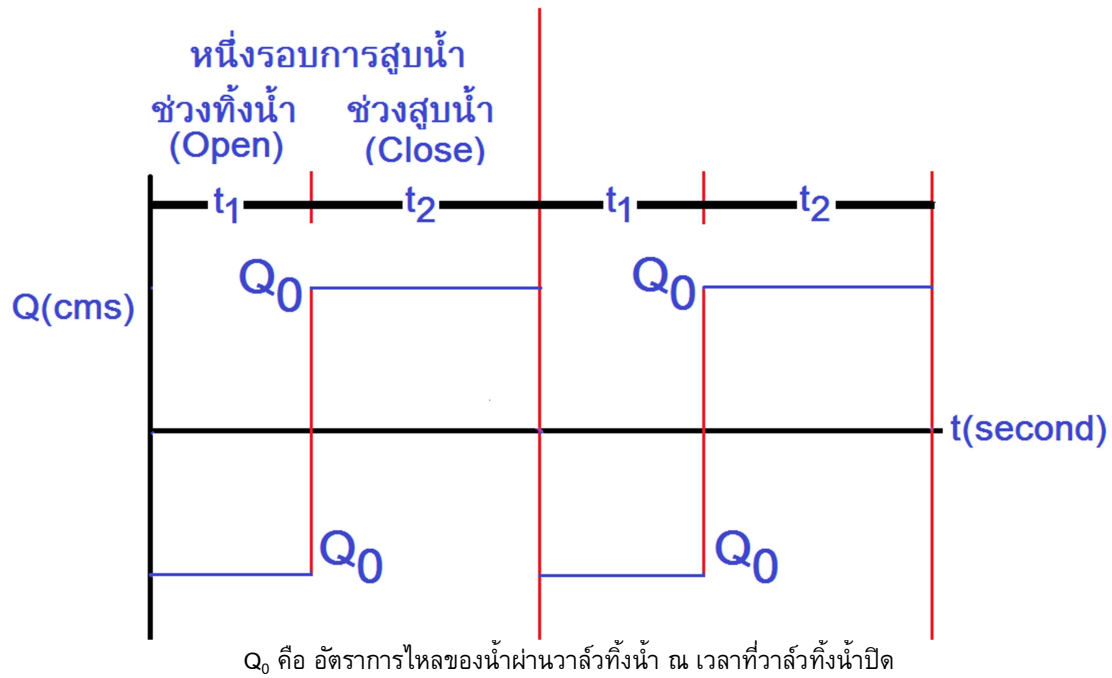
$$Q_w = Q_0 \frac{t_1}{t_1+t_2} \quad (7.1)$$

$$Q_D = Q_0 \frac{t_2}{t_1+t_2} \quad (7.2)$$

เมื่อ	Q_w	=	อัตราการสูญเสียน้ำผ่านวาล์วทั้งน้ำเฉลี่ยในหนึ่งช่วงการทำงาน(m^3/s)
	Q_D	=	อัตราการสูบน้ำเฉลี่ยในหนึ่งช่วงการทำงาน(m^3/s)
	Q_0	=	อัตราการไหลของน้ำในท่อเฉลี่ยในช่วงเวลา t_1, t_2 ตามลำดับ (m^3/s)
	t_1	=	ระยะเวลาที่วาล์วทั้งน้ำเปิด(s)
	t_2	=	ระยะเวลาที่วาล์วทั้งน้ำปิด (s)

$$E_1(\%) = 100 \frac{Q_D}{(Q_D+Q_w)} \quad (7.3)$$

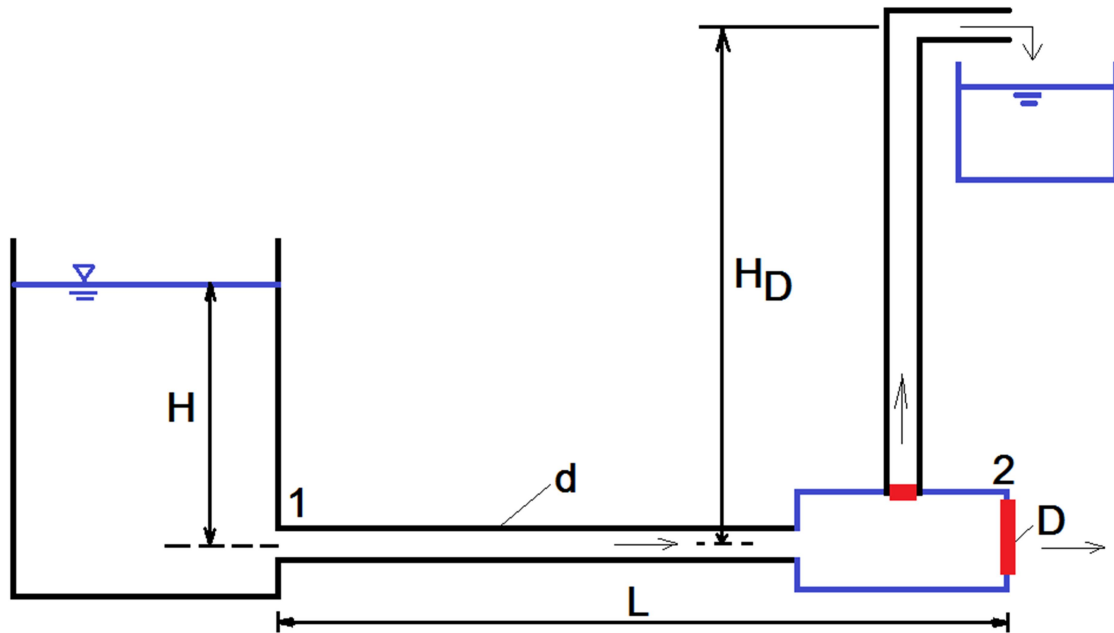
เมื่อ	$E_1(\%)$	=	ประสิทธิภาพการสูบน้ำ
-------	-----------	---	----------------------



รูปที่ 7-3 จังหวะการทำงานของไฮดรอลิคแรม

4. ทฤษฎีการคำนวณ

ทฤษฎีการคำนวณที่เกี่ยวข้องกับไฮดรอลิคแรมที่สำคัญคือ การคำนวณความเร็วน้ำที่ไหลผ่านท่อและวาล์ว และระยะเวลาที่เกิด Steady Flow หลังจากเปิดวาล์วทึงน้ำ หรือเรียกว่า Flow Established Time



รูปที่ 7-4 ไดอะแกรมไฮดรอลิคแรมประกอบการคำนวณ

4.1 การคำนวณความเร็วน้ำที่วาล์วทึ่่งน้ำและความเร็วน้ำในท่อ

หลังจากเปิดวาล์วทึ่่งน้ำ น้ำจะไหลด้วยอัตราเร่งเป็นระยะเวลาช่วงหนึ่งก่อนที่การไหลในท่อจะทรงตัว (Steady State หรือ Establishment of Flow) ความเร็วน้ำที่ไหลผ่านวาล์วทึ่่งน้ำที่ Steady State จะคำนวณได้จากสมการ

$$V_0 = \sqrt{\frac{2gH}{C_1}} \quad (7.4)$$

เมื่อ

V_0 = Steady State Velocity ที่วาล์วทึ่่งน้ำ (m/s)

H = ความสูงของน้ำในแหล่งน้ำ (Supply Head) วัดจากการระดับผิวน้ำถึงระดับศูนย์กลางของวาล์วทึ่่งน้ำ (m)

C_1 = สัมประสิทธิ์การสูญเสียพลังงานในระบบท่อ ซึ่งประกอบด้วย Friction Loss และ Minor Losses ในระบบท่อ Minor Losses ที่สำคัญได้แก่ Losses ที่ Entrance, Valve, Bend, Exit

$$C_1 = 1 + K_E + K_V + K_B + f \frac{L}{d} \quad (7.5)$$

ถ้าให้
$$C_V = \sqrt{\frac{1}{C_1}} \quad (7.6)$$

C_v = สัมประสิทธิ์ความเร็วของน้ำ (Water Velocity Coefficient) มีค่าระหว่าง 0.7 ($C_1=2.04$) ถึง 0.8 ($C_1=1.56$) กรณีไม่คิด Losses $C_1=1$

g = อัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลกเท่ากับ 9.81 m/s^2

H = ความสูงของน้ำในแหล่งน้ำ (Supply Head) วัดจากการระดับผิวน้ำถึงระดับศูนย์กลางของช่องระบายของล้นทั้งน้ำของตะบันน้ำ (m)

ให้ V_m คือ ความเร็วน้ำในท่อ (Drive Pipe) ที่ Supply Head (H) สามารถคำนวณหาได้จากสมการ

$$V_m = \frac{A_D}{A_d} V_0 \quad (7.7)$$

เมื่อ

V_m = ความเร็วน้ำในท่อที่ Steady State (m/s)

V_0 = ความเร็วน้ำที่วาล์วทั้งน้ำที่ Steady State (m/s)

A_D = พื้นที่หน้าตัดของวาล์วทั้งน้ำขณะเปิด (cm^2) = $\pi \frac{D^2}{4}$

A_d = พื้นที่หน้าตัดของท่อส่งน้ำ (Drive Pipe) (cm^2) = $\pi \frac{d^2}{4}$

$$Q_0 = Q_m = A_D \cdot V_0 = A_d \cdot V_m \quad (7.8)$$

เมื่อ Q_0 = อัตราการไหลของน้ำผ่านวาล์วทั้งน้ำ ณ เวลาที่วาล์วทั้งน้ำปิด (m^3/s)

Q_m = อัตราการไหลของน้ำในท่อ ณ เวลาที่วาล์วทั้งน้ำปิด (m^3/s)

4.2 การคำนวณระยะเวลาที่น้ำไหลแบบคงตัว (Time of Establishment of Flow)

Euler Equation

$$\frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial (H + \frac{V^2}{2g})}{\partial s} + \frac{fV|V|}{2gD} = 0 \quad (7.9)$$

Integrate the above Equation with respect to distance (s) from point 1 to point 2 (หรือ ระยะ L ในรูปที่

$$\int_1^2 \left(\frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial \left(H + \frac{V^2}{2g} \right)}{\partial s} + \frac{fV[V]}{2gD} \right) ds = 0$$

$$\int_1^2 \left(\frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} \right) ds = - \int_1^2 \left(\frac{\partial \left(H + \frac{V^2}{2g} \right)}{\partial s} + \frac{fV[V]}{2gD} \right) ds$$

$$\frac{L}{g} \frac{\partial V}{\partial t} = - \left(H + \frac{V^2}{2g} \right)_2 + \left(H + \frac{V^2}{2g} \right)_1 - f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

At point 2

$$H_2=0$$

$$\text{at time } t=0^+, V_2=0$$

$$\text{at time } t=t, V_2=V_0$$

At point 1

$$H_1=H$$

$$\text{at time } t=0^+, V_1=0$$

$$\frac{L}{g} \frac{\partial V}{\partial t} = H - \frac{V^2}{2g} - f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$\frac{L}{g} \frac{\partial V}{\partial t} = H - \left(1 + f \frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g}$$

After integrating V with respect to s, then the remaining derivative is a function of time only, an ordinary derivative.

$$\frac{L}{g} \frac{dV}{dt} = H - \left(1 + f \frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g} \quad (10)$$

$$dt = \frac{L}{g} \frac{dV}{\left\{ H - \left(1 + f \frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g} \right\}}$$

$$\int C_1 = \left(1 + f \frac{L}{D} \right)$$

$$dt = \frac{L}{g} \frac{dV}{\left(H - C_1 \frac{V^2}{2g}\right)} \quad (11)$$

จากสมการที่ (3), $H = C_1 \frac{V_0^2}{2g}$

$$dt = \frac{L}{g} \frac{dV}{\left(C_1 \frac{V_0^2}{2g} - C_1 \frac{V^2}{2g}\right)}$$

$$dt = \frac{2L}{C_1} \frac{dV}{(V_0^2 - V^2)}$$

$$\int_0^t dt = \frac{2L}{C_1} \int_0^V \frac{dV}{(V_0^2 - V^2)}$$

$$t = \frac{2L}{C_1} \left\{ \frac{1}{2V_0} \ln \left(\frac{V_0 + V}{V_0 - V} \right) \right\}$$

$$t = \frac{L}{C_1 V_0} \ln \left(\frac{V_0 + V}{V_0 - V} \right) \quad (12)$$

เมื่อ t = Flow Establishment Time (s)

Flow establishment time is infinite and the logarithm does not remain bounded as V approaches V_0 .

For the practical purposes, let $V=0.99V_0$

$$t = \frac{L}{C_1 V_0} \ln \left(\frac{1.99V_0}{0.01V_0} \right)$$

$$t = \frac{L}{C_1 V_0} \ln(1.99)$$

$$t = \frac{5.293L}{C_1 V_0} \quad (13)$$

หมายเหตุ ในการออกแบบไฮดรอลิคแรม ควรออกแบบให้ t_v (Waste Valve Opening Time) เท่ากับ t ในสมการที่ (13)

ตัวอย่างที่ 1 ท่อขนาด 0.60 เมตร ยาว 3,000 เมตร รับน้ำจากอ่างเก็บน้ำซึ่งระดับน้ำในอ่างสูงกว่าศูนย์กลางของวาล์วที่ปลายท่อ 25 เมตร ถ้าท่อที่ค่า Steady State Friction Factor (f) เท่ากับ 0.018 และสมมติว่ามีค่าคงที่ จงคำนวณหา

- (1) หลังจากเปิดวาล์วจะใช้เวลากี่วินาที น้ำจึงไหลด้วยความเร็ว 99% ของ Steady State Velocity ถ้าไม่คิดการสูญเสียพลังงาน
- (2) คำนวณข้อ (1) ใหม่ ถ้ากำหนดให้คิด Friction Loss แต่ไม่คิด Minor Losses
- (3) คำนวณข้อ (2) ใหม่ ถ้าคิด Minor Losses ด้วย กำหนดว่า Entrance Loss Coefficient (K_E)=0.5 และ Valve Loss Coefficient (K_V)=5.0

วิธีทำ $H=25$ m, $L=3000$ m, $D=0.6$ m

- (1) $C_1=1$

$$V_0 = \sqrt{\frac{2gH}{C_1}} = \sqrt{\frac{2 \times 9.81 \times 25}{1}} = 22.145 \text{ m/s}$$

$$t = \frac{5.293L}{C_1 V_0} = \frac{5.293 \times 3,000}{1 \times 22.145} = 717 \text{ s}$$

- (2) $C_1=1+f(L/D)=1+0.018 \times 3,000/0.6 = 90$ (No minor losses)

$$V_0 = \sqrt{\frac{2gH}{C_1}} = \sqrt{\frac{2 \times 9.81 \times 25}{90}} = 2.335 \text{ m/s}$$

$$t = \frac{5.293L}{C_1 V_0} = \frac{5.293 \times 3,000}{90 \times 2.335} = 75.56 \text{ s}$$

- (3) $C_1=1+K_E+K_V+f(L/D)=1+0.5+5+0.018 \times 3,000/0.6 = 95.5$ (No minor losses)

$$V_0 = \sqrt{\frac{2gH}{C_1}} = \sqrt{\frac{2 \times 9.81 \times 25}{95.5}} = 2.266 \text{ m/s}$$

$$t = \frac{5.293L}{C_1 V_0} = \frac{5.293 \times 3,000}{95.5 \times 2.266} = 73.377 \text{ s}$$

5. สูตรการคำนวณไฮดรอลิคแรม อันเนื่องมาจากพระราชดำริ

ไฮดรอลิคแรม อันเนื่องมาจากพระราชดำริมีลักษณะดังรูปที่ 5 และมีวิธีเรียกชื่อตามขนาดของท่อส่งน้ำ (Drive Pipe) และท่อจ่ายน้ำ (Delivery Pipe) ดังนี้

RIM-D₁ x D₂ HD

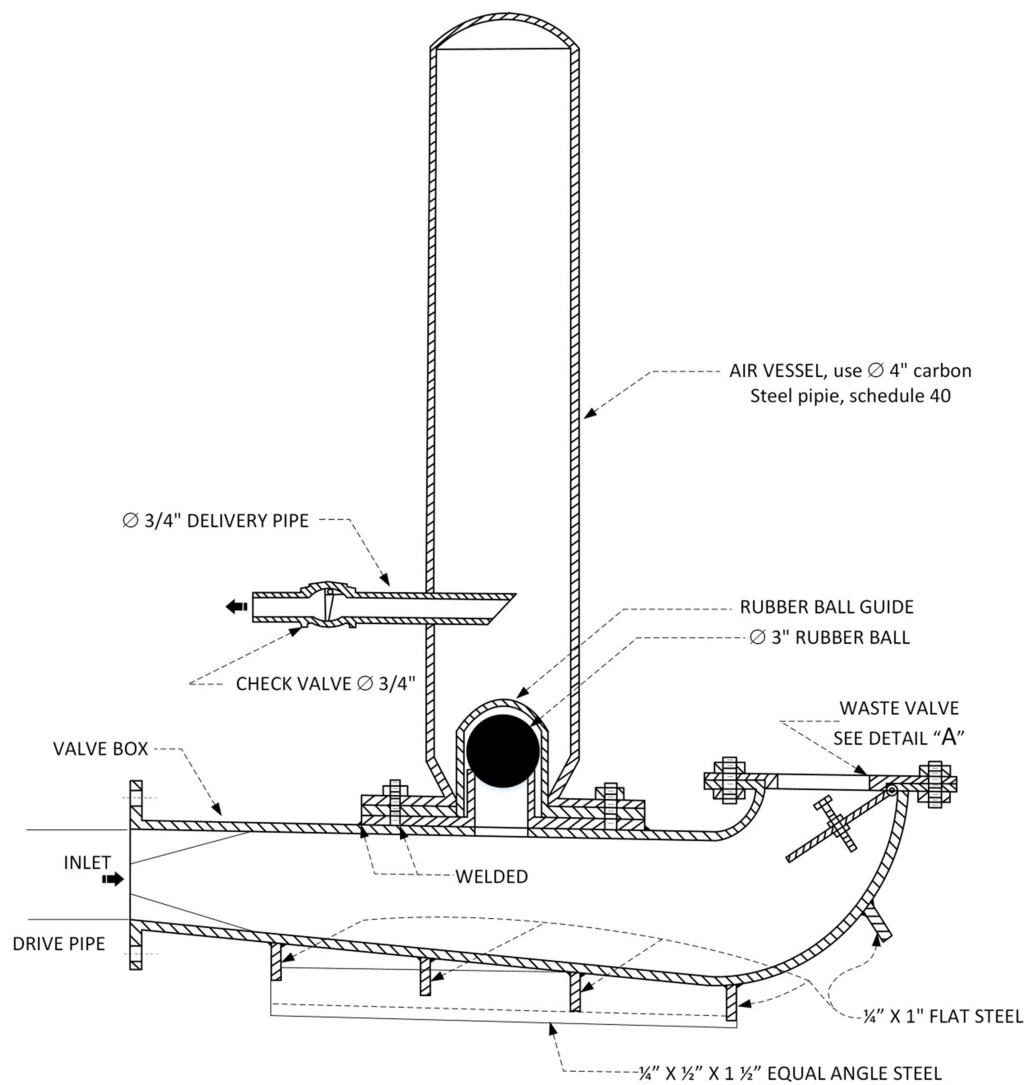
เมื่อ

D₁ คือขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อส่งน้ำ (Drive Pipe)(in.)

D₂ คือขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อจ่ายน้ำ (Delivery Pipe) (in.)

RIM = Royal Initiated Machine

HD=Hydraulic Ram



Cross sectional view

รูปที่ 5 ไฮดรอลิคแรม อันเนื่องมาจากพระราชดำริ แบบ RIM-2x3/4 HD

ความเร็วน้ำคงตัวที่วาล์วทั้งน้ำ (V_0)

$$V_0 = \sqrt{\frac{2gH}{1+f\frac{L}{d}}} = \sqrt{\frac{2gH}{1+0.024\frac{L}{d}}} \quad (14)$$

เมื่อ

H=ความสูงของน้ำ (Supply Head) (m)

L=ความยาวท่อ (m)

d=เส้นผ่าศูนย์กลางท่อ (m)

ความเร็วน้ำสูงสุดในท่อ (V_m)

$$V_m = \left(\frac{A_D}{A_d}\right) V_0 \quad (15)$$

A_D =พื้นที่หน้าตัดวาล์วทั้งน้ำ

A_d =พื้นที่หน้าตัดท่อ

ระยะเวลาที่น้ำไหลด้วยความเร็ว V_m หลังจากเปิดวาล์วทั้งน้ำมีหน่วยเป็นวินาที (t_1) หรือ Waste Valve

Opening Phase

$$t_1 = \frac{LV_m}{gH} \quad (16)$$

เมื่อ

H=ความสูงของน้ำที่แหล่งน้ำ (Supply Head) (m)

ระยะเวลาที่เปิดวาล์วจ่ายน้ำเป็นวินาที (t_2) หรือ Waste Valve Closing Phase

$$t_2 = \frac{LV_m}{gH_D} \quad (17)$$

เมื่อ

H_D =ความสูงของน้ำที่ต้องการสูบไปใช้งาน (Delivery Head) (m)

ดังนั้น $t_1 + t_2$ คือระยะเวลาไฮดรอลิคแรมทำงานครบ 1 จังหวะ(Cycle) คือ วาล์วทั้งน้ำเปิด(Waste Valve Open) เพื่อให้น้ำไหลด้วยอัตราเร่งแล้วจึงปิดวาล์วทั้งน้ำ (Waste Valve Close) พร้อมกับเปิดวาล์วจ่ายน้ำเพื่อส่งน้ำไปใช้งาน

จำนวนครั้งที่ไฮดรอลิคแรมทำงานในหนึ่งนาที หาได้จากสมการ

$$\text{No. of Operating Cycles per minutes} = \frac{60}{t_1 + t_2} \quad (18)$$

$$Q_w = \pi \left(\frac{d^2}{4}\right) \left(\frac{V_m}{2}\right) t_1 \left(\frac{60}{t_1 + t_2}\right) \quad (19)$$

$$Q_D = \pi \left(\frac{d^2}{4} \right) \left(\frac{V_m}{2} \right) t_2 \left(\frac{60}{t_1 + t_2} \right) \quad (18)$$

เมื่อ

Q_w = ปริมาณน้ำที่ไหลผ่านวาล์วทั้งน้ำล้นทั้ง (m³/min)

Q_D = ปริมาณน้ำที่ไหลสูบล่งไปใช้งาน (m³/min)

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อส่งน้ำ (m)

ประสิทธิภาพการใช้พลังงานในการสูบน้ำของไฮดรอลิคแรม จะสามารถคำนวณได้จากสูตร

$$E_2(\%) = 100 \frac{Q_D(H_D + H)}{(Q_w + Q_D)H} \quad (20)$$

เมื่อ E_2 = ประสิทธิภาพการใช้พลังงานในการสูบน้ำของไฮดรอลิคแรม(%)

6. ตัวอย่างการคำนวณไฮดรอลิคแรม อันเนื่องมาจากพระราชดำริ

ตัวอย่างที่ 2 ต้องการติดตั้งไฮดรอลิคแรมแบบ RIM-5 x 1.5 HD จำนวนหนึ่งเครื่องที่บริเวณฝายทดน้ำแห่งหนึ่ง ซึ่งมีข้อมูลดังต่อไปนี้

$H=2$ m.

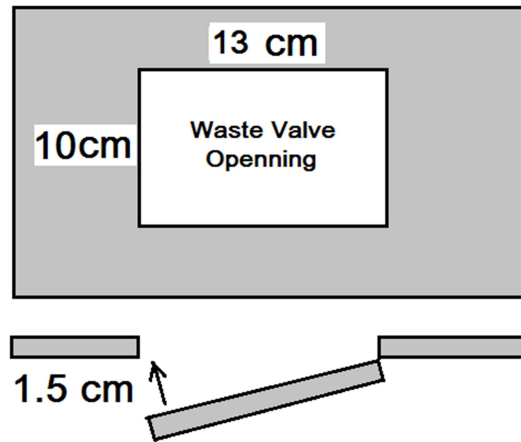
$D_1= 5$ in. = $5 \times 0.0254 = 0.127$ m. = d

$L=10$ m.

$H_D=30$ m.

ระยะเปิด-ปิดวาล์วทั้งน้ำ= 1.5 cm. ซึ่งสามารถคำนวณหา A_w ได้ดังรูปที่ 6

$$A_w = (10 \times 1.5) + 2(0.5 \times 13 \times 1.5) = 34.5 \text{ cm}^2$$



รูปที่ 6 การคำนวณ A_w ของไฮดรอลิคแรม RIM-5 x 1.5 HD

$$A_d = \pi \frac{d^2}{4} = 3.14 \left(\frac{12.7^2}{4} \right) = 126.6 \text{ cm}^2$$

$$V_0 = \sqrt{\frac{2gH}{1 + 0.024 \frac{L}{d}}} = \sqrt{\frac{2 \times 9.81 \times 2}{1 + 0.024 \times \frac{10}{12.7}}} = 3.68 \text{ m/s}$$

$$V_m = \frac{A_w}{A_d} V_0 = \frac{34.5}{126.6} \times 3.68 = 1.003 \text{ m/s}$$

$$t_1 = \frac{LV_m}{gH} = \frac{10 \times 1.003}{9.81 \times 2} = 0.51 \text{ s}$$

$$t_2 = \frac{LV_m}{gH_D} = \frac{10 \times 1.003}{9.81 \times 30} = 0.034 \text{ s}$$

$$t_1 + t_2 = 0.51 + 0.034 = 0.544 \text{ s}$$

$$\begin{aligned} Q_w &= \pi \left(\frac{d^2}{4} \right) \left(\frac{V_m}{2} \right) t_1 \left(\frac{60}{t_1 + t_2} \right) \\ &= 3.14 \left(\frac{0.127^2}{4} \right) \left(\frac{1.003}{2} \right) 0.51 \left(\frac{60}{0.544} \right) = 0.3572 \text{ m}^3/\text{min} \end{aligned}$$

$$Q_D = \pi \left(\frac{d^2}{4} \right) \left(\frac{V_m}{2} \right) t_2 \left(\frac{60}{t_1 + t_2} \right)$$

$$= 3.14 \left(\frac{0.127^2}{4} \right) \left(\frac{1.003}{2} \right) 0.034 \left(\frac{60}{0.544} \right) = 0.0238 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$E_1 = 100 \frac{Q_D}{(Q_D + Q_W)} = 100 \frac{0.0238}{(0.0238 + 0.3572)} = 6.3\%$$

$$E_2 = 100 \frac{Q_D(H_D + H)}{(Q_W + Q_D)H} = 100 \frac{0.0238 \times (30 + 2)}{(0.3572 + 0.0238) \times 2} = 99.9\%$$

7. ความสามารถในการสูบน้ำของไฮดรอลิคแรม อันเนื่องมาจากพระราชดำริ

ไฮดรอลิคแรม อันเนื่องมาจากพระราชดำรินี้มี 5 ขนาด ตามขนาดของท่อส่งน้ำ (Drive Pipe) และท่อจ่ายน้ำ (Delivery Pipe) คือ

RIM-2 x ¾ HD

RIM-3 x 1 HD

RIM-4 x 1¼ HD

RIM-5 x 1½ HD

RIM-6 x 2 HD

ไฮดรอลิคแรมแต่ละขนาดมีความสามารถในการสูบน้ำแตกต่างกัน เมื่อทราบขนาดของไฮดรอลิคแรม และค่า H, H_D จะสามารถหาความสามารถในการสูบน้ำ Q_D(l/min) ได้ดังตารางที่ 1-5 ตามลำดับ

ตารางที่ 6 แสดงปริมาณการสูญเสียในการขับเคลื่อนไฮดรอลิคแรม Q_W(l/min) แต่ละขนาด

ตารางที่ 1 ความสามารถในการสูบน้ำของไฮดรอลิคแรม RIM-6 x 2 HD

ความสูงของระดับน้ำที่ แหล่งน้ำ H(m)	ยกน้ำสูง H _D (m)										
	3	5	10	15	20	30	40	50	60	80	100
	ปริมาณน้ำที่สูบได้ Q _D (l/min)										
1	61	40	21	15							
2		100	58	41	34	22					
3			98	71	56	38	30	24			
4				105	82	58	45	36	30		
5				138	110	77	62	50	42	32	
6				174	140	102	80	67	55	42	34
7					170	124	93	80	68	52	42
8					200	148	117	96	82	63	51
9						172	136	113	97	75	61
10						196	157	130	112	87	71

ตารางที่ 2 ความสามารถในการสูบน้ำของไฮดรอลิคแรม RIM-5 x 1½ HD

ความสูงของระดับน้ำที่ แหล่งน้ำ H(m)	ยกน้ำสูง H _D (m)										
	ปริมาณน้ำที่สูบได้ Q _D (l/min)										
	3	5	10	15	20	30	40	50	60	80	100
1	52	35	19	13							
2		85	50	35	27	18					
3		137	84	61	48	33	26	20			
4			122	89	71	50	39	32	27		
5				114	95	68	53	43	37	28	
6				148	119	86	67	55	47	36	29
7					148	108	85	70	59	46	38
8					172	126	100	83	71	55	45
9						147	117	97	83	65	53
10						168	134	112	95	75	61

ตารางที่ 3 ความสามารถในการสูบน้ำของไฮดรอลิคแรม RIM-4 x 1¼ HD

ความสูงของระดับน้ำที่แหล่งน้ำ H(m)	ยกน้ำสูง H _D (m)										
	ปริมาณน้ำที่สูบได้ Q _D (l/min)										
	3	5	10	15	20	30	40	50	60	80	100
1	40	27	15	10							
2		66	38	27	20	13					
3		105	64	42	36	25	19				
4			93	68	54	38	29	24	20		
5				92	73	52	41	33	28	22	
6				113	91	66	52	42	36	27	22
7					112	81	64	53	45	35	28
8					131	96	76	64	54	42	34
9						113	90	74	64	49	41
10						128	103	85	73	57	47

ตารางที่ 4 ความสามารถในการสูบน้ำของไฮดรอลิคแรม RIM-3 x 1 HD

ความสูงของระดับน้ำที่แหล่งน้ำ H(m)	ยกน้ำสูง H _D (m)										
	ปริมาณน้ำที่สูบได้ Q _D (l/min)										
	3	5	10	15	20	30	40	50	60	80	100
1	20	14	7	5							
2		34	19	14	11	7					

3	54	33	24	18	13	10				
4		47	35	27	19	15	12	10		
5			46	37	26	21	17	14	10	
6			57	47	34	26	22	18	14	12
7				57	42	33	27	23	17	14
8				67	50	39	32	28	22	17
9					57	46	38	32	25	20
10					65	52	54	37	29	23

ตารางที่ 5 ความสามารถในการสูบน้ำของไฮดรอลิคแรม RIM-2 x ¾ HD

ความสูงของระดับน้ำที่แหล่งน้ำ H(m)	ยกน้ำสูง H _D (m)										
	3	5	10	15	20	30	40	50	60	80	100
	ปริมาณน้ำที่สูบได้ Q _D (l/min)										
1	12	8	4	3							
2		20	11	8	6	4					
3		32	19	14	11	7	5				
4			28	21	16	12	9	7			
5				27	22	16	12	10	8		
6				35	28	20	15	13	11	8	
7					35	25	19	17	14	10	8
8					40	30	24	19	16	13	10
9						35	27	23	19	15	12
10						39	31	27	22	17	14

ตารางที่ 6 อัตราการใช้น้ำในการขับไฮดรอลิคแรมแบบต่างๆ

ไฮดรอลิคแรม	ความสูงของระดับน้ำที่แหล่งน้ำ H(m)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	ปริมาณน้ำที่ไหลผ่านวาล์วทั้งน้ำQ _w (l/min)									
RIM-6 x 2 HD	230	330	404	467	522	575	614	652	686	714
RIM-5 x 1½ HD	196	281	346	400	446	488	533	557	586	610
RIM-4 x 4 x 1¼ HD	150	215	260	305	344	370	402	425	448	466
RIM-3 x 1 HD	77	110	133	155	175	190	206	218	228	238
RIM-2 x ¾ HD	56	66	79	94	104	112	125	130	137	132

8. เอกสารอ้างอิง

คมเดช พัวพงษ์ไพโรจน์ ธนภฤต หิรัญวิบูลย์วรารุช วุฒิวิชัย และจิระกานต์ ศิริวิชัยไมตรี (2557). การพัฒนาวาล์ว
 ทิ้งน้ำของเครื่องตะบันน้ำ. โครงการวิศวกรรมชลประทาน ภาควิชาวิศวกรรมชลประทาน คณะวิศวกรรมศาสตร์
 กำแพงแสน. 14 น.

นิรนาม (มปป). ไฮดรอลิคแรม อันเนื่องมาจากพระราชดำริ. 88 น.

Streeter, V.L. and E.B.Wylie (1975). Fluid Mechanics, 6th Edition. McGraw-Hill Kogakusha, Ltd., Tokyo. 752 p.

Larock, B.E., Jeppson, R.W. and G.Z Watters (2000). Hydraulic of Pipe Systems. CRC Press LLC, USA.
 537p.