

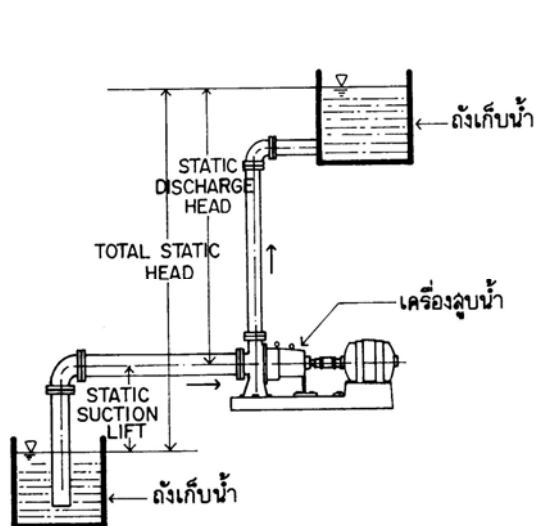
บทที่ 6

เครื่องสูบน้ำ

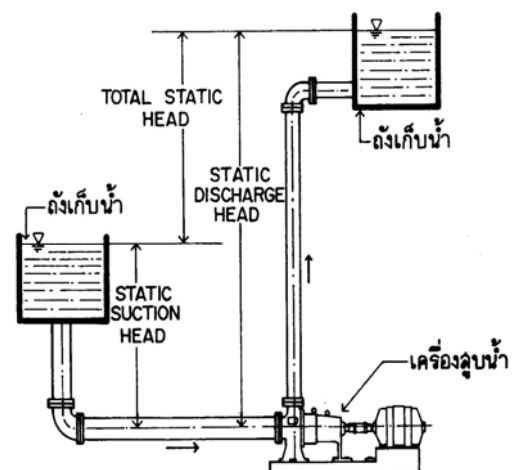
เครื่องสูบน้ำหรือปั๊มคือ เครื่องจักรกลชลศาสตร์ชนิดหนึ่งที่ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานกล (mechanical energy) ให้เป็นพลังงานชลศาสตร์ (hydraulic energy) หรือพลังงานน้ำ ซึ่งจะยกน้ำให้มีระดับสูงขึ้นหรือใช้เป็นเครื่องแรงน้ำให้ไหลในท่อได้เร็วยิ่งขึ้น การคำนวณหาค่ากำลังของปั๊ม ด้วยสมการพลังงาน ดังนี้

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_a = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L$$

เมื่อ h_a = พลังงานหรือเฮดทั้งหมดที่ได้จากปั๊ม



เครื่องสูบน้ำติดตั้งไว้สูงกว่าระดับน้ำในถัง



เครื่องสูบน้ำติดตั้งไว้ต่ำกว่าระดับน้ำในถัง

Static Suction Lift ใช้กับระบบสูบน้ำที่มีปั๊ม ติดตั้งไว้สูงกว่าระดับน้ำในถัง คือเป็นระยะสูงในแนวตั้ง ระหว่างผิวน้ำกับปั๊ม

Static Suction Head จะใช้กับระบบสูบน้ำที่มีปั๊มน้ำติดตั้งไว้ต่ำกว่าระดับน้ำในถัง คือเป็นระยะสูงในแนวตั้ง ระหว่างผิวน้ำกับปั๊ม

Static Discharge Head คือ ระยะสูงในแนวตั้ง ระหว่างปั๊มน้ำกับผิวน้ำในถังเก็บน้ำซึ่งรับน้ำหนักจากปั๊มน้ำ

Total Static Head คือ ระยะสูงในแนวตั้งระหว่างผิวน้ำในถังเก็บน้ำทั้งสอง

Friction Head ในที่นี้หมายถึง ความดันที่ต้องการสำหรับทดแทนความดันส่วนที่ลดลง เนื่องจากการไหลของน้ำผ่านท่อและข้อต่อต่างๆ โดยขึ้นอยู่กับขนาดท่อ อัตราการของน้ำ คุณสมบัติของน้ำ

Velocity Head เป็นพลังงานของน้ำที่เกิดขึ้น เนื่องจากการไหลของน้ำ ที่มีความเร็วเท่ากับ v โดยจะมีหน่วยของ Velocity Head เป็นเมตร

Pressure Head คือ ระยะสูงของน้ำเป็นเมตรที่มีผลมาจากการลดความดันที่เกิดขึ้น ซึ่งอาจจะมาจากเครื่องสูบน้ำโดยตรง หรือถึงความดัน

Total Dynamic Suction Lift คือค่ารวมกันของค่า Static Suction Lift & Velocity Head ของท่อดูด

Total Dynamic Suction Head ใช้สำหรับน้ำติดตั้งไว้ต่ำกว่าระดับน้ำในถัง

Total Dynamic Discharge Head คือ ค่ารวมกันของค่า Static Discharge Head ค่า Velocity Head ของท่อจ่าย และค่า Friction Head ของท่อจ่าย

Total Head (H) หรือ Total Dynamic Head (TDH) คือ ค่ารวมกันของค่า Dynamic Discharge Head กับค่า Total Dynamic Suction Lift สำหรับระบบที่ติดตั้งน้ำไว้สูงกว่าระดับน้ำในถัง และคือค่าผลต่างของค่า Total Dynamic Discharge Head กับค่า Total Dynamic Suction Head สำหรับปั้มน้ำที่ติดตั้งไว้สูงกว่าระดับน้ำในถัง

กำลังงาน (Power) ที่ปั้มให้แก่ของเหลว หาได้จากสมการ ดังนี้

แต่อย่างไรก็ตาม การทำงานของปั้มจะมีการสูญเสียพลังงานอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในเครื่องจักรหรือปั้มเองและจากการเคลื่อนที่ของของเหลว ดังนั้น กำลังงานที่ต้องให้แก่ปั้มมีค่าสูงกว่ากำลังงานที่ปั้มให้แก่ของเหลวดังสมการ ต่อไปนี้

เมื่อ P_1 = กำลังงานที่ต้องให้แก่ปั้ม

e_m = ประสิทธิภาพของปั้ม

6.1 ปัจจัยที่ต้องพิจารณาในการเลือกปั๊ม

เครื่องสูบน้ำที่ต้องการใช้ควรมีขนาด และประเภทที่เหมาะสมกับงาน เพื่อจะได้ประสิทธิภาพของเครื่องสูงที่สุด และมีค่าดำเนินการต่ำที่สุด โดยปกติขนาดของเครื่องสูบน้ำที่นิยมใช้กันคือ สามารถรับปริมาณน้ำใช้สูงสุดรวมกับปริมาณน้ำดับเพลิง ที่ที่ความดันของน้ำในท่อส่งเพียงพอ เมื่อจะต้องเลือกปั๊มเพื่อการใช้งานในด้านต่าง ๆ จำเป็นที่จะต้องพิจารณาปัจจัย ดังนี้

1. ธรรมชาติของของเหลว เช่น อุณหภูมิ ความถ่วงจำเพาะ ความหนืด ความดันไอ
2. อัตราการสูบเชิงปริมาตร
3. เงื่อนไขทางด้านท่อดูด
4. เงื่อนไขทางด้านท่อส่ง
5. พลังงานหรือเฮดทั้งหมดที่ได้จากปั๊ม
6. ชนิดของระบบท่อที่ปั๊มจะต้องเชื่อมต่อ
7. ชนิดของแหล่งพลังงานที่จะให้แก่ปั๊ม เช่น พลังงานไฟฟ้า พลังงานจากน้ำมัน พลังงานเครื่องกล พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานจากลม พลังงานจากน้ำ พลังงานจากแรงคน หรือ พลังงานจากแหล่งอื่นๆ เป็นต้น
8. ข้อจำกัดในเรื่อง ขนาดพื้นที่ติดตั้ง น้ำหนักปั๊ม และตำแหน่งติดตั้ง
9. เงื่อนไขทางด้านสิ่งแวดล้อม
10. ราคาของปั๊ม ค่าติดตั้ง และค่าการบำรุงรักษา

6.2 ชนิดของปั๊ม

ปั๊มแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ Positive displacement และ Kinetic

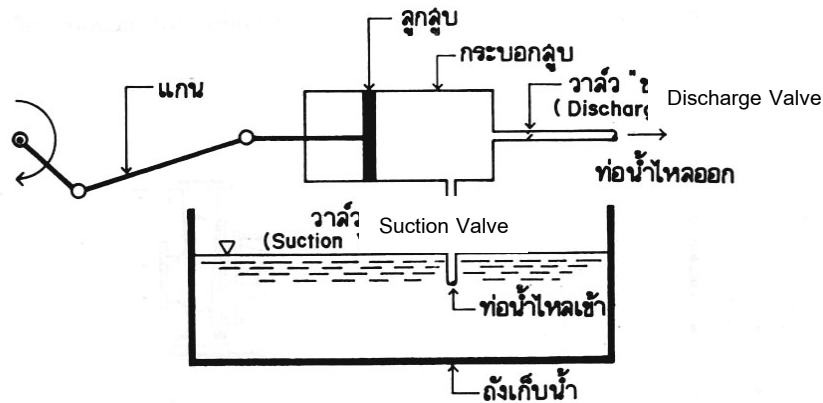
6.2.1 ปั๊มแบบ Positive-Displacement

Rotary



เป็นปั๊มที่สร้างง่าย ราคาถูก และบำรุงรักษาง่าย เหมาะสำหรับการใช้งานที่ต้องการความดันต่ำ อัตราการไหล (ประมาณ 500 gpm) ส่วนมากจะนิยมนำไปสูบน้ำเพื่อใช้เฉพาะภายในบ้านพักอาศัย

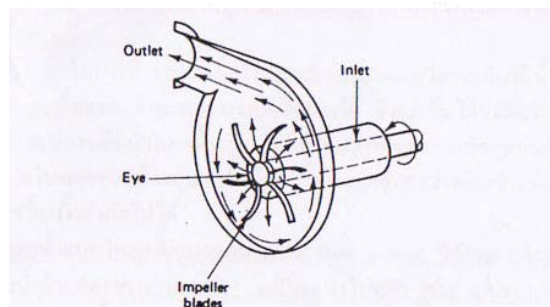
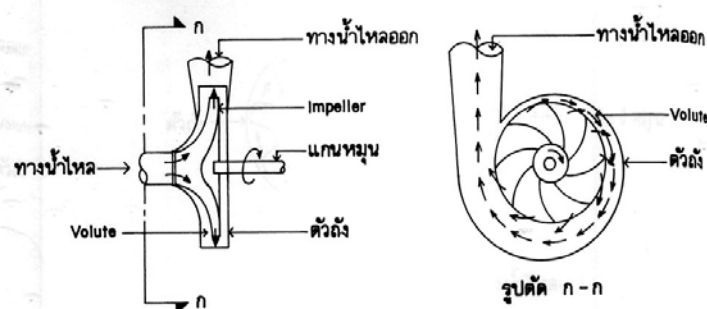
Reciprocating



6.2.2 ปั๊มแบบ Kinetic

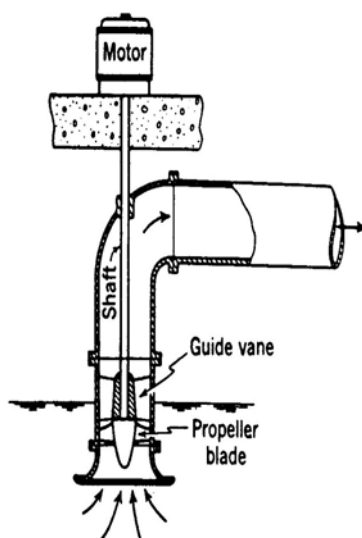
1) Radial flow (Centrifugal); ปั๊มน้ำชนิดแรงเหวี่ยง

ระบบจ่ายน้ำประปา และระบบระบายน้ำทิ้ง นิยมใช้ปั๊มน้ำชนิดนี้ ซึ่งปั๊มสามารถสูบน้ำที่มีความดันสูงมาก อาจสูบได้สูงถึง 80-3000 เมตร และสามารถสูบน้ำได้ในปริมาณมาก ๆ อาจสูบได้สูงถึง 200 m³/min นอกจากนี้ สามารถนำมาใช้กับของเหลวที่มีความหนืด และมีความสกปรกได้ ลักษณะการทำงานของปั๊มชนิดนี้คือ น้ำจะไหลเข้าในแนวตั้งฉากกับใบพัดปั๊มน้ำ เมื่อใบพัดหมุนจะเกิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง ทำให้น้ำไหลออกจากใบพัดตามแนวรัศมีของใบพัดเกิดพลังงานจลน์ (kinetic energy) เพิ่มขึ้น จากนั้นน้ำจะไหลผ่านช่องว่างระหว่างใบพัด (impeller) กับเรือนเครื่องสูบน้ำ (casing) ที่มีการขยายออกอย่างช้า ๆ ทำให้ความเร็วลดลง และพลังงานจลน์จะเปลี่ยนไปเป็นพลังงานความดัน (pressure energy) ยกน้ำให้สูงขึ้นได้



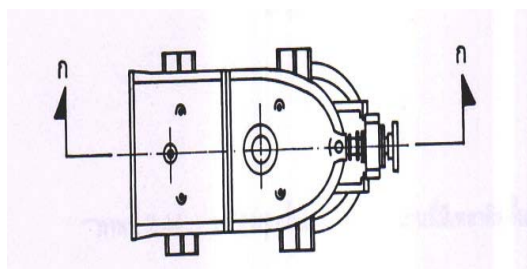
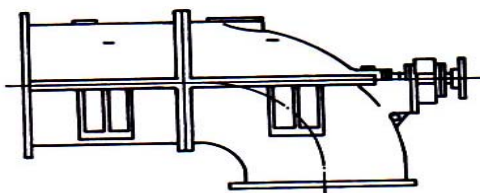
2) Axial flow (Propeller); ปั๊มน้ำชนิดไหลตามแกน

ในกรณีที่ต้องการสูบน้ำด้วยอัตราการไหลมาก ๆ แต่มีเฮดน้ำไม่มาก เช่น งานระบายน้ำ งานชลประทาน หรือใช้สูบน้ำที่มีตะกอนปนมาด้วย จะนำปั๊มน้ำชนิดนี้มาใช้ ซึ่งเป็นปั๊มน้ำที่มีใบพัดเพียง 2-4 ใบ ในบางกรณี สามารถปรับมุมของใบพัดเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการสูบน้ำได้ด้วย

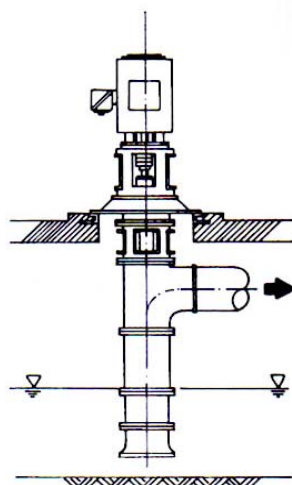


ปั๊มน้ำชนิดไหลตามแนวแกนนิยมใช้ในงานสูบน้ำฝนเพื่อระบายน้ำทิ้ง สูบน้ำทิ้ง ออกจากระบบบำบัดน้ำเสีย และไม่นิยมใช้กับน้ำเสียที่มีตะกอนมาก ซึ่งเหมาะสำหรับการสูบน้ำที่มีปริมาณมาก ๆ แต่ต้องการการสูบน้ำขึ้นไม่สูงมากนัก โดยทั่วไปจะใช้สูบน้ำขึ้นไม่เกิน 5 m ทั้งนี้สามารถแบ่งปั๊มน้ำแบบไหลตามแนวแกนออกเป็น 2 ประเภทย่อย ดังนี้

- ปั๊มน้ำชนิดไหลตามแนวแกนหมุนที่มีเพลาดัดตั้งแนวนอน (Horizontal Axial Flow Pump)

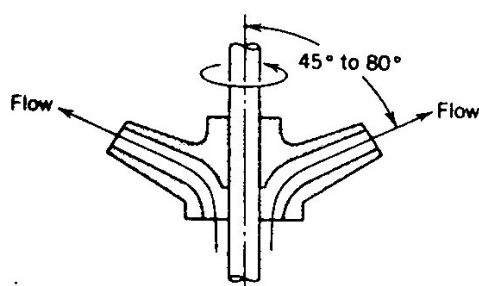


- ปั๊มน้ำชนิดไหลตามแนวแกนหมุนที่มีเพลาดัดตั้งแนวตั้ง (Vertical Axial Flow Pump)



3) Mixed flow; ปั๊มน้ำชนิดไหลผสม

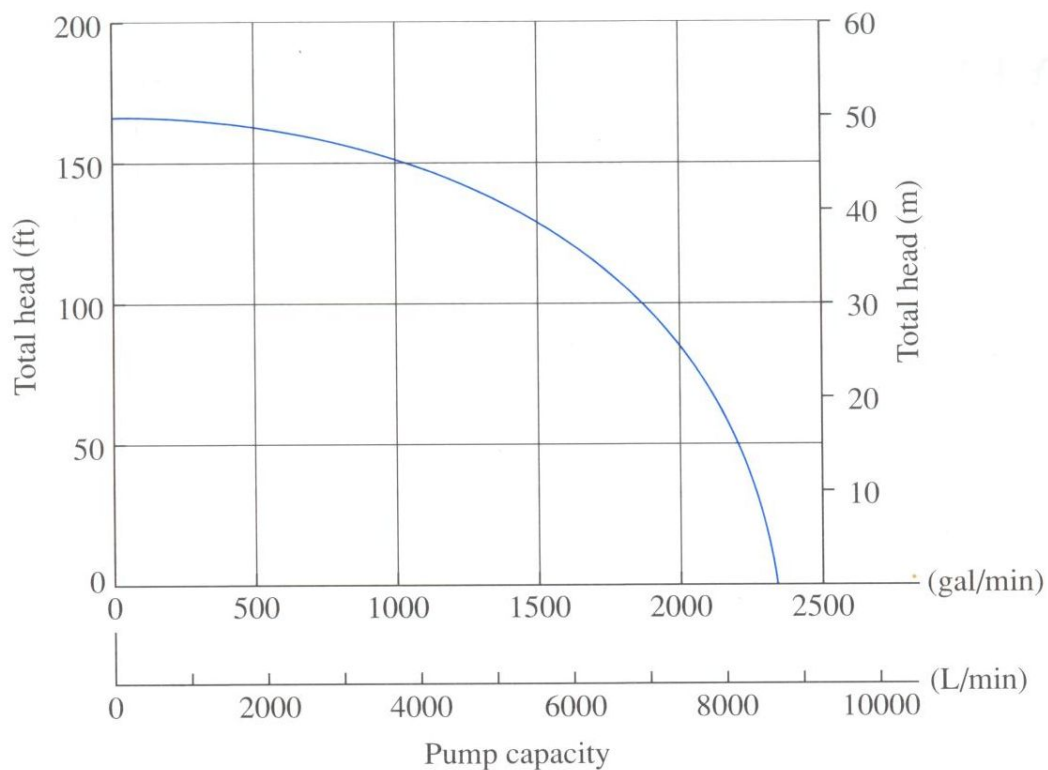
ปั๊มน้ำชนิดไหลผสม คือปั๊มน้ำที่มีระบบการทำงานอยู่ระหว่างปั๊มน้ำชนิดแรงเหวี่ยงกับปั๊มน้ำชนิดไหลตามแนวแกน โดยนำข้อดีของปั๊มน้ำจากทั้งสองแบบนี้มารวมไว้ที่เครื่องสูบน้ำแบบนี้ เหมาะสำหรับสูบน้ำที่มีอัตราการไหลและเสื่อน้ำปานกลาง โดยลักษณะการไหลของน้ำจะออกจากใบพัดในแนวทแยงเป็นมุมประมาณ $45^{\circ} - 80^{\circ}$ กับแกนเพลาชองใบพัด ซึ่งจะอาศัยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางและแรงดันน้ำของใบพัดในแนวขนานกับเพลาชองใบพัด ทั้งนี้สามารถแบ่งปั๊มน้ำแบบไหลผสมออกเป็น 2 ประเภทย่อย ดังนี้



- ปั๊มน้ำชนิดไหลผสมที่มีเพลาดัดตั้งแนวนอน (Horizontal Mixed Flow Pump) นิยมใช้กับการสูบน้ำที่มีปริมาณมาก และมีระยะสูบขึ้นถึง 12 เมตร นิยมใช้ในงานชลประทาน การระบายน้ำประเภทต่าง ๆ ใช้ได้กับน้ำเสียที่มีตะกอนมาก ๆ
- ปั๊มน้ำชนิดไหลผสมที่มีเพลาดัดตั้งแนวตั้ง (Vertical Mixed Flow Pump) มีการใช้งานและลักษณะการทำงานของปั๊มที่คล้ายคลึงกับปั๊มน้ำชนิดไหลผสมที่มีเพลาดัดตั้งแนวนอน แต่สามารถสูบน้ำขึ้นได้ถึง 20 เมตร

6.3 ข้อมูลการทำงานของปั้มน้ำชนิดเซนตริฟลูอัล (Centrifugal)

เนื่องจากลักษณะการทำงานของปั้มน้ำชนิดเซนตริฟลูอัลจะอาศัยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง จึงทำให้การวิเคราะห์อัตราการทำงานของปั้มนี้นี้มีความซับซ้อนมาก ดังนั้น การใช้เส้นโค้งจากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเฮดของปั้ม (Total head) กับสมรรถนะหรืออัตราการสูบส่ง (Pump capacity) จึงทำให้การวิเคราะห์ง่ายขึ้น



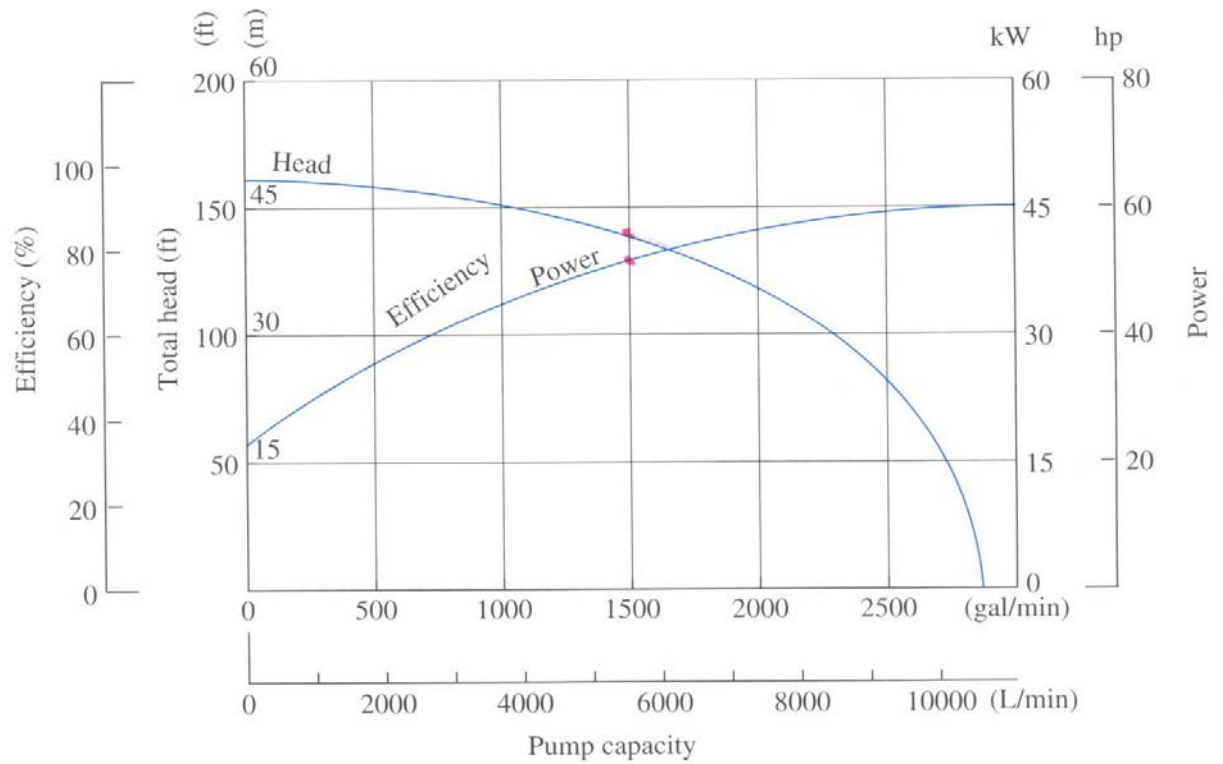
ภาพแสดง Performance curve สำหรับปั้มน้ำชนิดเซนตริฟลูอัล – ความสัมพันธ์ระหว่างเฮดทั้งหมดกับอัตราการไหล (สมรรถนะ)

(ที่มา: Robert L. Mott “Applied Fluid Mechanics” 6th edition in SI Units)

นอกจากนี้ สิ่งที่จะต้องพิจารณาอีก คือกำลังและประสิทธิภาพของปั้ม ด้วยเส้นโค้งของเฮด กำลัง และประสิทธิภาพ ซึ่งโดยปกติ การทำงานของปั้มจะต้องใกล้เคียงกับตำแหน่งสูงสุดของเส้นโค้งประสิทธิภาพ ที่อยู่ในช่วง 60-80%

6.4 กฎความคล้ายคลึงของปั้มน้ำชนิดเซนตริฟลูอัล

โดยทั่วไป ณ ความเร็วที่แตกต่างกันปั้มน้ำชนิดเซนตริฟลูอัลจะมีสมรรถนะของปั้มที่แตกต่างกัน ดังนั้น จากกฎความคล้ายคลึงที่กล่าวว่า เมื่อความเร็วหรือเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดเปลี่ยนแปลง เฮด สมรรถนะ และกำลังของปั้มจะเปลี่ยนแปลงไปอย่างไร ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้



ภาพแสดง Performance curve สำหรับปั๊มเซนเซนตริฟลูอิด

(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหล กับ ความเร็วรอบ

ความสัมพันธ์ระหว่างความดัน (Head) กับความเร็วรอบ

ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังของเครื่องสูบน้ำกับความเร็วรอบ

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด

ความสัมพันธ์ระหว่างความดัน (Head) กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด

ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังของเครื่องสูบน้ำกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด

ตัวอย่าง 6.1 โครงการส่งน้ำชลประทานแห่งหนึ่งใช้ปั๊มน้ำส่งน้ำ 3000 ลิตรต่อวินาที และความดันน้ำทั้งหมด (Total head) 62.0 เมตร ปั๊มน้ำเมื่อออกจากโรงงานมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัด 25 เซนติเมตร ความเร็วรอบ 1750 รอบต่อวินาที กำลังงานที่มอเตอร์ให้แก่เครื่องสูบน้ำ 54 แรงม้า (ระบบเมตริก) แต่เมื่อนำไปใช้งานจริงปรากฏว่าในโครงการชลประทานดังกล่าวต้องการความดันนั้นทั้งหมดเพียง 50 เมตร โดยที่อัตราการสูบน้ำคงเดิม วิศวกรโครงการจึงตัดสินใจปรับเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัดใหม่ เพื่อให้เหมาะสมกับความต้องการ

a) จงหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัดที่ปรับเปลี่ยนและกำลังงานที่มอเตอร์ให้แก่ปั๊มน้ำดังกล่าว

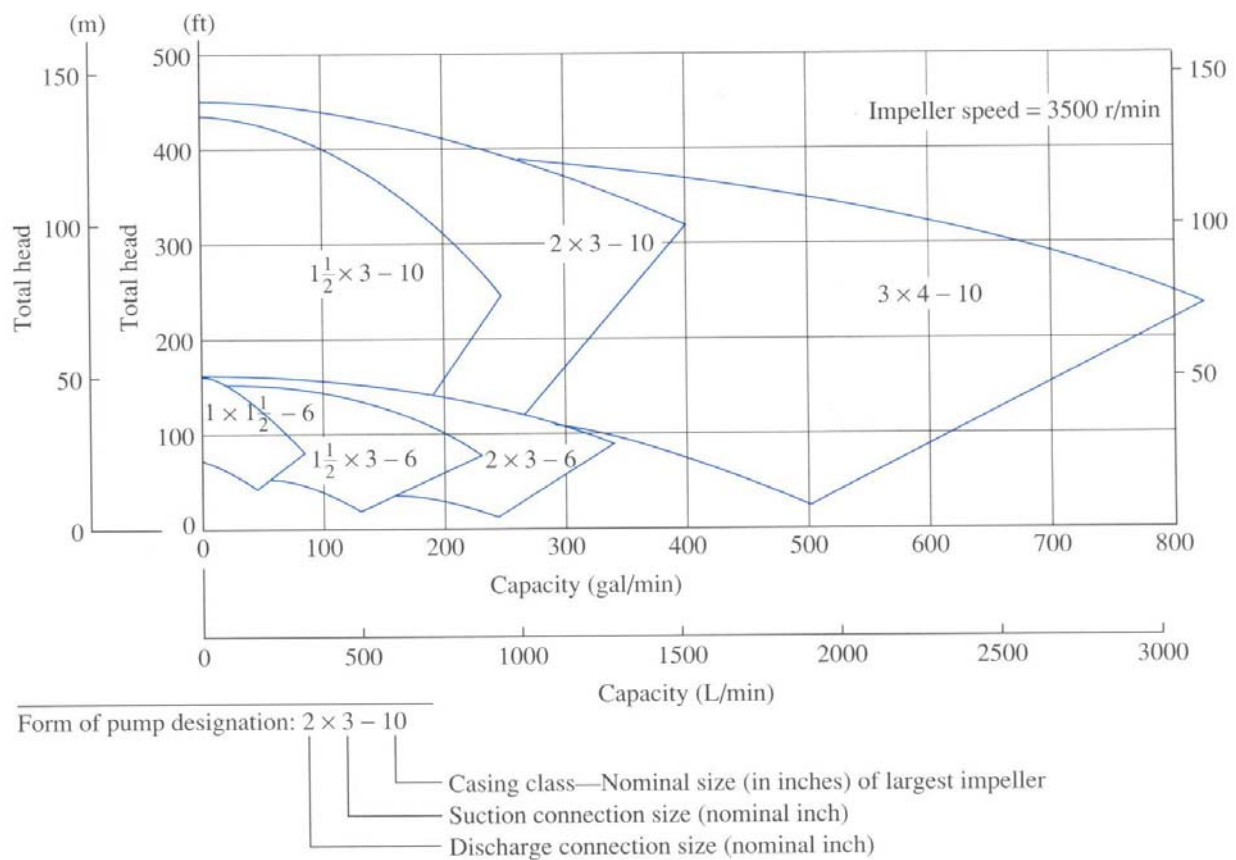
b) อัตราการสูบน้ำของปั๊มน้ำเครื่องใหม่ที่นำมาใช้ในระบบเพื่อให้เป็นไปตามความต้องการของโครงการชลประทาน

ตัวอย่าง 6.2 ปั๊มน้ำชนิดเซนตริฟูกัลที่สมรรถนะ 1400 gal/min ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัด 12 in เมื่อปั๊มทำงานด้วยความเร็วรอบ 1550 rpm จงคำนวณหาเฮดรวม และกำลังที่ปั๊มต้องการ จากนั้นให้คำนวณหาการทำงานของปั๊มที่ด้วยความเร็วรอบ 1150 rpm

6.5 ข้อมูลจากผู้ผลิตสำหรับปั้มน้ำชนิดเซนตริฟูกัล

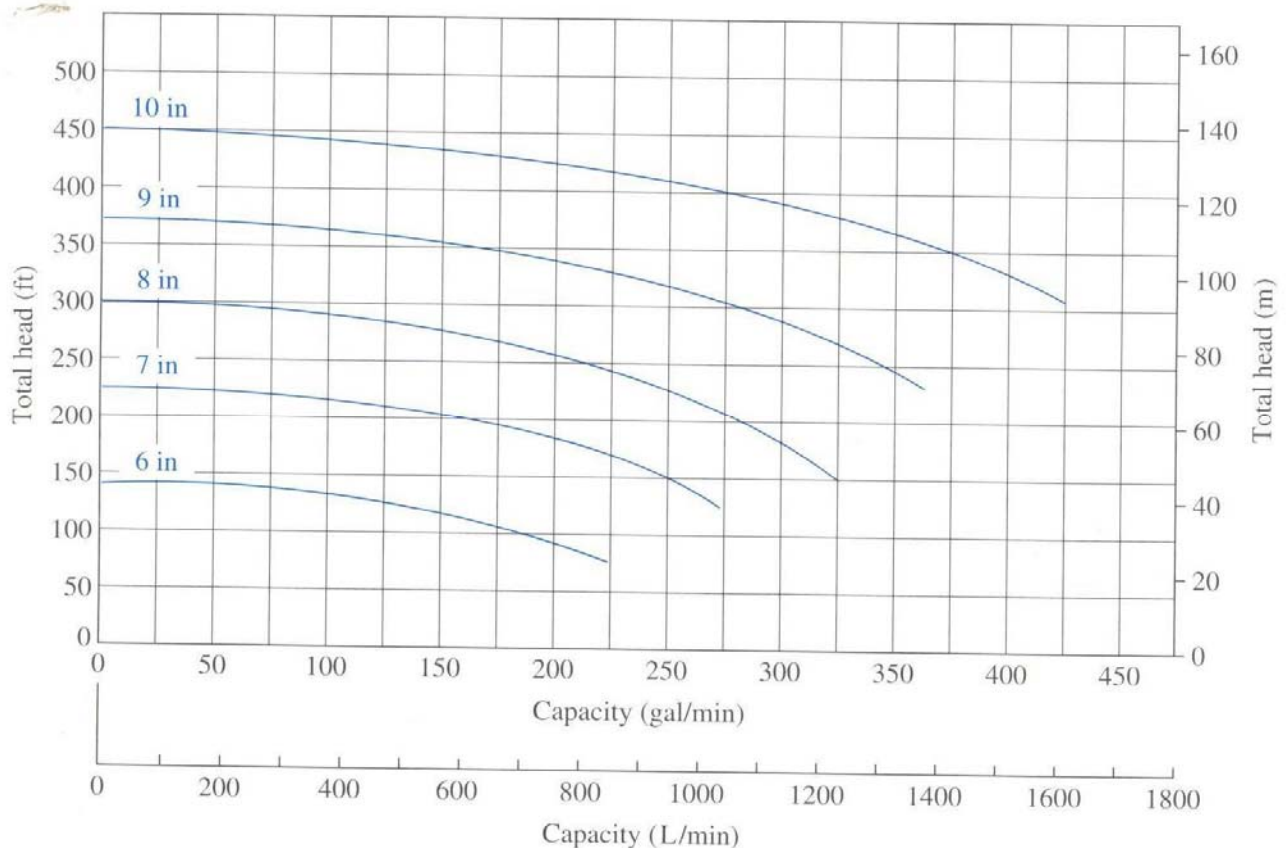
บริษัทผู้ผลิตปั้มน้ำชนิดเซนตริฟูกัลจำเป็นที่จะต้องสร้างปั้มน้ำที่ครอบคลุมสมรรถนะและเสดที่ต้องการไว้อย่างกว้างไ้หลายขนาด เพื่อที่ว่าปั้มน้ำที่ผลิตมานั้นสามารถใช้ใบพัดที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางและความเร็วรอบที่แตกต่างกันได้ ดังนั้น ข้อมูลจากผู้ผลิตสำหรับปั้มน้ำชนิดเซนตริฟูกัล จึงประกอบด้วยข้อมูลดังต่อไปนี้

ภาพข้างล่างนี้แสดงขนาดของปั้มน้ำหลาย ๆ ขนาด เพื่อให้ผู้ที่จะนำไปใช้สามารถเลือกใช้ขนาดของปั้มน้ำได้ตามที่ต้องการ



ภาพแสดง Composite rating chart for a line of centrifugal pump
(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)

ภาพข้างล่างนี้แสดงข้อมูลคุณสมบัติการทำงานของปั๊ม เมื่อทราบขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัด หรือเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดของใบพัด ทั้งนี้ โดยทั่วไปกราฟนี้จะมีอยู่หลายกราฟ ขึ้นอยู่กับขนาดของใบพัด ในที่นี้ สำหรับปั๊มที่มีขนาด 2 x 3 – 10 ความเร็วรอบ 3500 rpm กล่าวคือ ปั๊มน้ำชนิดเซนตริฟูกัลที่มีขนาดท่อจ่ายขนาด 2 in ท่อดูดขนาด 3 in และใช้ได้กับใบพัดที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางมากที่สุด 10 in

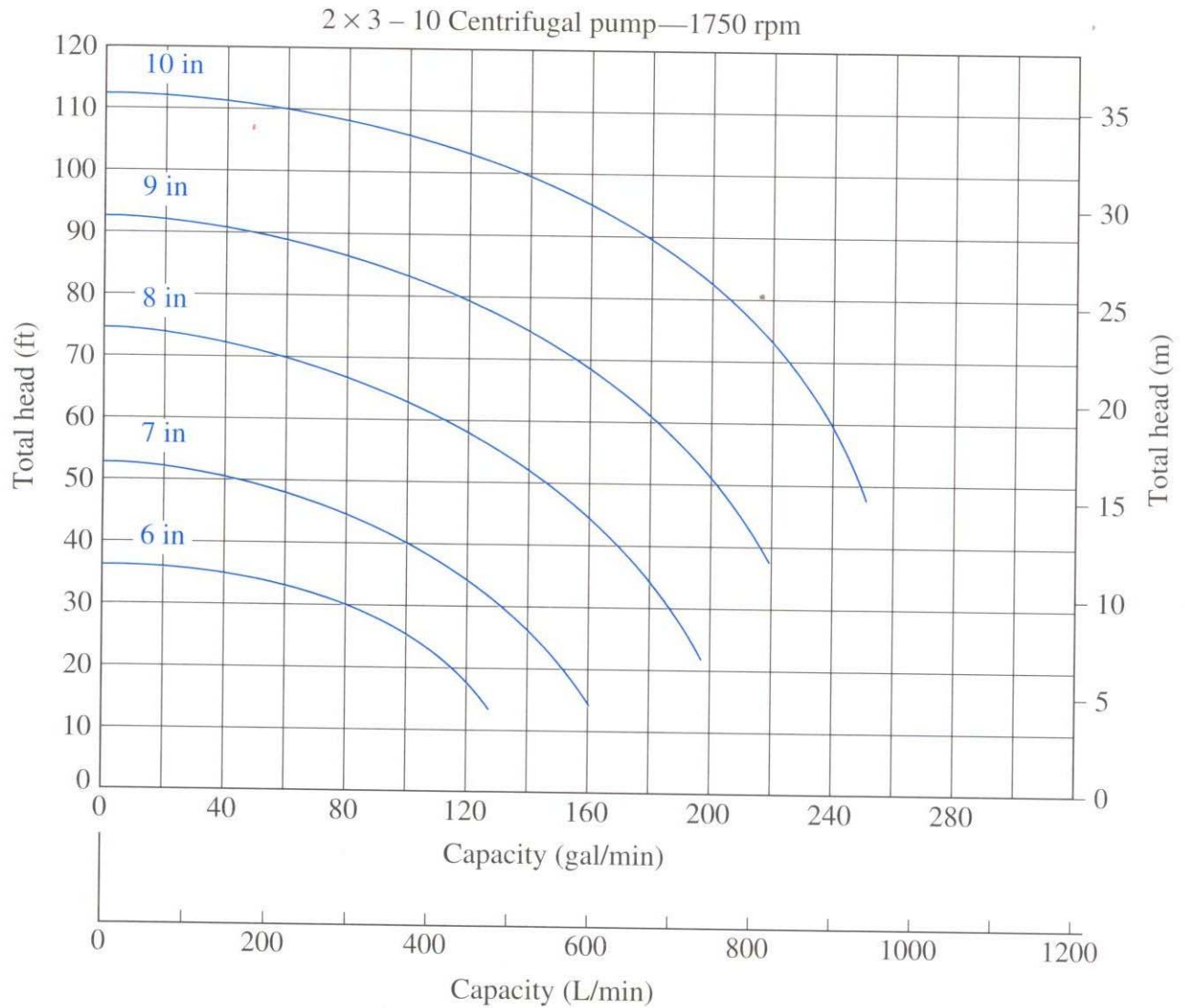


ภาพแสดง คุณสมบัติของปั๊มที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดที่แตกต่างกัน

สำหรับปั๊มเซนตริฟูกัล ในที่นี้สำหรับ 2 x 3 – 10 ณ 3500 rpm

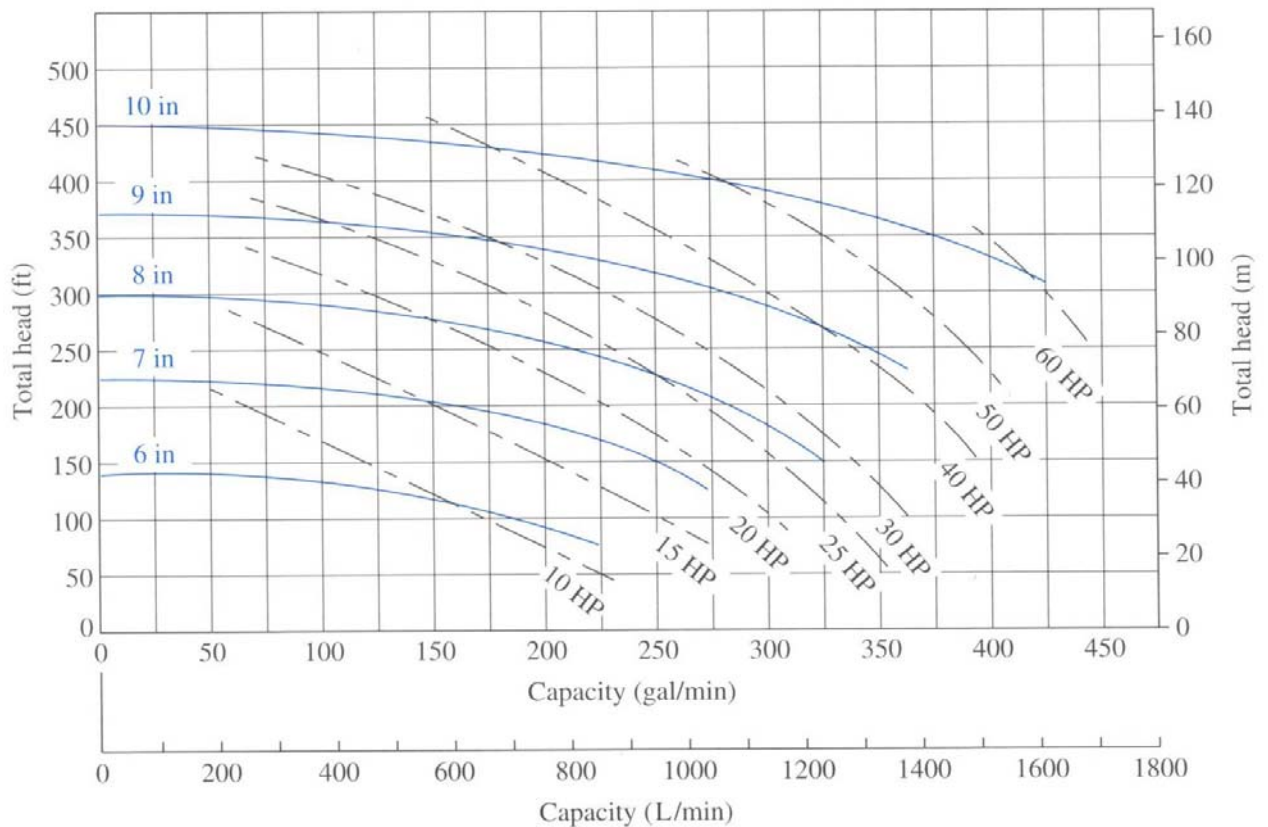
(ที่มา: Robert L. Mott “Applied Fluid Mechanics” 6th edition in SI Units)

ภาพข้างล่างนี้แสดงข้อมูลคุณสมบัติการทำงานของปั๊ม สำหรับปั๊มที่มีขนาด 2 x 3 – 10 ความเร็วรอบ 1750 rpm



ภาพแสดง คุณสมบัติของปั๊มเซนตริฟลูอิด สำหรับ 2 x 3 – 10 ณ 1750 rpm
(ที่มา: Robert L. Mott “Applied Fluid Mechanics” 6th edition in SI Units)

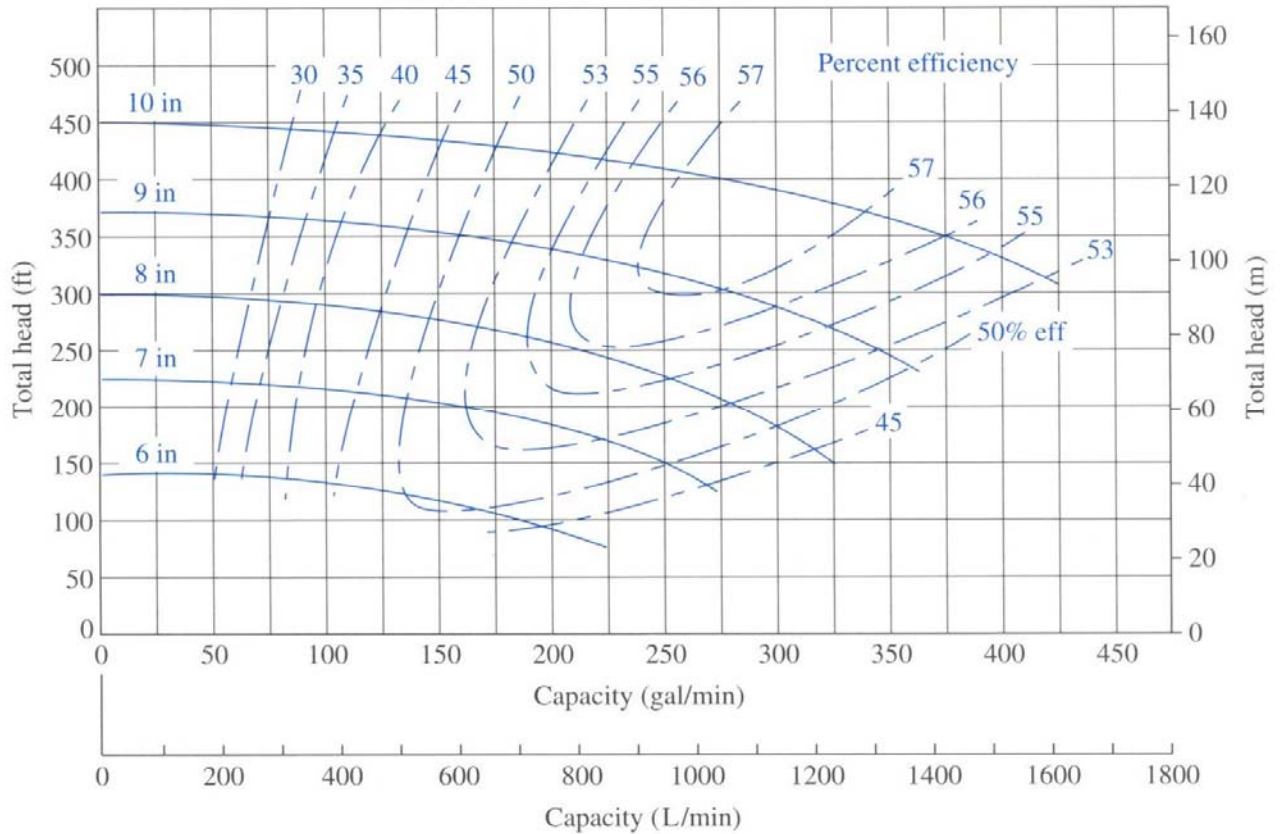
ภาพข้างล่างนี้แสดงกำลังของปั๊มที่ต้องการใช้



ภาพแสดง คุณสมบัติของปั๊มที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดที่แตกต่างกัน กับพลังงานที่ต้องการ
สำหรับปั๊มเซนตริฟลูอัล ในที่นี้สำหรับ 2 x 3 – 10 ณ 3500 rpm

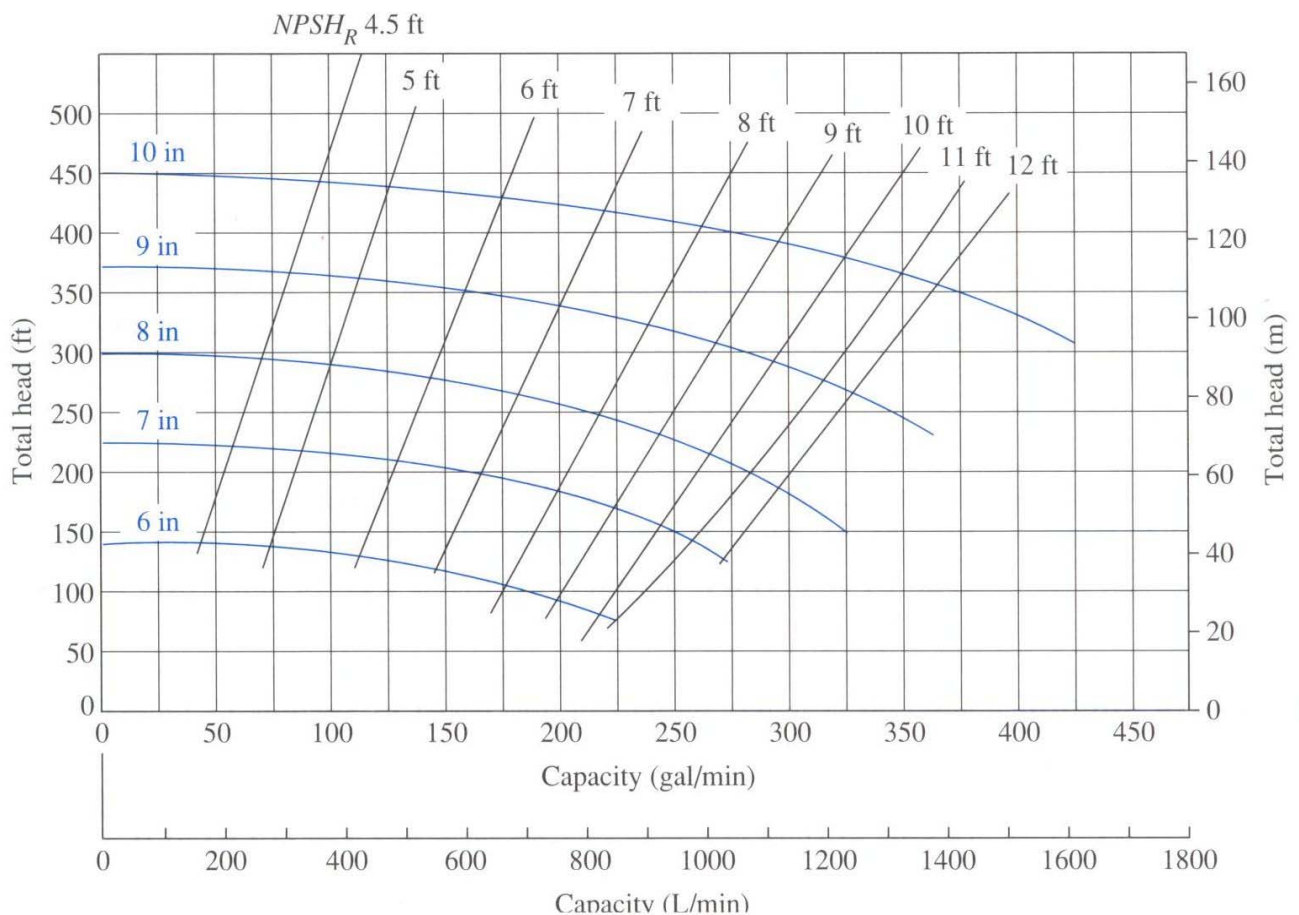
(ที่มา: Robert L. Mott “Applied Fluid Mechanics” 6th edition in SI Units)

ภาพข้างล่างนี้แสดงกราฟที่ใช้หาประสิทธิภาพสูงสุดของปั๊ม ซึ่งจากกราฟ พบว่า ปั๊มมีประสิทธิภาพสูงสุด 57% ดังนั้น การเลือกปั๊มต้องให้ทำงานได้ใกล้เคียงกับประสิทธิภาพมากที่สุด



ภาพแสดง คุณสมบัติของปั๊มเซนตริฟลูอิด ที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดที่แตกต่างกันกับ
ประสิทธิภาพ ในที่นี้สำหรับ 2 x 3 – 10 ณ 3500 rpm
(ที่มา: Robert L. Mott “Applied Fluid Mechanics” 6th edition in SI Units)

ภาพข้างล่างนี้แสดงกราฟการหาค่าความต้องการเฮดด้านดูดสูงสุด (Net Positive Suction Head Required, $NPSH_R$) ของปั๊ม ซึ่งเป็นค่าที่มีความสำคัญมาก กล่าวคือ จะใช้ในการเลือกปั๊มที่มีความสัมพันธ์กับความดันทางเข้าของปั๊ม ปั๊มที่จะเลือกใช้จึงต้องมีค่า $NPSH_R$ ต่ำ

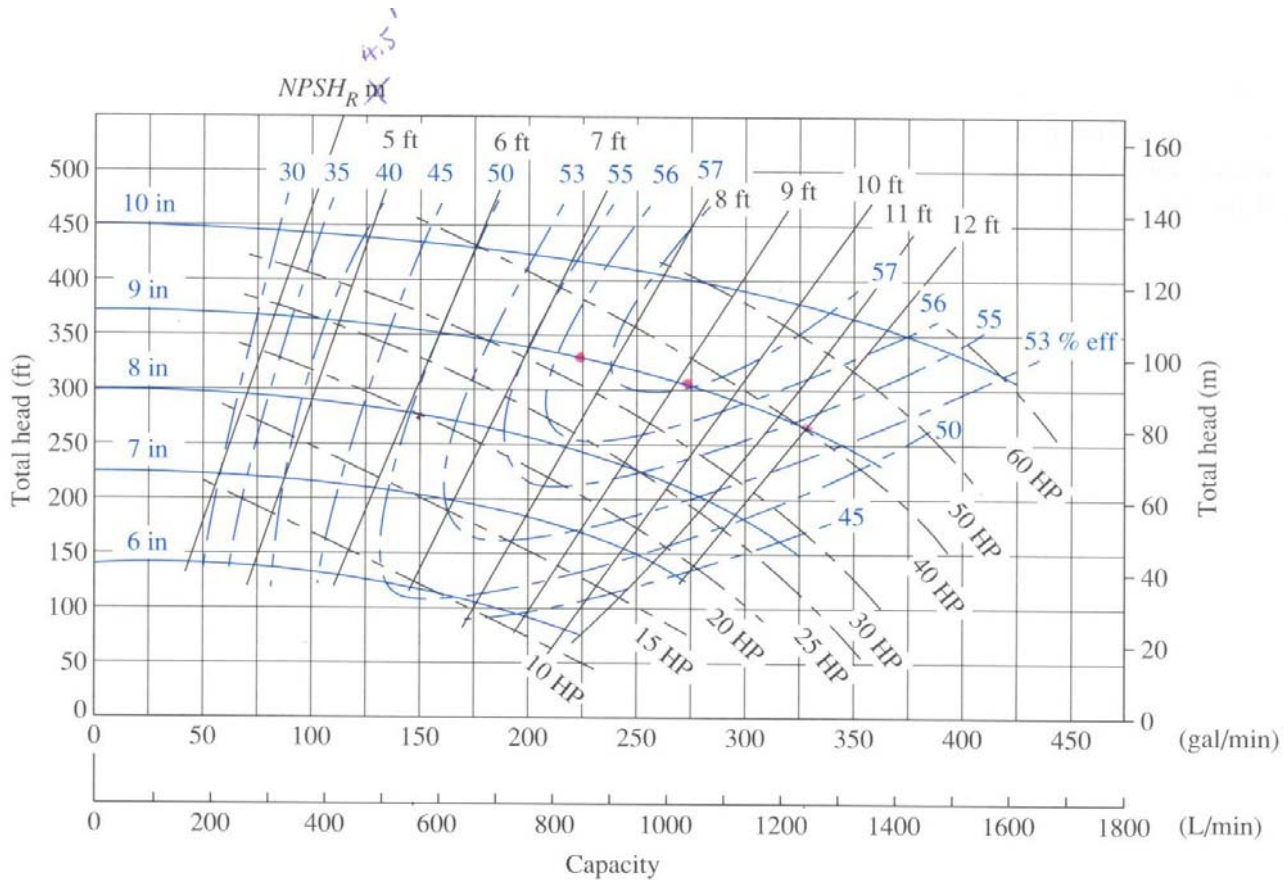


ภาพแสดง คุณสมบัติของปั๊มเซนตริฟลูอิด ที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดที่แตกต่างกันกับ

$NPSH$ ที่ต้องการ ในที่นี้สำหรับ 2 x 3 – 10 ณ 3500 rpm

(ที่มา: Robert L. Mott “Applied Fluid Mechanics” 6th edition in SI Units)

ภาพข้างล่างนี้แสดงกราฟการทำงานรวมของปั๊ม โดยกราฟนี้จะแสดงค่าต่าง ๆ ที่มี
ความสำคัญเอาไว้

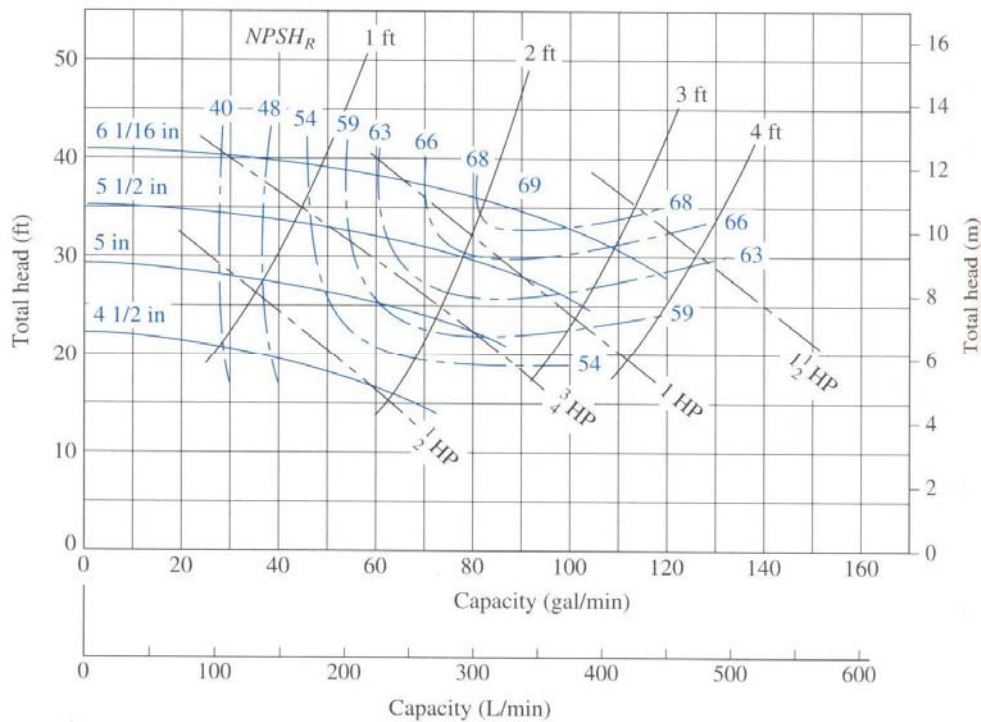


ภาพแสดง Composite pump performance chart สำหรับปั๊มเซนตริฟลูอิด

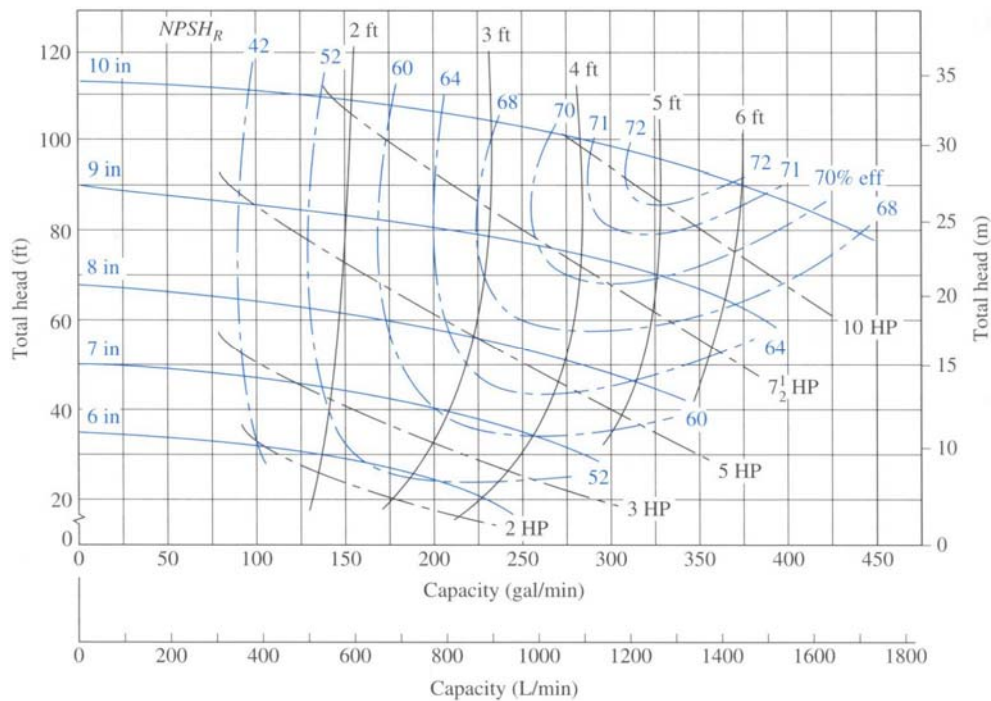
ในที่นี้สำหรับ 2 x 3 – 10 ณ 3500 rpm

(ที่มา: Robert L. Mott “Applied Fluid Mechanics” 6th edition in SI Units)

ภาพข้างล่างนี้แสดงข้อมูลต่าง ๆ เกี่ยวกับปั้มน้ำ

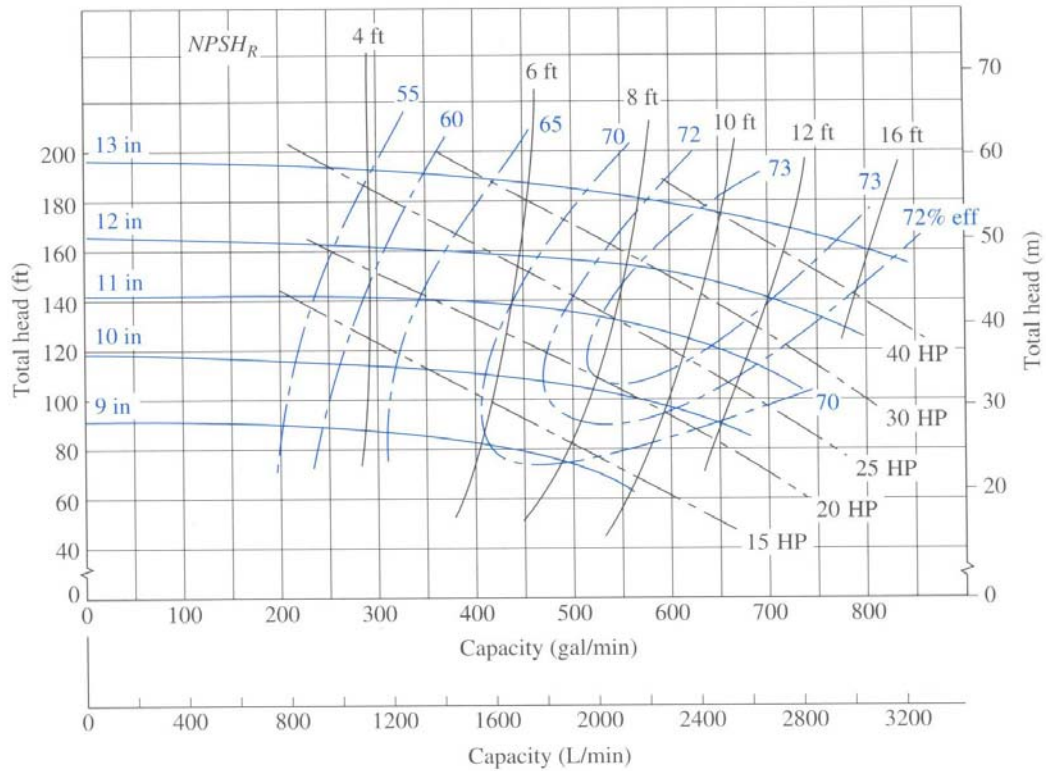


ภาพแสดง คุณสมบัติสำหรับ 1 1/2 x 3 - 6 ปั้มนเซนตริฟลูกัล ณ 1750 rpm
(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)

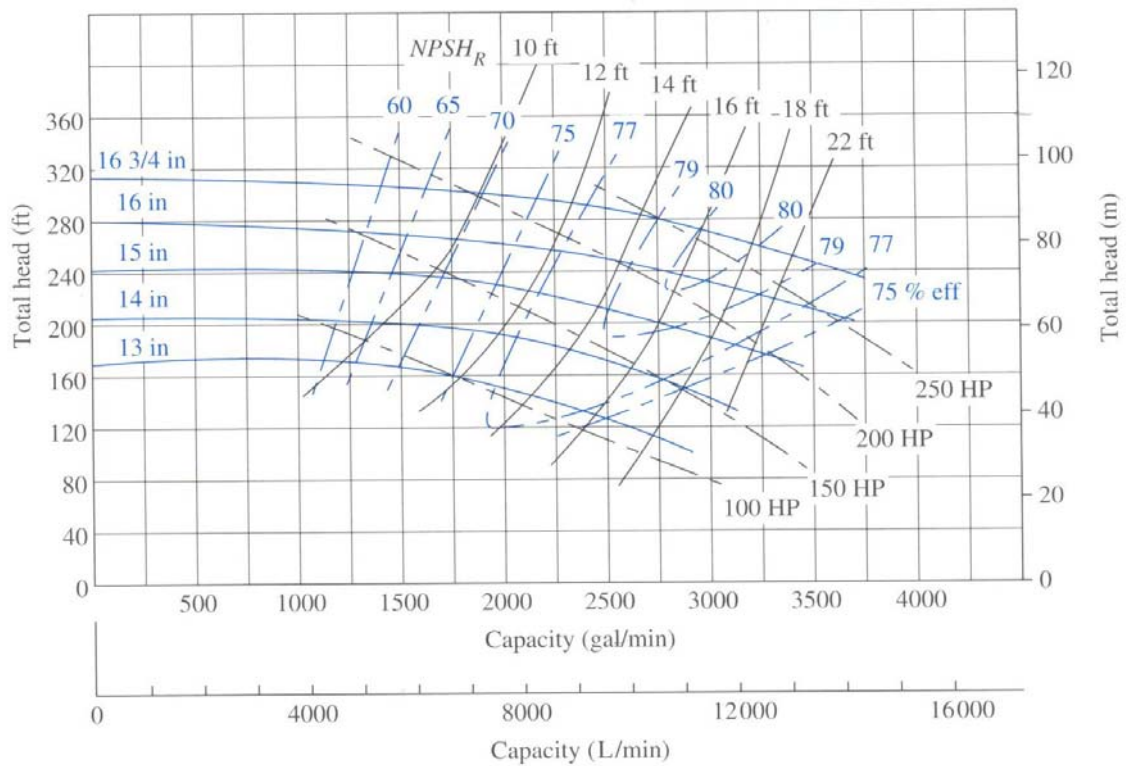


ภาพ

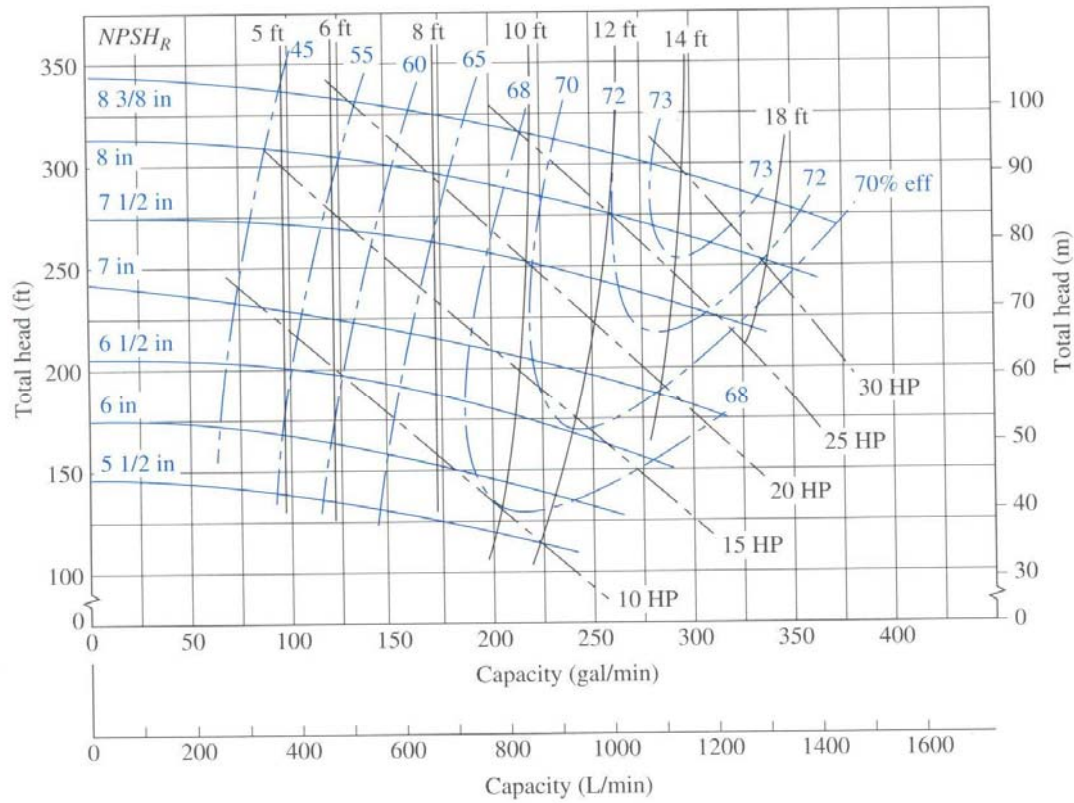
แสดง คุณสมบัติสำหรับ 3 x 4 - 10 ปั้มนเซนตริฟลูกัล ณ 1750 rpm
(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)



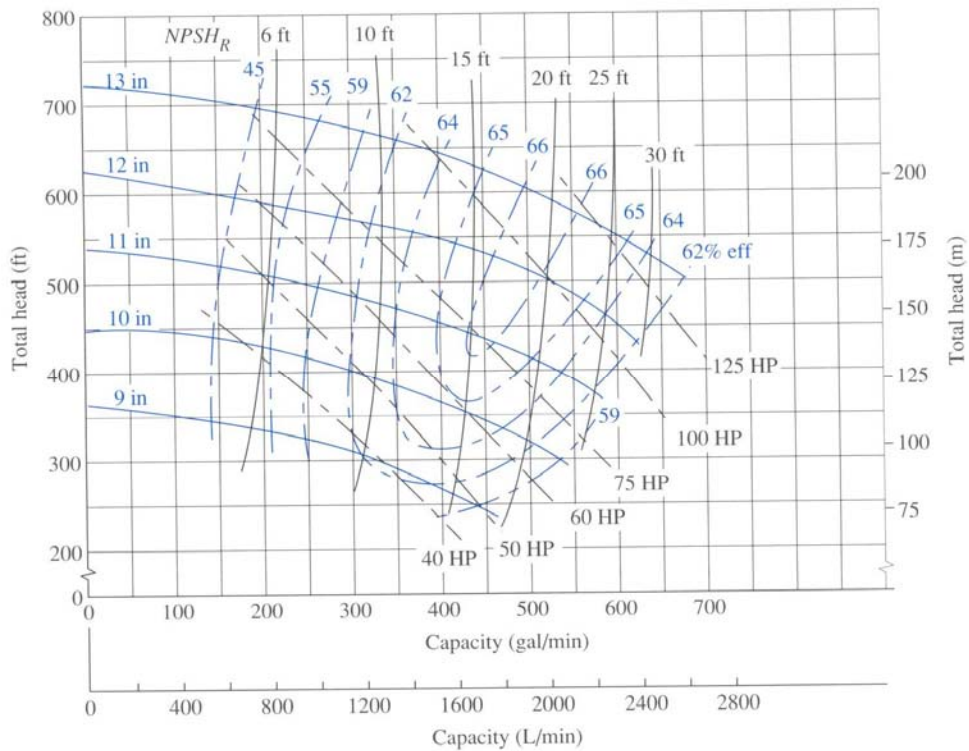
ภาพแสดง คุณสมบัติสำหรับ 3 x 4 - 13 ปั๊มเซนตริฟลูอิด ๑๗๘๐ rpm
(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)



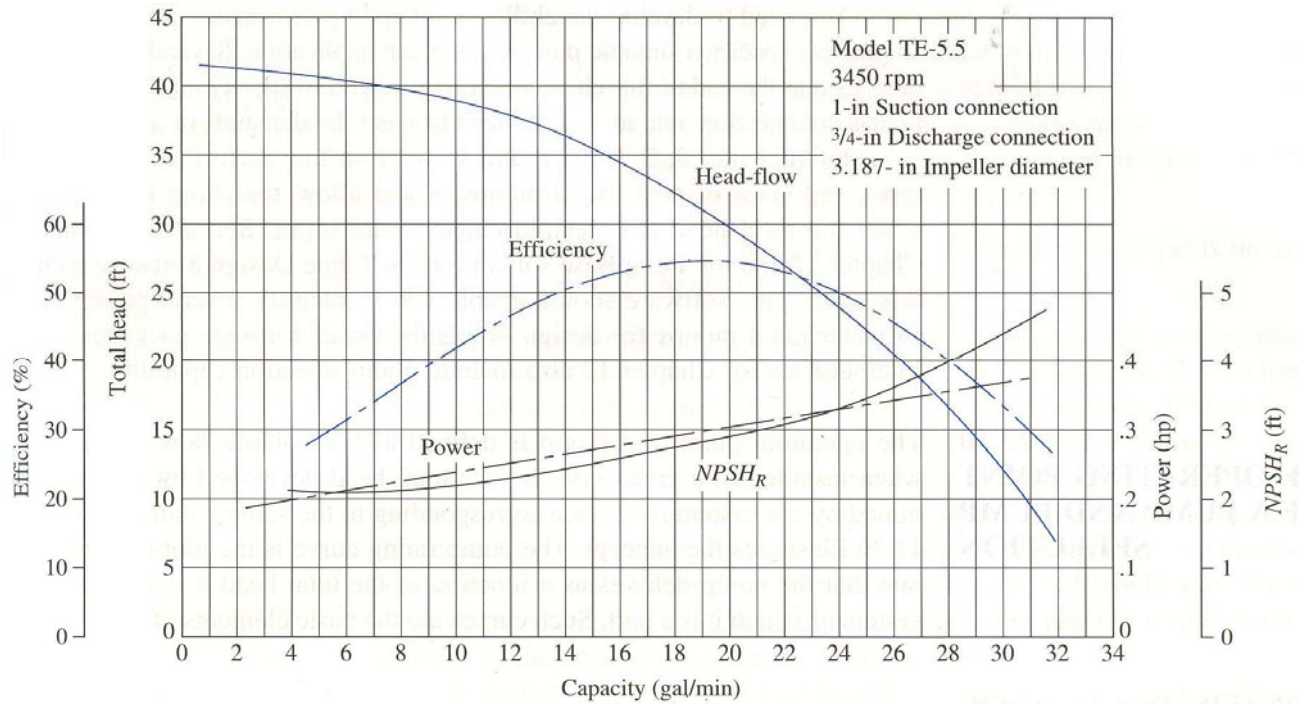
ภาพแสดง คุณสมบัติสำหรับ 6 x 8 - 17 ปั๊มเซนตริฟลูอิด ๑๗๘๐ rpm
(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)



ภาพแสดง คุณสมบัติสำหรับ 2 x 3 - 8 ปั๊มเซนตริฟลูอิด ณ 3560 rpm
(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)

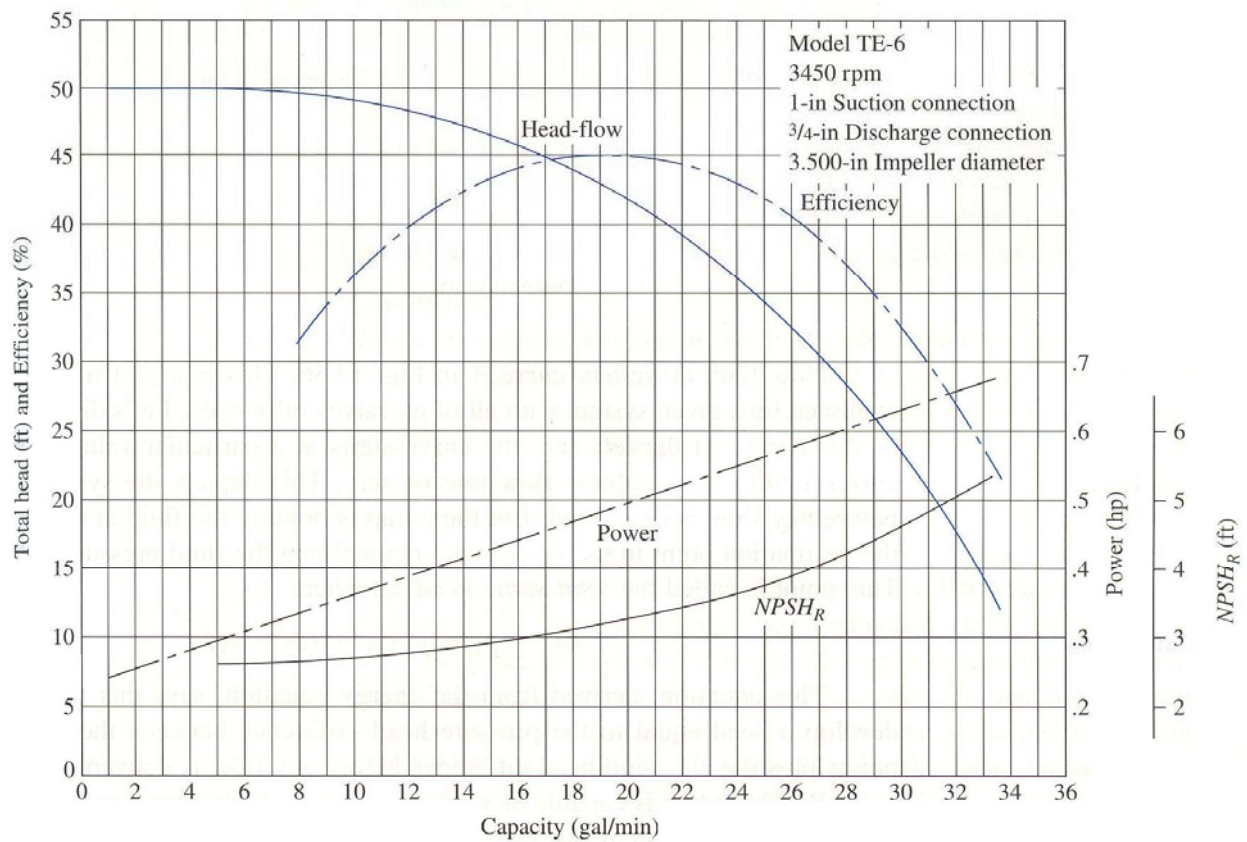


ภาพแสดง คุณสมบัติสำหรับ 1 1/2 x 3 - 13 ปั๊มเซนตริฟลูอิด ณ 3560 rpm
(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)



ภาพแสดง ปั๊มเซนตริฟลูอิด Model TE-5.5

(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)



ภาพแสดง ปั๊มเซนตริฟลูอิด Model TE-5.6

(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)

6.6 เฮดความดันด้านดูดสุทธิ (Net Positive Suction Head: NPSH)

6.6.1 ปรากฏการณ์การเกิดโพรงไอ (Cavitation)

ปรากฏการณ์การเกิดโพรงไอ คือปรากฏการณ์ที่น้ำเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอและมีปริมาตรเพิ่มขึ้น อันเนื่องจากการขยายตัวและยุบตัวลงในภายหลัง

สำหรับการเกิดปรากฏการณ์การเกิดโพรงไอในปั๊ม เมื่อน้ำไหลผ่านส่วนต่าง ๆ ของปั๊มนั้น น้ำจะเปลี่ยนแปลงความเร็วในการเคลื่อนที่อยู่ตลอดเวลา ซึ่งขึ้นอยู่กับพื้นที่หน้าตัดที่เปลี่ยนแปลงหรือรูปร่างลักษณะของปั๊มและสถานการณ์อื่น ๆ ที่ส่งผลให้แรงดันของน้ำเพิ่มขึ้นและลดลงอยู่ตลอดเวลา โดยลำดับขั้นตอนในการเกิดโพรงไอ มีดังนี้

- แรงดันของน้ำในปั๊มเกิดลดลง เนื่องจากการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงผ่านจุดที่มีพื้นที่เล็กด้วยอัตราการไหลของน้ำที่คงที่ หรือน้ำที่เคลื่อนที่อยู่บริเวณปลายใบพัดของปั๊ม ทำให้แรงดันตรงจุดนั้นของน้ำลดต่ำกว่าแรงดันไอของน้ำ จึงทำให้น้ำเกิดการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอหรือฟองไที่มีแรงดันต่ำกว่าแรงดันไอ การระเหยกลายเป็นฟองไของน้ำที่เคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงดังกล่าวนี้ ทำให้ปริมาตรเพิ่มขึ้นจากเดิมถึงสูงสุดประมาณ 1,700 เท่า โดยมีลักษณะเป็นฟองสีขาวเคลื่อนที่อยูในน้ำที่มองเห็นด้วยตาเปล่า และฟองไขนาดเล็กที่มองไม่เห็นด้วยตาเปล่า

- เมื่อฟองไที่เกิดขึ้นเคลื่อนที่ต่อไปและเข้าสู่ในจุดที่มีแรงดันในน้ำสูง เช่น ผ่านจุดที่มีพื้นที่หน้าตัดใหญ่ขึ้น ก็จะมีความเร็วในการเคลื่อนที่ลดลง ดังนั้น แรงดัน ณ จุดดังกล่าวจึงสูงขึ้น และไปบีบหรือกดให้ฟองไดังกล่าวเกิดการยุบตัว และการยุบตัวที่เกิดขึ้นจะเกิดขึ้นอย่างรุนแรงและรวดเร็ว อัตราส่วนปริมาตรในการยุบตัวของฟองไจากแรงกดเนื่องจากแรงดันที่เพิ่มจะกดให้ฟองไยุบตัวกลับภายในเสี้ยววินาที

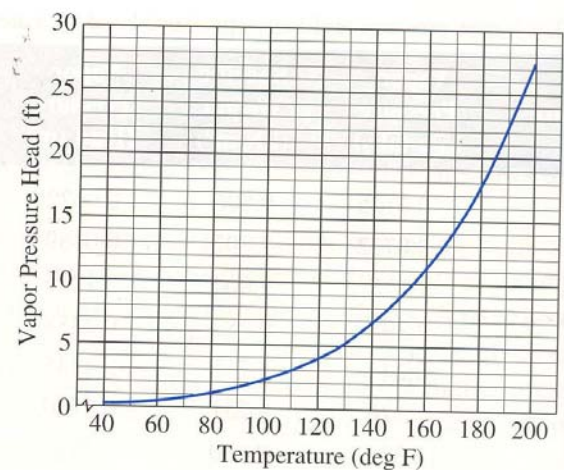
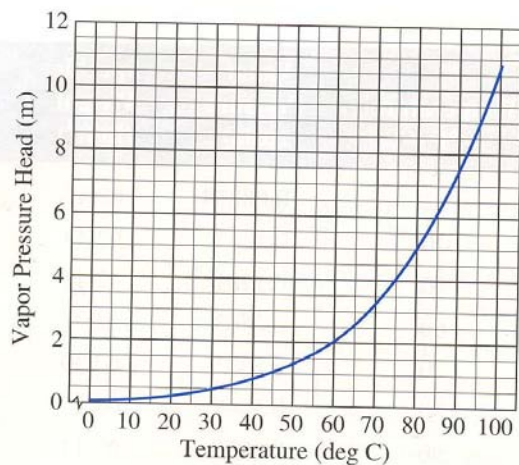
6.6.2 แรงดันไอ (Vapour Pressure)

เมื่อโมเลกุลของของเหลวได้รับที่มีพลังงานอย่างเพียงพอ โมเลกุลเหล่านั้นก็จะเกิดการเคลื่อนที่ เช่น เมื่อน้ำหรือของเหลวได้รับความร้อนในภาชนะปิด โมเลกุลของน้ำหรือของเหลวจะมีพลังงานเพิ่มขึ้น และเกิดการขยายตัว จากนั้นโมเลกุลเหล่านั้นจะวิ่งไปชนกันเองหรือวิ่งชนผนังของภาชนะปิดก็จะเกิดแรงขึ้น ซึ่งเมื่อแรงเหล่านี้ที่กระทำต่อพื้นที่ผนัง เรียกแรงนี้ว่า แรงดัน (Pressure)

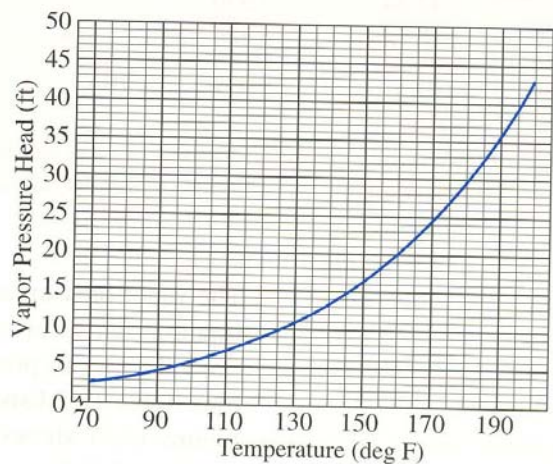
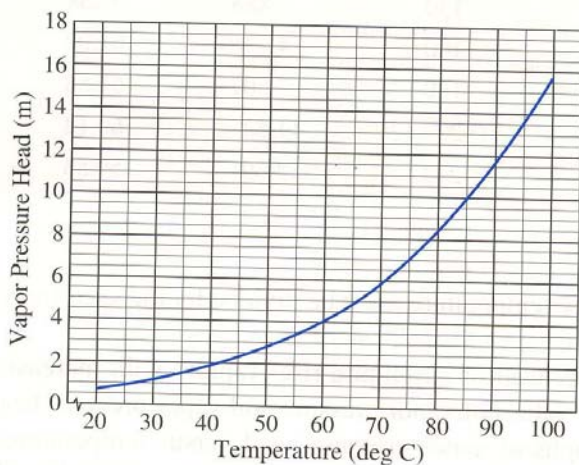
สำหรับในน้ำหรือของเหลวที่อุณหภูมิต่าง ๆ แรงดันดังกล่าว ณ อุณหภูมินั้น ๆ เรียกว่า แรงดันไออิ่มตัว เช่น แรงดันไออิ่มตัวของน้ำ ณ อุณหภูมิ 100 °C จะเท่ากับ 1.013 บาร์ หรือแรงดันไออิ่มตัวที่แรงดันบรรยากาศนั่นเอง ดังนั้น จะเห็นว่าที่แรงดันบรรยากาศน้ำจะเดือดหรือเริ่มระเหยตัวที่ 100 °C นั่นเอง ซึ่งของเหลวทุกชนิดจะเดือดหรือกลายเป็นไอนั้นขึ้นอยู่กับองค์ประกอบคือ น้ำหนักจำเพาะ ความหนาแน่น อุณหภูมิและแรงดัน

น้ำและของเหลวอื่น ๆ จะเกิดการเดือด เมื่อแรงดันไออิ่มตัวของของเหลวนั้น ๆ เท่ากับหรือมากกว่าแรงดันเหนือพื้นผิวหรือแรงดันแวดล้อมของของน้ำหรือของเหลวนั้น ๆ

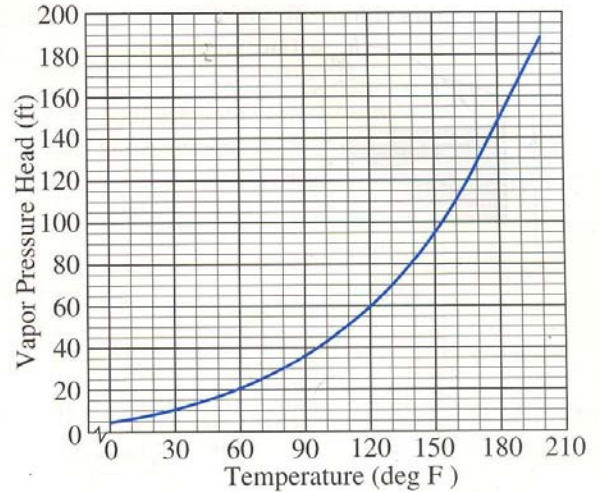
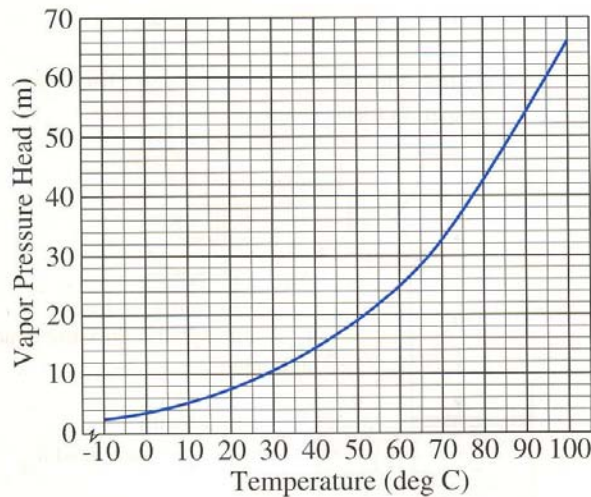
สำหรับน้ำที่อยู่ในระบบเปิดที่แรงดันแวดล้อมเท่ากับแรงดันบรรยากาศ น้ำจะระเหยตัวที่อุณหภูมิ 100°C แรงดันเท่ากับ 1 บรรยากาศหรือที่แรงดัน 1.013 บาร์ แต่ถ้าแรงดันเปลี่ยนแปลงจาก 1 บรรยากาศหรือ 1.013 บาร์ จุดเดือดของน้ำก็จะเปลี่ยนไป เช่น ถ้าเราต้มน้ำที่ยอดเขา ซึ่งมีความสูงเหนือระดับน้ำทะเลประมาณ 8,000 เมตร น้ำจะเดือดที่อุณหภูมิประมาณ 70°C



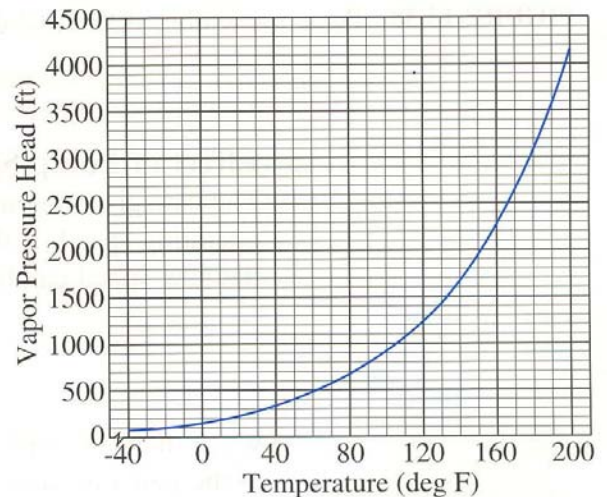
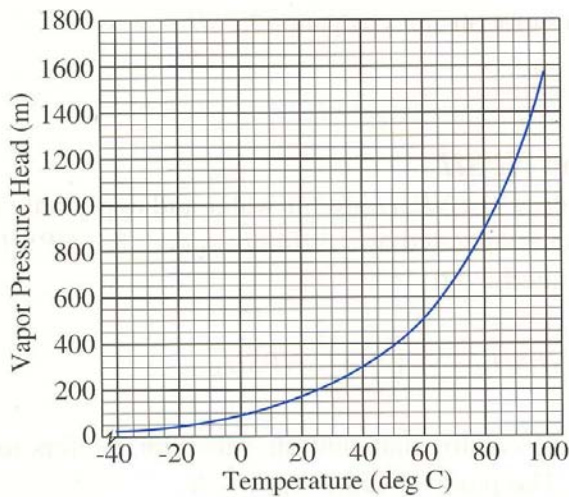
(a) Water



(b) Carbon Tetrachloride



(c) Gasoline*



(d) Propane

ภาพแสดง ความดันไอสำหรับของเหลวทั่ว ๆ ไป

(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)

6.6.3 NPSH

ค่า NPSH เป็นสิ่งที่มีความสำคัญมากในการพิจารณาการทำงานของปั๊ม กล่าวคือ ความดันทางด้านดูดนี้ หากมีค่าต่ำกว่าความดันของการกลายเป็นไอของของเหลวที่ปั๊มต้องดูด จะทำให้ของเหลวนั้นกลายเป็นไอและเกิดโพรงไอน์ขึ้นภายในตัวปั๊ม แล้วจะก่อให้เกิดความเสียหายแก่ปั๊มได้ ดังนั้น ก่อนที่จะมีการติดตั้งปั๊มน้ำจึงจำเป็นต้องพิจารณาความดันด้านดูดให้มีความเหมาะสมที่ปั๊มแต่ละตัวต้องการ หรือเรียกว่า เฮดความดันด้านดูด (NPSH) ทั้งนี้ NPSH ของปั๊มมีอยู่ 2 ประเภท ดังนี้

1.) NPSH ที่ปั๊มต้องการ (Net Positive Suction Head Required: $NPSH_R$) คือค่าที่ได้จากการทดสอบของบริษัผู้ผลิต เพื่อแสดงว่าปั๊มมีสมรรถนะเท่าใด และทำให้ทราบว่าปั๊มในแต่ละรุ่นมี NPSH ที่ปั๊มต้องการเท่าใด

2.) NPSH ที่มีอยู่จริง (Available Net Positive Suction Head: $NPSH_A$) คือค่าเฮดด้านดูดที่มีอยู่จริงตามสภาพพื้นที่สำหรับการติดตั้งปั๊มแต่ละตัว เนื่องจากปั๊มจะทำงานได้ตามที่ต้องการนั้น ค่า $NPSH_A$ จะต้องมีความสูงกว่าค่า $NPSH_R$ ดังนั้นแล้ว ค่า $NPSH_A$ จึงเป็นค่าเฮดที่มีความสำคัญมาก

American National Standards Institute (ANSI) และ Hydraulic Institute (HI) ได้กำหนดมาตรฐานไว้ว่า $NPSH_A$ ควรที่จะมากกว่า $NPSH_R$ อยู่ 10% ($NPSH_A > 1.10 NPSH_R$)

ค่า NPSH ขึ้นอยู่กับความดันไปของของเหลวที่เริ่มถูกปั๊ม, พลังงานที่สูญเสียไปในท่อดูด, ตำแหน่งของอ่างเก็บน้ำหรือแหล่งน้ำหรือแหล่งของเหลว, และความดันที่กระทำต่อของเหลวในอ่างนั้น ดังสมการต่อไปนี้

เมื่อ P_{SP} = ความดันสัมบูรณ์สถิต (Absolute Static Pressure) เหนือของเหลวในอ่าง

h_{SP} = เฮดความดันสัมบูรณ์สถิต (Absolute Static Pressure Head) เหนือของเหลวในอ่าง

$$= \frac{P_{SP}}{\gamma}$$

h_s = ความแตกต่างของระดับความสูงระหว่างของเหลวในอ่างกับแนวศูนย์กลางของทางเข้าท่อดูดปั๊ม มีหน่วยเป็น m หรือ ft

ถ้าปั๊มอยู่ต่ำกว่าอ่าง h_s เป็น +

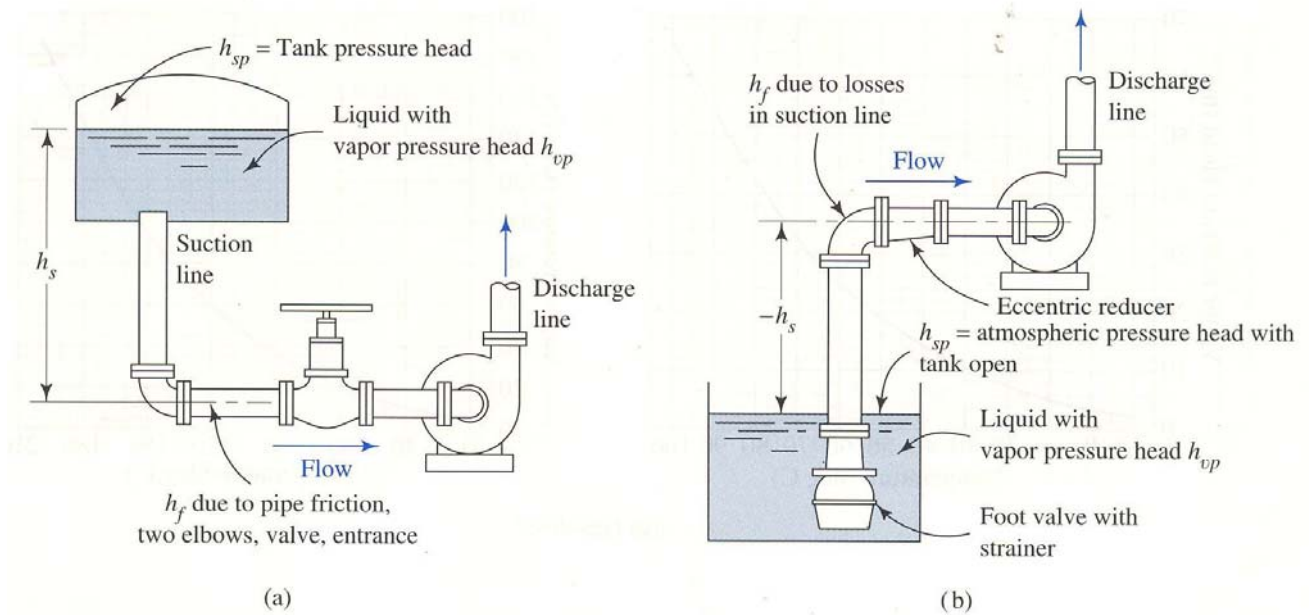
ถ้าปั๊มอยู่สูงกว่าอ่าง h_s เป็น -

h_f = พลังงานที่สูญเสียไปในท่อดูดเนื่องจากแรงเสียดทาน (การสูญเสียหลัก) และการสูญเสียเนื่องจากอุปกรณ์ต่าง ๆ (การสูญเสียรอง) มีหน่วยเป็น m หรือ ft

P_{VP} = ความดันไอสัมบูรณ์ (Absolute Vapor Pressure) ของของเหลว ณ อุณหภูมิของปั๊ม

h_{VP} = เฮดความดันไอสัมบูรณ์ (Absolute Vapor Pressure) ของของเหลว ณ อุณหภูมิของปั๊ม มีหน่วยเป็น m หรือ ft

$$= \frac{P_{VP}}{\gamma}$$



ภาพแสดง ปั๊ม แนวท่อดูด และคำนียามของการคำนวณหา NPSH

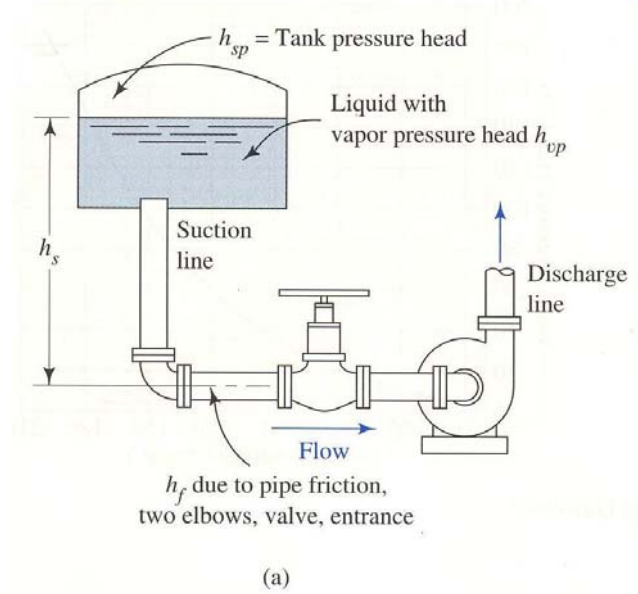
(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)

6.6.4 ผลของความเร็รรอบของปั๊มที่มีต่อค่า NPSH

เมื่อข้อมูลของปั๊มที่เกี่ยวกับค่า NPSH ที่ได้จากบริษัทผู้ผลิตนั้นจะเป็นข้อมูลเฉพาะที่ความเร็รรอบค่าใดค่าหนึ่ง ดังนั้น หากนำปั๊มดังกล่าวไปใช้งานที่ความเร็รรอบที่แตกต่างจากข้อมูลที่มีนั้น จะต้องมีการปรับค่า NPSH ด้วยสมการดังต่อไปนี้

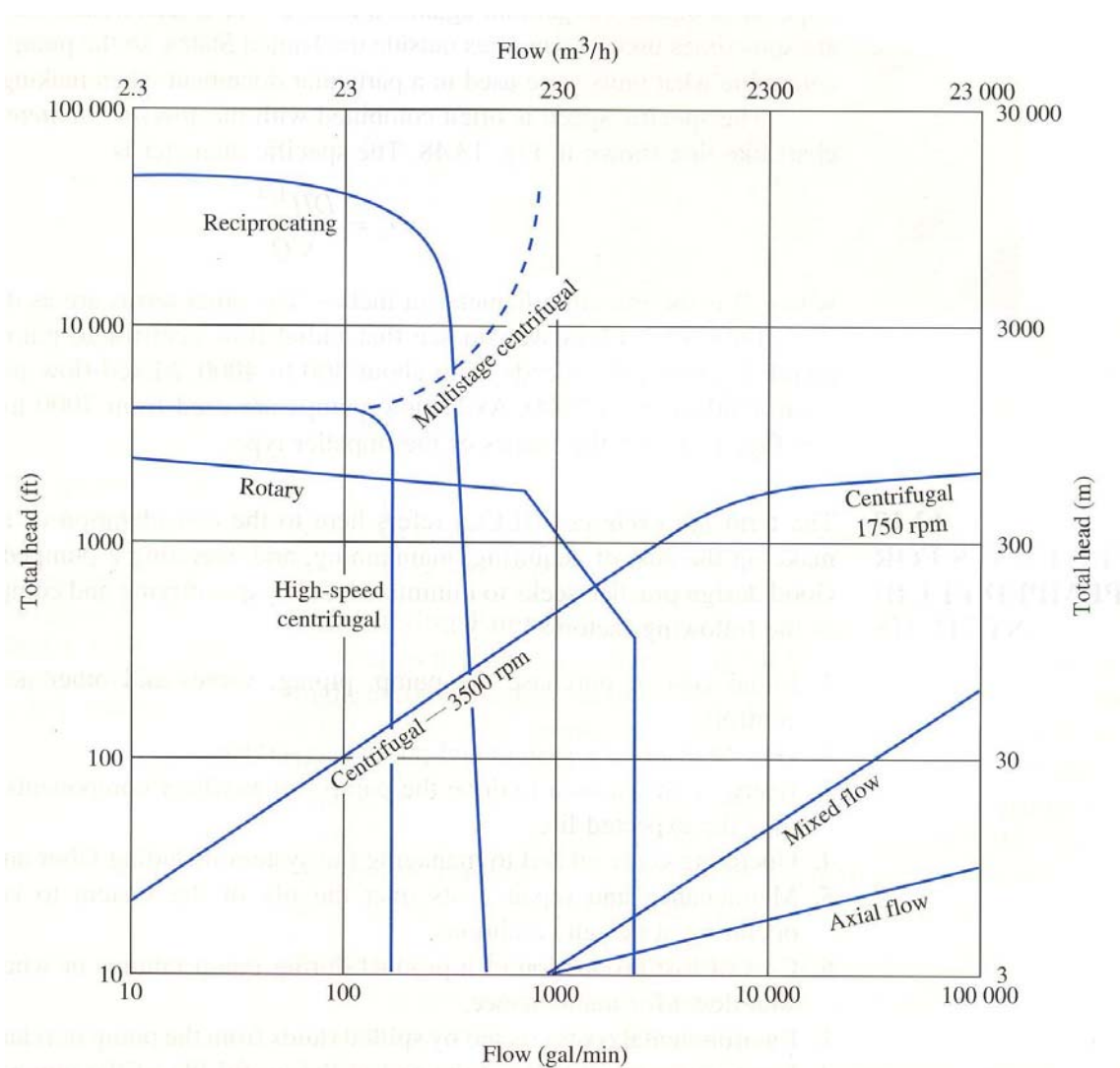
เมื่อ ตัวห้อย "1"	คือ สภาวะในข้อมูลที่ได้มา
ตัวห้อย "2"	คือ เงื่อนไขใหม่ที่จะนำไปใช้
N	มีหน่วยเป็น rpm

ตัวอย่าง 6.3 จงคำนวณหา $NPSH_A$ จากรูปข้างล่าง เมื่อความดันเหนือหน้า (ที่ 70°C) ในถังน้ำเท่ากับ -20 kPa ความดันบรรยากาศเท่ากับ 100.5 kPa ระดับผิวน้ำในถังอยู่สูงกว่าทางเข้าปั๊ม 2.5 m ท่อมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 0.0409 m (พื้นที่หน้าตัดการไหล $= 1.314 \times 10^{-2}\text{ m}^2$) ยาว 12.0 m , $\varepsilon = 4.6 \times 10^{-5}\text{ m}$, $f = 0.0225$, และค่า K สำหรับข้ออ วาล์ว และทางเข้า คือ 0.63 , 7.14 และ 1.0 ตามลำดับ เมื่อน้ำไหลด้วยอัตราการไหล 95 L/min



(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)

6.7 การเลือกปั๊มและความเร็วจำเพาะของปั๊ม



ภาพแสดง กราฟการเลือกปั๊ม

(ที่มา: Robert L. Mott “Applied Fluid Mechanics” 6th edition in SI Units)

หลักการสำหรับการเลือกตัดสินใจใช้ปั๊มที่มีความเหมาะสมกับการทำงาน โดยพิจารณาลักษณะของปั๊ม เสด และอัตราการไหลแล้ว ดังภาพข้างบน ยังควรที่จะนำเงื่อนไขอื่น ๆ มาประกอบการพิจารณาด้วย เช่น ราคา ลักษณะรูปร่าง การดูแล และชนิดของของเหลวที่จะต้องสูบส่ง เป็นต้น นอกจากนี้ รายละเอียดทั่วไปที่จะใช้เป็นแนวทางในการเลือกปั๊มมีดังนี้

1. ปั๊มชนิดลูกสูบ เหมาะที่จะใช้งานที่อัตราการไหลสูงสุดไม่เกิน 1900 L/min หรือ 115 m³/hr หรือ 500 gal/min และเสดที่ต่ำมาก ๆ จนถึงเสดที่สูงมาก ๆ (15,000 m หรือ 50,000 ft)
2. ปั๊มชนิดเซนตริฟูกัล สามารถใช้งานได้ในเงื่อนไขที่กว้าง โดยส่วนมากจะใช้งานที่มีความต้องการสมรรถนะที่สูง แม้มีเสดใช้งานพอประมาณ

3. ปั๊มชนิดเซนตริฟลูอิดแบบชั้นเดียวที่ทำงานด้วยความเร็วรอบ 3,500 rpm จะประหยัดเมื่อนำไปใช้งานกับสภาวะที่มีอัตราการไหลต่ำ และเฮดพอประมาณ
 4. ปั๊มชนิดเซนตริฟลูอิดแบบหลายชั้น เหมาะที่จะนำไปใช้งานกับเฮดสูง ๆ
 5. ปั๊มชนิดหมุน เช่น แบบเวนและแบบเฟือง เหมาะกับงานที่ต้องการสมรรถนะพอประมาณและเฮดสูง และสามารถเข้ากับของไหลที่มีความหนืดสูง
 6. ปั๊มชนิดเซนตริฟลูอิดที่มีความเร็วรอบสูง (สูงกว่า 3,500 rpm ตามมาตรฐานของมอเตอร์ไฟฟ้า) จะเหมาะสมกับสภาวะที่ต้องการเฮดสูงและสมรรถนะพอประมาณ
 7. ปั๊มชนิดไหลผสม และปั๊มชนิดไหลตามแนวแกน เหมาะกับสภาวะที่ต้องการอัตราการไหลสูงมาก ๆ แต่มีเฮดต่ำ ๆ
- นอกจาก ปัจจัยต่าง ๆ ที่ได้กล่าวมาข้างต้นเกี่ยวกับการเลือกปั๊ม ยังมีอีกปัจจัยหนึ่งที่จะต้องพิจารณา คือ ความเร็วจำเพาะ (N_s) ดังสมการต่อไปนี้

ระบบอังกฤษ

เมื่อ N = ความเร็วของใบพัด (rpm)
 Q = อัตราการไหล (L/s หรือ gpm)
 H = เฮดทั้งหมด (ft)

ระบบ SI

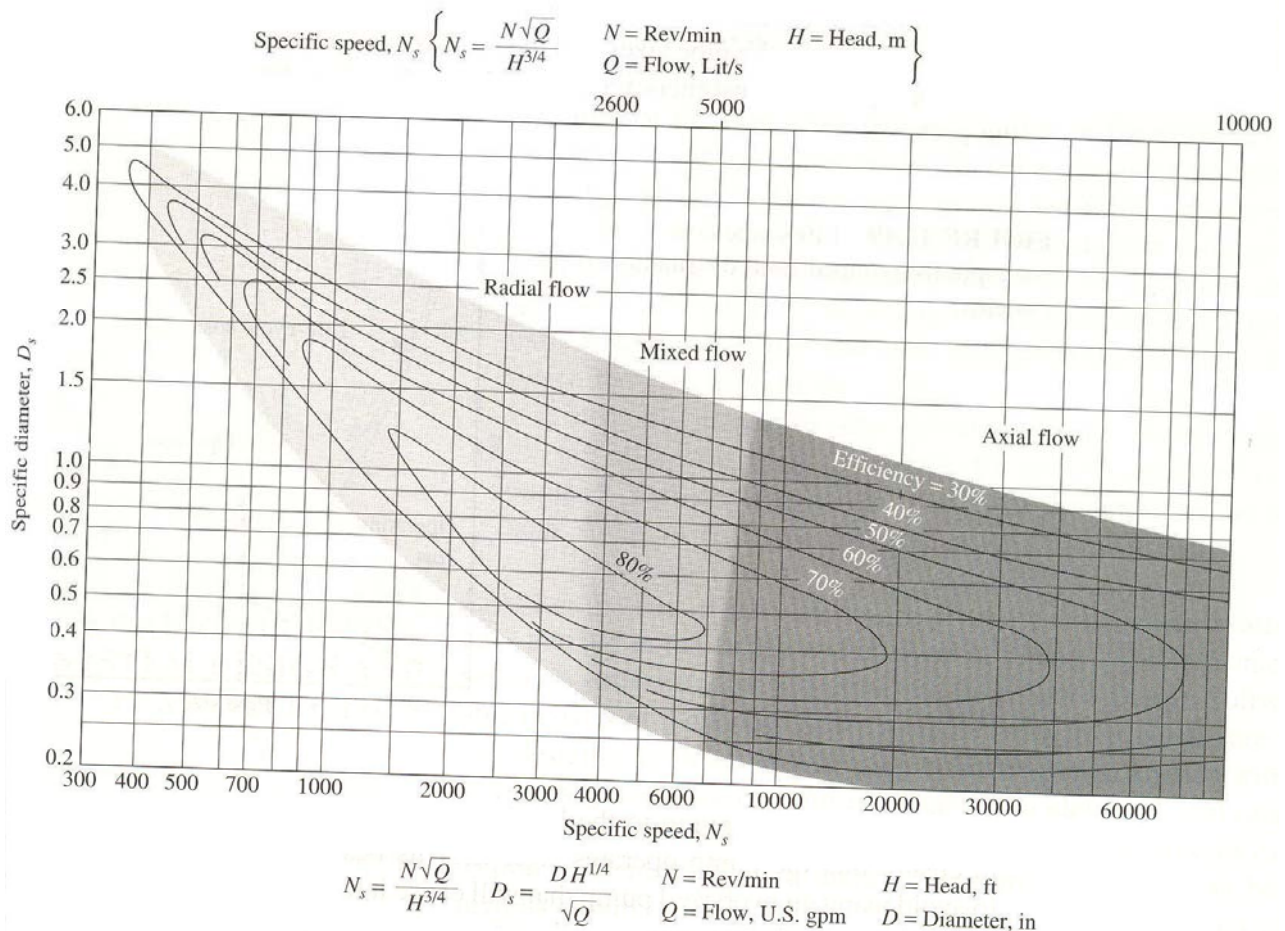
เมื่อ N = ความเร็วของใบพัด (rpm)
 Q = อัตราการไหล (m^3/s)
 H = เฮดทั้งหมด (m)

ภาพข้างล่างนี้แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะและขนาดจำเพาะ (Specific diameter: D_s) ซึ่งพบว่า

ถ้าความเร็วจำเพาะมีค่า	400 – 4,000 ควรใช้ Radial-flow centrifugal pump
ถ้าความเร็วจำเพาะมีค่า	4,000 – 7,000 ควรใช้ Mix-flow pump
ถ้าความเร็วจำเพาะมีค่า	7,000 – 60,000 ควรใช้ Axial-flow pump

โดยขนาดจำเพาะสามารถหาค่าได้จากสมการต่อไปนี้

เมื่อ D = ขนาดของใบพัด มีหน่วยเป็น in (Impeller diameter)



ภาพแสดง ความเร็วจำเพาะกับขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางจำเพาะสำหรับปั๊มเซนตริฟลูอิด

(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)

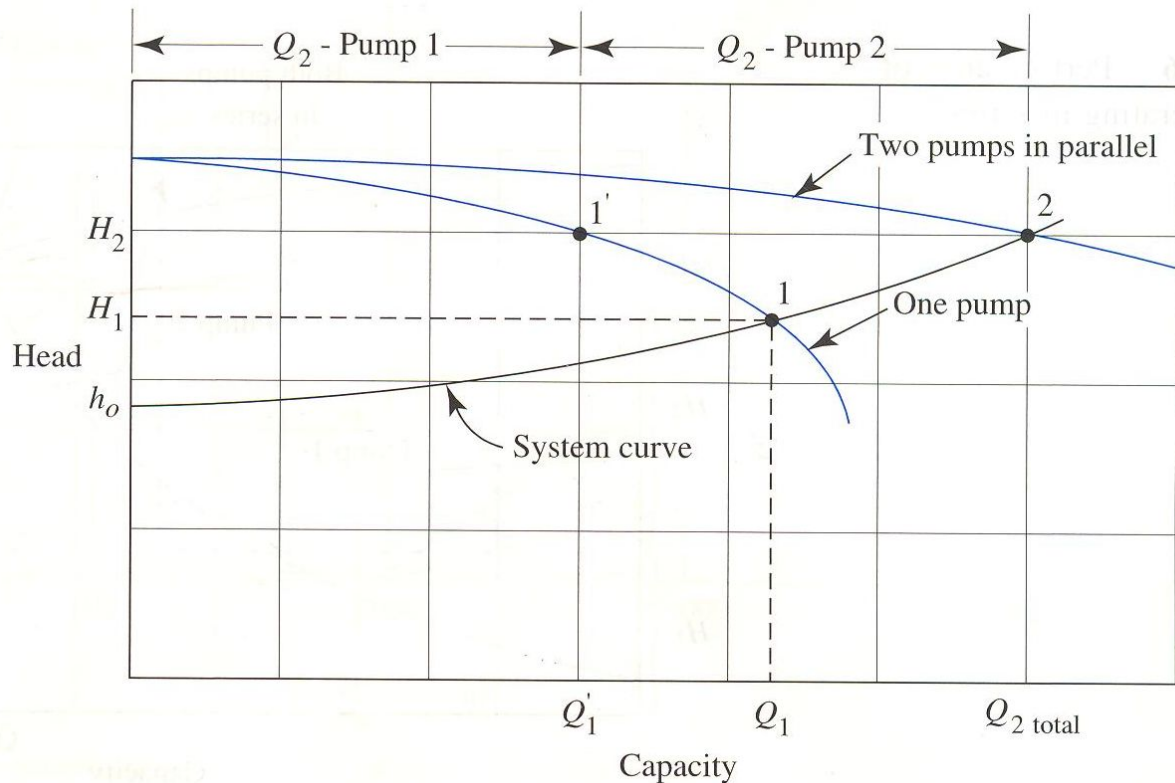
6.8 การต่อปั๊มแบบขนานและแบบอนุกรม

ในบางกรณี มีความจำเป็นที่จะต้องใช้ปั๊มหลายตัวเพื่อเพิ่มอัตราการไหลหรือเพิ่มระดับความสูงที่ต้องการจะยกน้ำให้สูงขึ้น เนื่องจากหากใช้ปั๊มเพียงตัวเดียวจะไม่สามารถสูบหรือยกให้สูงได้ตามที่ต้องการ

โรงปั๊มที่มีการติดตั้งปั๊มหลายตัว จะมีระบบการติดตั้งอยู่ 2 แบบ คือ

6.8.1 การต่อปั๊มแบบขนาน

ใช้ในกรณีที่ต้องการทำให้ได้อัตราการไหลที่เพิ่มมากขึ้น แต่จะไม่ทำให้ความดันเพิ่มขึ้น (ระดับความสูงที่จะยกขึ้นคงที่) เช่น ถ้าต่อขนานสามตัว อัตราการไหลจะเพิ่มขึ้นเป็นสามเท่าในขณะที่ความดันยังคงที่

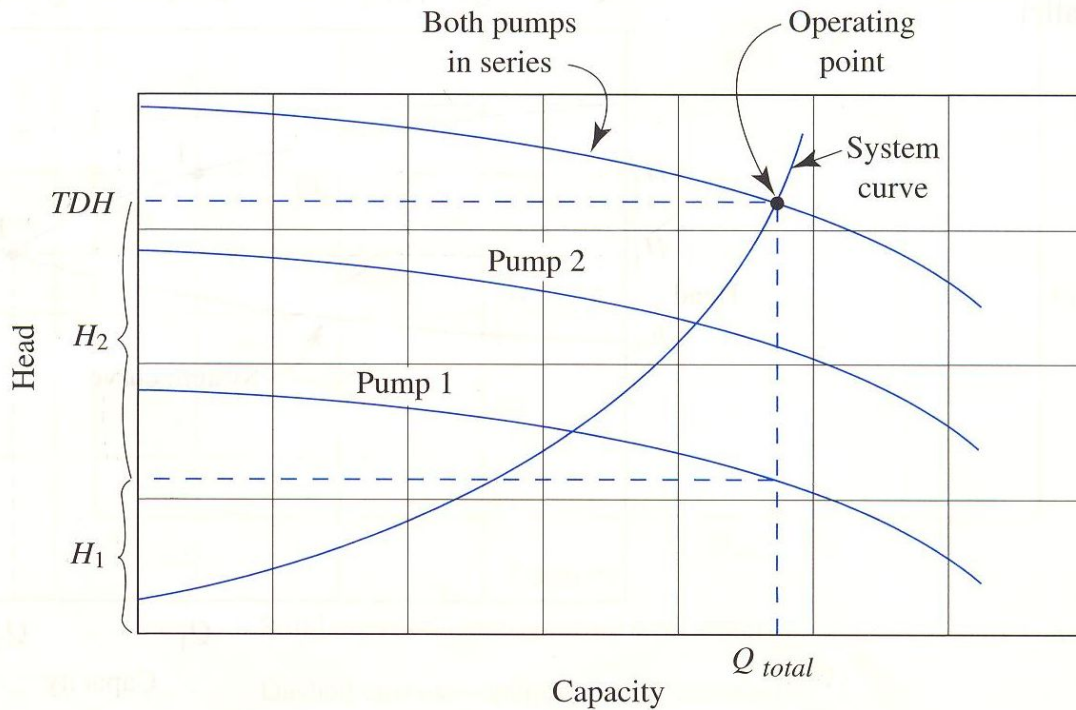


ภาพแสดง คุณสมบัติของปั๊มสองตัวที่ต่อขนาน

(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)

6.8.2 การต่อปั๊มแบบอนุกรม

ใช้ในกรณีที่ต้องการทำให้ได้ความดันที่เพิ่มมากขึ้น (ระดับความสูงที่จะยกขึ้นมีค่าเพิ่มขึ้น) แต่จะไม่ทำให้อัตราการไหลเพิ่มขึ้น เช่น ถ้าต่ออนุกรมสามตัว ความดันจะเพิ่มขึ้นเป็นสามเท่าในขณะที่อัตราการไหลยังคงที่



ภาพแสดง คุณสมบัติของปั๊มสองตัวที่ต่ออนุกรม

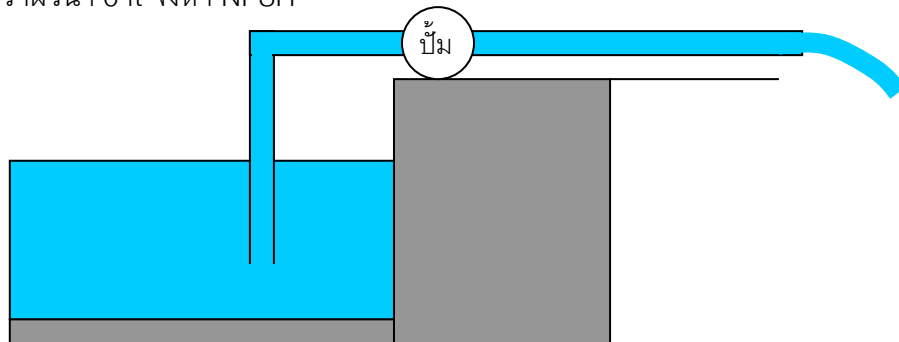
(ที่มา: Robert L. Mott "Applied Fluid Mechanics" 6th edition in SI Units)

ตัวอย่าง 6.4 ในการใช้ปั๊มน้ำ 1 ตัว จะสามารถสูบน้ำได้ในอัตรา 1600 gpm ที่เฮด 900 ft กำหนดให้ ความเร็วจำเพาะของปั๊มเท่ากับ 500 จงคำนวณหา

- (ก) ความเร็วรอบต่ำสุดที่ต้องใช้
- (ข) จำนวนปั๊มที่ต้องใช้และลักษณะการต่อปั๊ม เมื่อความเร็วรอบ 600 rpm

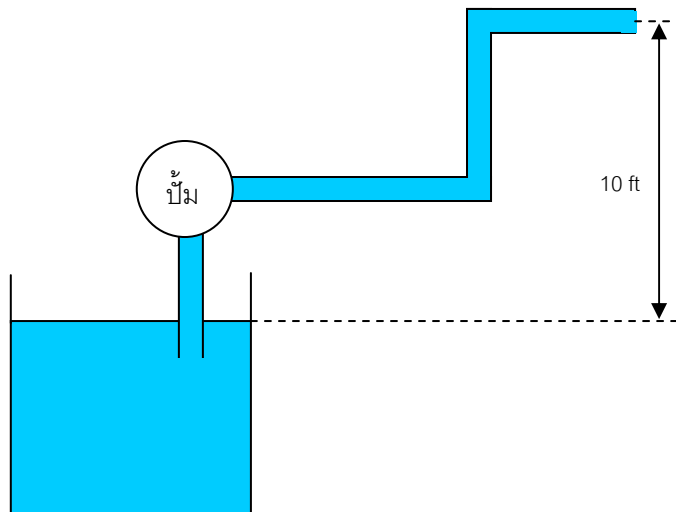
แบบฝึกหัดท้ายบท

1. ปั๊มถูกสร้างขึ้นมาเพื่อลำเลียงน้ำที่ระดับความสูง 120 m มีขนาดใบพัด 1.8 m และมีอัตราการไหล $5.7 \text{ m}^3/\text{s}$ ณ ความเร็ว 200 rpm ในการทดสอบปั๊มจึงได้จำลองแบบปั๊มขึ้นมาจากอัตราการไหล $0.57 \text{ m}^3/\text{s}$ จงคำนวณหาความเร็วรอบ (rpm) และเฮด (m) ของปั๊มแบบจำลอง เมื่อทั้งปั๊มของจริงและที่จำลองมามีประสิทธิภาพที่เท่ากัน
2. ปั๊มเซนตริฟูกัล มีอัตราการไหล $0.02 \text{ m}^3/\text{s}$ เฮด 16.8 m ณ ความเร็ว 1,500 rpm มีขนาดใบพัด 0.32 m และกำลังงาน 4.5 kW เมื่อจำลองแบบปั๊มดังกล่าวนี้ด้วยขนาดใบพัด 0.38 m ณ ความเร็ว 1,750 rpm เมื่อประสิทธิภาพเท่ากัน จงคำนวณหาเฮดที่ผลิตได้ อัตราการไหล และกำลังงาน ที่ได้
3. ปั๊มสามารถลำเลียงน้ำได้ด้วยอัตรา $6 \text{ ft}^3/\text{m}$ ณ 2000 rpm ใบพัดของปั๊มมีขนาด 5 in จงคำนวณอัตราการไหล เมื่อใบพัดของปั๊มมีขนาด 4 in ณ 2200 rpm
4. จากรูป ปั๊มสูบน้ำที่อุณหภูมิ 80°F ด้วยอัตรา 2 cfs ท่อด้านเข้ามีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 8 in และปั๊มอยู่สูงกว่าผิวน้ำ 6 ft จงหา NPSH



5. ปั๊มสามารถลำเลียงน้ำที่ระดับความสูง 120 m มีขนาดใบพัด 1.8 m และมีอัตราการไหล $5.7 \text{ m}^3/\text{s}$ ณ ความเร็ว 200 rpm จงคำนวณหาความเร็วจำเพาะ
6. ปั๊มที่ถูกออกแบบมาที่ 1800 rpm ด้วยประสิทธิภาพ 87% และลำเลียงน้ำด้วยอัตรา 250 L/s (4,000 gpm) ซึ่งจะใช้กำลังงาน 141 kW (189.5 hp) จงคำนวณหาความเร็วจำเพาะ
7. ปั๊มที่ถูกออกแบบมาที่ 690 rpm ด้วยประสิทธิภาพ 78% ลำเลียงน้ำด้วยอัตรา 285 L/s (4,500 gpm) ซึ่งจะใช้กำลังงาน 5.2 kW (7 hp) ภายใต้เฮด 1.5 m (5 ft) จงคำนวณหาความเร็วจำเพาะ
8. ปั๊มที่ถูกออกแบบมาที่ 1200 rpm สูบน้ำด้วยอัตรา 500 L/s ที่เฮด 10 m ถ้าปั๊มนี้มีความเร็วเพิ่มขึ้นเป็น 1500 rpm จงคำนวณอัตราการสูบ เมื่อมีเฮดเท่ากัน และจงคำนวณหาความเร็วจำเพาะของปั๊มนี้

9. จากรูป เมื่อท่อเหล็กขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 12 in ยาว 1000 ft ($f = 0.0205$) ถูกใช้เพื่อลำเลียงน้ำด้วยอัตรา 1000 gpm ขึ้นสูง 10 ft และความดันที่ออกจากปลายท่อนี้ต้องมีความดัน 10 psi จงคำนวณหาเฮดที่ปั๊มจะต้องให้กับระบบนี้



10. เมื่อต้องการสูบน้ำด้วยอัตรา $0.02 \text{ m}^3/\text{s}$ ที่เฮด 129 m ณ 3600 rpm กำหนดให้ประสิทธิภาพของปั๊มที่ยอมรับได้ เมื่อความเร็วจำเพาะอยู่ในช่วง 20 - 80 จงคำนวณหาจำนวนปั๊มที่จะต้องใช้และลักษณะการต่อปั๊ม

คำตอบ

1. ความเร็วรอบ (rpm) และเฮด (m) ของปั๊มแบบจำลอง = 316 rpm และ 48 m ตามลำดับ
2. $H = 32.2 \text{ m}$, $Q = 0.039 \text{ m}^3/\text{s}$, $P = 16.9 \text{ kW}$
3. $Q_2 = 0.056 \text{ ft}^3/\text{s} = 3.38 \text{ ft}^3/\text{min}$
4. $\text{NPSH} = 26.1 \text{ ft}$
5. ความเร็วจำเพาะ = 0.25
6. ความเร็วจำเพาะ = 0.93
7. ความเร็วจำเพาะ = 5.1
8. $Q_2 = 625 \text{ L/s}$, ความเร็วจำเพาะ = 2.85
9. $H_p = 35.74 \text{ ft}$
10. ปั๊ม 4 ตัว ต่ออนุกรม