

บทที่ 2

ผลงานวิชาการที่เกี่ยวข้อง

การนำระบบ VSD มาใช้เพื่อควบคุมอัตราการไหลเป็นวิธีที่มีประสิทธิภาพทำให้ประหยัดพลังงานมากกว่าการใช้วาล์วควบคุมอัตราการไหล แต่ก็ไม่ได้เป็นดังที่กล่าวทุกกรณีไป ความคุ้มค่าของการใช้ VSD จะขึ้นอยู่กับระบบที่จะนำไปประยุกต์ใช้งาน โดยเฉพาะระบบปั๊มที่ระบบมีทั้งองค์ประกอบของเสดเนื่องจากความเสียดทานรวมกับเสดสถิตหรือเสดความดัน h ซึ่งค่า h นี้จะทำให้ผลประหยัดของระบบปั๊มที่ใช้ VSD มีค่าต่ำลง นอกจากนี้ค่าของ h จะทำให้การประเมินค่าการใช้พลังงานโดยใช้สมการจาก Affinity Law เกิดความผิดพลาดขึ้น โดยมีบทความวิชาการที่เกี่ยวข้องดังต่อไปนี้

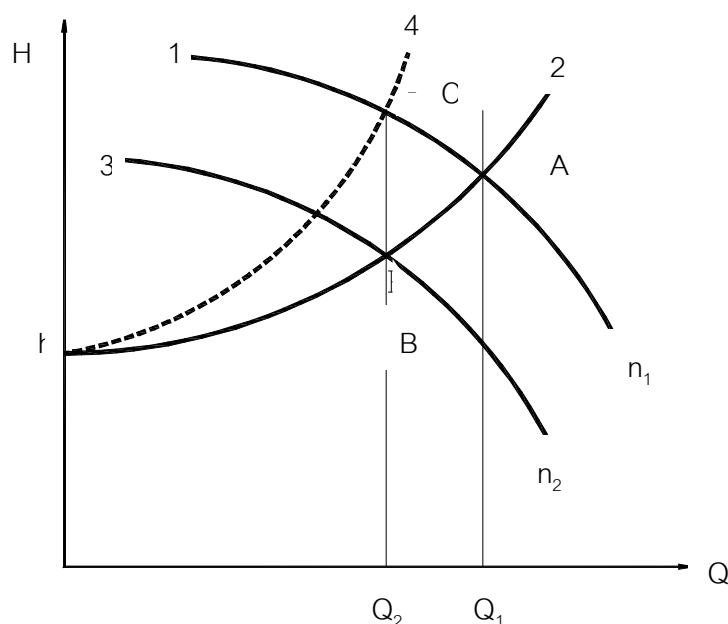
Yongzheng และคณะ (2005) ได้กล่าวไว้ในบทความว่าระบบสูบที่นำ VSD ไปประยุกต์ใช้งานนั้น ความคุ้มค่าของผลการประหยัดและประสิทธิภาพของระบบสูบจะลดลงตามค่าของเสดสถิตและเสดความดันที่มีอยู่ในระบบที่เพิ่มขึ้น ซึ่งถ้ามีค่าดังกล่าวยิ่งสูงความคุ้มค่าของผลประหยัดอาจจะมีค่าไม่แตกต่างจากการใช้วาล์วปรับอัตราการไหล

รูปที่ 1 แสดงเส้นโค้งการทำงานของปั๊ม เส้นหมายเลข 1 เส้นโค้งนี้มีความเร็วรอบ n_1 ส่วนเส้นหมายเลข 2 คือเส้นโค้งของระบบ (System Curve) มีสมการเป็น $H = h + SQ^2$ จุดทำงานคือจุดที่เส้นหมายเลข 1 และ 2 ตัดกันซึ่งในที่นี้คือจุด A มีอัตราการไหลเท่ากับ Q_1 และมีค่าเสดเท่ากับ H_A ถ้าที่จริงแล้วต้องการอัตราการไหลที่น้อยกว่าเท่ากับ Q_2 ถ้าใช้วาล์วเป็นอุปกรณ์เพื่อปรับลดอัตราการไหลจุดทำงานจะเปลี่ยนเป็นจุด C และเส้นโค้งระบบคือเส้นโค้งหมายเลข 4 แต่การปรับลดอัตราการไหลด้วยการปรับความเร็วรอบจุดทำงานจะเป็นจุด B โดยที่จุดนี้ต้องปรับให้ปั๊มมีความเร็วรอบเท่ากับ n_2

สังเกตว่าถ้าค่า h มีค่าเปลี่ยนแปลงจะทำให้เส้นโค้งระบบเปลี่ยนไปด้วย และจุดทำงานจุด B ก็เปลี่ยนแปลงตามค่า h ด้วยเช่นกัน พลังงานที่ต้องการของจุด B คือ

$$P_B = \frac{Q_2 H_B \gamma}{\eta_B} \quad (1)$$

ถ้า H_B เพิ่มขึ้นจากการเพิ่มค่าของ h แต่ประสิทธิภาพ η_B ลดลง ดังนั้นค่าของพลังงาน P_B จะเพิ่มขึ้นตามค่าของเสดสถิต h เช่นเดียวกัน



รูปที่ 1 เส้นโค้งจำลองการทำงานของระบบปั๊ม

VSD จะทำให้เกิดความประหยัด ถ้าทำให้พลังงานในการขับปั๊มมีค่าลดลง โดยการเปรียบเทียบผลความประหยัดจะนิยมทำโดยเทียบกับวิธีการควบคุมอัตราการไหลวิธีอื่นๆ ซึ่งโดยทั่วไปผลการประหยัดพลังงานของระบบ VSD จะนิยมนำไปเปรียบเทียบกับวิธีการใช้วาล์วปรับอัตราการไหล เพราะว่าวาล์วเป็นอุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหลที่ง่ายต่อการใช้งาน ซึ่งพบการใช้วาล์วอย่างแพร่หลาย

ความแตกต่างระหว่างพลังงานที่ต้องการของจุด C และ B ในรูปที่ 1 คือ

$$\Delta P = P_C - P_B = \gamma \cdot Q_2 \left(\frac{H_C}{\eta_C} - \frac{H_B}{\eta_B} \right) \quad (2)$$

เพราะ P_B เพิ่มขึ้นเมื่อ h เพิ่มขึ้นและ P_C (เป็นตำแหน่งของพลังงานของการใช้วาล์วหรือการไหล) ไม่ได้ขึ้นกับ h ส่วน ΔP จะมีค่าลดลงเมื่อ h มีค่าเพิ่มขึ้น ผลความคุ้มค่าของการประหยัดพลังงานของระบบ VSD จะลดลงเมื่อ h เพิ่มขึ้น ด้วยเหตุนี้ความสัมพันธ์ระหว่างความคุ้มค่าของการประหยัดพลังงานของ VSD กับค่าของ h ของระบบที่สามารถสังเกตได้ง่าย โดยการเพิ่มขึ้นของเฮดสถิต h ทำให้ประสิทธิภาพลดต่ำลง อันเป็นสาเหตุให้การใช้พลังงานมีค่าเพิ่มขึ้น ดังนั้นความแตกต่างระหว่างพลังงานของการควบคุมความเร็วรอบกับการใช้วาล์วจะมีแตกต่างกันน้อยลงเมื่อค่า h มีค่าเพิ่มขึ้น ด้วยเหตุนี้ผลประหยัดพลังงานของการใช้ VSD มีค่าลดลง

ความคุ้มค่าของผลการประหยัดพลังงานของระบบ VSD ไม่สามารถประเมินหรือคำนวณได้โดยตรงจากผลต่าง ΔP ต้องนำประสิทธิภาพของระบบ VSD ที่ใช้งานมาคิดร่วมด้วย สมมุติระบบ VSD มีประสิทธิภาพเท่ากับ η_B โดยเปรียบเทียบกับการใช้วาล์วปรับอัตราการไหล $= P_C - (P_N/\eta_B)$ จะสังเกตได้ว่า $P_C - (P_N/\eta_B) < \Delta P = P_C - P_B$ และถ้าค่าเฮดสถิต h มีค่าเพิ่มขึ้นจนอาจจะมีค่ามากจนกระทั่ง $(P_N/\eta_B) \geq P_C$ ซึ่งทำให้การใช้พลังงานมีค่ามากกว่าก่อนการใช้ระบบ VSD

ดังนั้นความคุ้มค่าในทางเศรษฐศาสตร์จะมีค่าสูงสุดเมื่อระบบไม่มีเฮดสถิตและเฮดความดัน h ในระบบ และความคุ้มค่าของผลประหยัดจะลดลงเรื่อยๆตามค่า h ที่มากขึ้นในระบบ และค่าประสิทธิภาพการทำงานของระบบ VSD ต้องนำมาวิเคราะห์ร่วมในการวิเคราะห์ด้วยเสมอ เพราะพลังงานที่ใช้จริงของระบบ VSD เปรียบเทียบกับการใช้วาล์วอาจอยู่ในสภาวะใกล้เคียงกัน ดังนั้นการใช้ VSD จึงไม่มีความคุ้มค่าของพลังงานที่ประหยัดได้ และถ้าสภาวะใกล้เคียงกันมากพอ อาจทำให้การใช้ระบบ VSD มีการใช้พลังงานมากกว่าการใช้วาล์วก็ได้ เพราะว่าการนำระบบ VSD มาใช้เป็นการลงทุนเพิ่มในระบบ ศักยภาพของความคุ้มค่าของผลประหยัดพลังงานจะต้องคำนวณและวิเคราะห์อย่างระมัดระวังตามการใช้งานจริงของระบบที่มีค่าเฮดสถิตหรือเฮดความดัน h ในระบบ

Fox และ McDonald (1994) ได้กล่าวไว้ในหนังสือของเขาว่า การนำวิธีจัดกลุ่มตัวแปรไร้มิติมาประยุกต์ใช้งานในทางปฏิบัติที่สำคัญ คือการนำมาประยุกต์ใช้กับปั๊มแรงเหวี่ยง โดยที่รูปแบบการไหลภายในปั๊มจะเปลี่ยนแปลงไปตามอัตราการไหลและความเร็ว ซึ่งผลของการเปลี่ยนแปลงนี้จะทำให้สมรรถนะของปั๊มเปลี่ยนแปลงเช่นกัน ค่าพารามิเตอร์ของสมรรถนะที่น่าสนใจประกอบด้วยการเพิ่มขึ้นของความดัน (หรือ เฮด H) ค่าพลังงานที่ปั๊มต้องการ และ ค่าประสิทธิภาพ ซึ่งการวัดค่าพารามิเตอร์จะต้องถูกควบคุมภายใต้สภาวะที่กำหนด สำหรับเส้นโค้งของสมรรถนะของปั๊มจะถูกสร้างขึ้นด้วยการปรับค่าพารามิเตอร์ซึ่งทำหน้าที่เป็นตัวแปรอิสระเช่น ค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตร ดังนั้นตัวแปรอิสระจึงเป็นค่าที่เกี่ยวข้องกับอัตราการไหลเชิงปริมาตร เช่นค่าความเร็วรอบ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของใบปั๊ม และคุณสมบัติของของไหล สำหรับค่าตัวแปรตามจะมีหลายตัวแปรแล้วแต่ค่าที่เราสนใจ

การหาค่าพารามิเตอร์ของตัวแปรไร้มิติเริ่มจากการกำหนดสัญลักษณ์ให้สมการ สำหรับตัวแปรตามของเฮดของปั๊มคือ H (เป็นค่าพลังงานต่อหน่วยมวล L^2/t^2) และพลังงานคือ P ขึ้นอยู่กับตัวแปรอิสระโดยให้

$$H = g_1(Q, \rho, n, D, \mu) \quad (3)$$

$$P = g_2(Q, \rho, n, D, \mu) \quad (4)$$

ขั้นตอนต่อไปใช้ทฤษฎีของพาย (Pi Theorem) จะได้กลุ่มตัวแปรไร้มิติในรูปของสัมประสิทธิ์ของเฮด (head coefficient) และสัมประสิทธิ์พลังงาน (power coefficient) ดังนี้

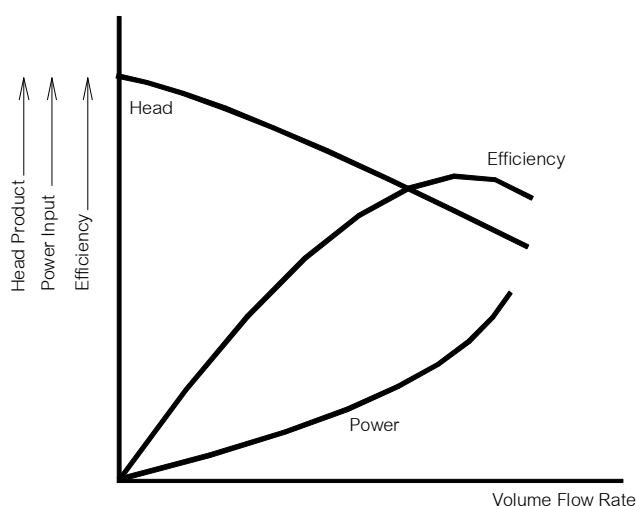
$$\frac{H}{n^2 D^3} = f_1\left(\frac{Q}{n D^3}, \frac{\rho n D^3}{\mu}\right) \quad (5)$$

และ

$$\frac{P}{\rho n^3 D^3} = f_2\left(\frac{Q}{n D^3}, \frac{\rho n D^3}{\mu}\right) \quad (6)$$

พารามิเตอร์ไร้มิติ Q/nD^3 ในสมการข้างต้นเป็นสัมประสิทธิ์การไหล ส่วนพารามิเตอร์ไร้มิติ $\rho n D^3/\mu$ ได้จากเรย์โนลด์นัมเบอร์

เฮดและพลังงานที่เกิดขึ้นในปั๊มนั้นเกิดจากแรงเฉื่อย ทั้งรูปแบบการไหลภายในปั๊ม และสมรรถนะของปั๊มเปลี่ยนแปลงตามอัตราการไหลเชิงปริมาตรและความเร็วรอบ ซึ่งเป็นการยากมากที่จะพยากรณ์การทำงานของปั๊มด้วยวิธีเชิงวิเคราะห์ ยกเว้นจะทราบค่าที่จุดออกแบบของปั๊ม ซึ่งได้จากการวัดค่าจากการทดลอง โดยที่รูปแบบของเส้นโค้งที่เขียนจากข้อมูลการทดลองสำหรับการทดสอบปั๊มแบบแรงเหวี่ยงที่ความเร็วรอบคงที่แสดงในรูปที่ 2 ซึ่งเป็นฟังก์ชันของอัตราการไหลเชิงปริมาตร สำหรับเส้นโค้งของเฮด พลังงาน และ ประสิทธิภาพในรูปที่ 2 นั้นได้จากการนำผลการทดลองมาคำนวณ สำหรับจุดออกแบบของปั๊มโดยปกติจะเป็นจุดที่ปั๊มมีประสิทธิภาพสูงสุด (Best Efficiency Point: BEP)



รูปที่ 2 ตัวอย่างรูปแบบทั่วไปของเส้นโค้งสมรรถนะของปั๊มแบบแรงเหวี่ยงที่ความเร็วคงที่

ในทางปฏิบัติผลของความหนืดมีผลน้อยมาก เมื่อใช้การวิเคราะห์ความคล้ายทางมิติของปั๊มที่มีมิติต่างกันแต่ทำงานภายใต้สภาพการไหลเดียวกัน ดังนั้นจากสมการ (5) และ (6) จะเป็น

$$\frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^2} \quad (7)$$

$$\frac{H_1}{n_1^2 D_1^2} = \frac{H_2}{n_2^2 D_2^2} \quad (8)$$

และ

$$\frac{P_1}{\rho_1 n_1^3 D_1^5} = \frac{P_2}{\rho_2 n_2^3 D_2^5} \quad (9)$$

การทดลองพบว่าผลของความหนืดไม่มีความสำคัญใดๆภายใต้สภาพการไหลที่คล้ายคลึงกัน จึงยอมให้ใช้สมการ (7) - (9) ไปสู่รูปแบบของอัตราส่วนสเกลของสมรรถนะของปั๊มแรงเหวี่ยงที่ทำงานในสภาวะอื่นๆ เช่นการเปลี่ยนความเร็วหรือการเปลี่ยนขนาดใบพัดของปั๊ม ที่ซึ่งรู้จักโดยทั่วไปในชื่อ กฎของปั๊ม (Pump Law หรือบางตำราใช้ Affinity Law) ถ้าทราบสภาวะการทำงานที่จุดใดๆของปั๊ม สภาวะการทำงานที่จุดอื่นๆของปั๊มที่มีความคล้ายเชิงมิติก็สามารถหาค่าได้ โดยการเปลี่ยนค่าของขนาดใบปั๊ม D หรือความเร็วรอบ n ในสมการ (7) - (9) นั่นเอง

สำหรับเนื้อหาของสารนิพนธ์นี้จะสนใจเฉพาะการเปลี่ยนความเร็วรอบของปั๊มเท่านั้น และขนาดใบของปั๊มจะต้องมีค่าคงที่ ดังนั้นสมการ (7) - (9) จะเป็น

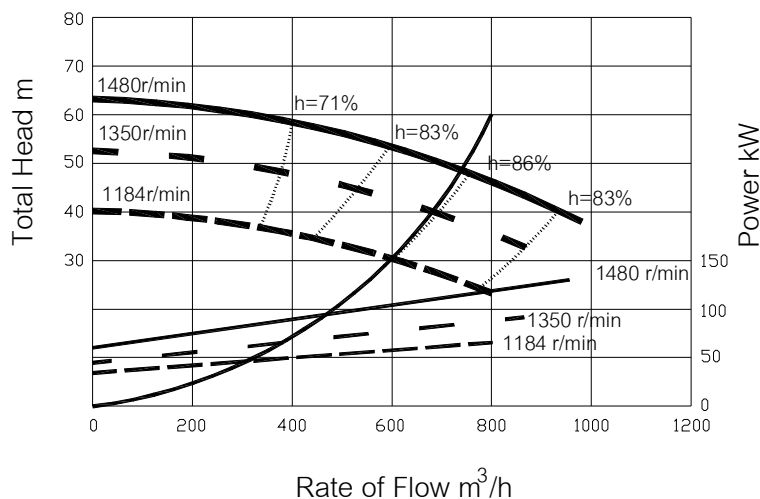
$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (10)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{n_2^2}{n_1^2} \quad (11)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{n_2^3}{n_1^3} \quad (12)$$

(“Variable Speed Pumping,” 2004) ได้กล่าวระบุว่า กรณีที่ระบบที่มีแต่ความเสียดทานเพียงอย่างเดียว การปรับลดของความเร็วรอบของปั๊มลงนั้นจะทำให้จุดทำงานของปั๊ม (จุดตัดระหว่างเส้นโค้งของปั๊มกับเส้นโค้งระบบ) เคลื่อนที่ไปตามเส้นประสิทธิภาพคงที่ดังแสดงในรูปที่ 3 จุดการทำงานของปั๊มเป็นจุดที่ออกแบบไว้ให้มีประสิทธิภาพสูงสุด BEP ดังนั้นการใช้วิธีเปลี่ยนความเร็วรอบสำหรับกรณีนี้จะทำให้ปั๊มยังคงมีจุดทำงานที่มีประสิทธิภาพสูงสุดเหมือนเดิมไม่

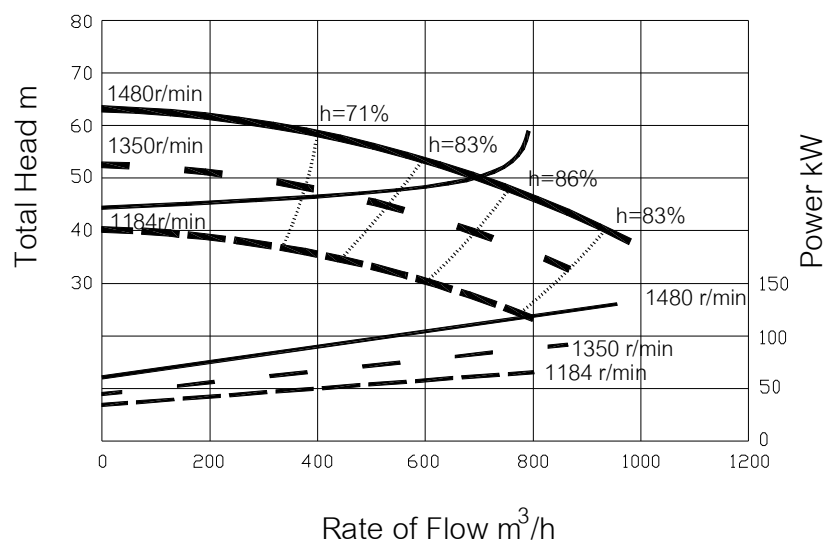
เปลี่ยนแปลง และถ้าสังเกตจากสมการ Affinity Law แล้วพบว่าถ้าความเร็วรอบของปั๊มลดลงจะทำให้ค่าของพลังงานที่ใช้ลดลงอย่างมาก



รูปที่ 3 ตัวอย่างผลของการเปลี่ยนความเร็วของปั๊ม กับเส้นโค้งระบบที่มีเฉพาะองค์ประกอบของค่าความเสียดทานเพียงอย่างเดียวเท่านั้น

ในกรณีที่ระบบปั๊มมีค่าเสียดสีหรือเสียดความดันอยู่ จะทำให้เส้นโค้งของระบบไม่ได้มีจุดกำเนิดที่จุด (0,0) เหมือนกับระบบที่มีเฉพาะค่าความเสียดทานเพียงอย่างเดียว แต่เส้นโค้งของระบบจะเริ่มจากค่าของแกน Y ที่มีค่าเท่ากับเสียดสีหรือเสียดความดันที่มีอยู่ ดังนั้นเส้นโค้งของระบบจะไม่ใช้เส้นโค้งที่มีประสิทธิภาพคงที่ (แสดงในรูปที่ 4) การลดลงของอัตราการไหลไม่ได้เป็นอัตราส่วนโดยตรงกับความเร็วรอบ การลดลงของความเร็วเพียงเล็กน้อยจะทำให้อัตราการไหลลดลงอย่างมากรวมถึงประสิทธิภาพด้วยเช่นกัน ซึ่งจะเกิดความผิดพลาดขึ้นถ้านำสมการ Affinity Law มาใช้คำนวณเพื่อประเมินการประหยัดพลังงานของปั๊มในระบบที่มีค่าเสียดสีอยู่นี้ ซึ่งจะทำให้ผลการประเมินคลาดเคลื่อนผิดจากความเป็นจริงมากทีเดียว

สำหรับสารนิพนธ์นี้จะเป็นการศึกษาและนำเสนอวิธีการที่มีความถูกต้องมากกว่าสมการ Affinity Law ที่สามารถจะนำไปใช้งานประเมินค่าการประหยัดพลังงานของระบบปั๊มที่ปรับลดอัตราการไหลด้วยการปรับความเร็วรอบได้โดยตรง หรือปั๊มที่ใช้ระบบ VSD กับระบบที่มีค่าเสียดสีและเสียดความดันอยู่ โดยอาศัยค่าพารามิเตอร์จากการวัดค่าการทดสอบการทำงานของปั๊มนำไปใช้ร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้น ซึ่งจะนำเสนอรายละเอียดทั้งหมดในบทของวิธีการวิจัยในบทที่ 3 ต่อไป



รูปที่ 4 ผลของการเปลี่ยนความเร็วรอบของปั๊มในระบบที่มีองค์ประกอบของเสดความเสียดทาน
รวมกับเสดความดันหรือเสดสถิต