

พื้นฐานและสำนึกทางวิศวกรรม 3 กับประสบการณ์งานปฏิบัติทางด้านระบบปรับอากาศ

ทำความเข้าใจและพลังงาน

Basic Engineering and Engineering Sense 3
Based on Personal Experience in Air Conditioning,
Refrigeration and Energy Practice



ผศ. ฤชากร จิรกาลวาน
ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย กรุงเทพฯ 10330

บทความนี้เป็นเรื่องเกี่ยวกับพื้นฐานและสำนึกทางวิศวกรรม ที่ผู้เขียนได้ประสบมาเองในการสอนหนังสือ ปรึกษาและปฏิบัติงานด้านวิศวกรรม ซึ่งส่วนใหญ่เป็นตัวอย่างที่มีความสัมพันธ์กับบทความที่ได้เขียนถึง ในพื้นฐานและสำนึกทางวิศวกรรม สำหรับผู้ปฏิบัติงานด้านระบบปรับอากาศและพลังงาน หนังสือวิชาการชุดที่ 1 พฤศจิกายน พ.ศ. 2541 และพื้นฐานและสำนึกทางวิศวกรรม 2 สำหรับผู้ปฏิบัติงานด้านระบบปรับอากาศและพลังงาน บทความวิชาการ เมษายน พ.ศ. 2542 ของสมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทย ในบทความ มีเรื่องที่น่าสนใจ เช่น หัวหน้าช่างกับวิศวกรรมพื้นฐานเบื้องต้น วิศวกรปรับอากาศ/พลังงานกับก๊าซผสมบอร์นหรือก๊าซอุดมคติ การโฆษณาขาย INVERTER ที่ผิดๆ ของวิศวกร และ การใช้ทฤษฎีพื้นฐานพิสูจน์หอทำความเย็น (Cooling Tower) หลายตัวต่อทำงานร่วมกัน ต้องใช้วาล์วควบคุมทั้งทางเข้าและทางออก

The paper was based on author's many years of academic and practicing experience in basic engineering and engineering sense. Most of them were related to his previously published articles about Basic Engineering and Engineering Sense in The Journal of Air-conditioning Engineering Association of Thailand. Subjects included: A foreman and the elementary engineering; The engineers and the ideal gas law; The incorrect usage of the inverter and The reason of requiring 2 on-off control valves for each cooling tower in multiple cooling towers connection.

1. บทนำ

พื้นฐานและสำนึกทางวิศวกรรมเป็นสิ่งสำคัญ จะต้องเข้าใจให้ถ่องแท้ โดยจะต้องเข้าใจแบบสามารถประยุกต์ใช้งานจริงได้ จากประสบการณ์พบว่า มีวิศวกรไม่น้อยติดคิดความคืดมาจากตอนเรียนชั้นประถม-มัธยม อาจจะมาจกสาเหตุที่ผู้สอนไม่มีประสบการณ์ในด้านวิทยาศาสตร์ประยุกต์หรือวิศวกรรม จึงไม่อาจจะเน้นในลักษณะที่จะประยุกต์ให้ใช้งานได้จริง จึงเป็นเหตุให้ถึงแม้มาเรียนด้านวิศวกรรมบางครั้งไม่สามารถเปลี่ยนความคิดนี้ได้ เพราะสิ่งที่รับรู้มาสมัยอายุน้อยๆ ซ้ำซากมักจะเปลี่ยนยาก ยิ่งไปกว่านั้นผู้ที่สอนทางด้านวิศวกรรมเองบางท่านที่ไม่มีประสบการณ์ทางด้านปฏิบัติก็สอนทบทวนในลักษณะเดียวกันคล้ายกับที่ถูกสอนมา ขณะเดียวกันวิศวกรอาวุโสที่ไม่เคยสอนหนังสือก็มักจะให้สูตรสำเร็จไปใช้เลยหนักไปกว่านั้นบางท่านมีการบอกว่า ที่เรียนมามันเป็นทางทฤษฎี ใช้ไม่ได้หรอก เอนี่ไปใช้แทนซะ การกล่าวเช่นนี้ไม่ถูกต้อง จากความไม่เข้าใจพื้นฐานที่แท้จริง วิศวกรอาวุโสบางท่านจึงมักจะบอกว่าวิชาพื้นฐานนั้นวิชาพื้นฐานนี้ไม่จำเป็นต้องสอบเพื่อเลื่อนชั้นวิศวกร ที่ถูกต้องจริงๆ แล้วต้องดูว่า งานที่ทำเป็นงานด้านใด ตัวอย่างเช่นถ้าเป็นด้าน ระบบปรับอากาศ ระบบทำความเย็น และพลังงาน วิชาพื้นฐานที่สำคัญที่สุดคือ วิชาอุณหพลศาสตร์ (Thermodynamics) จากประสบการณ์ที่จะเล่าต่อไปนี้น่าเป็นอุทาหรณ์ให้เห็นความสำคัญของพื้นฐานหรือทฤษฎี

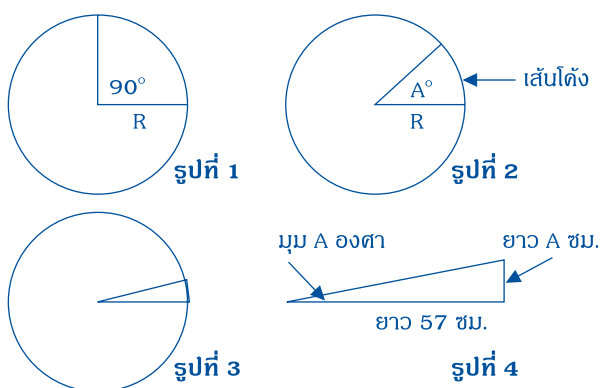
2. เรื่องกิดจับสืบเชื่กับพื้นฐานทางวิศวกรรมเบื้องต้น

ผู้เขียนจบจากจุฬาฯ ปี พ.ศ. 2510 ทำงานเป็นวิศวกรปรับอากาศอยู่บริษัทเอกชนสามปีได้ทุนโคลัมโบศึกษาได้ต่อปริญญาโทแล้วได้ฝึกงานต่อประมาณหกเดือน กลับมาสอนที่จุฬาฯ ปี พ.ศ. 2515 ขณะเดียวกันได้ทำงานทางด้านระบบปรับอากาศและทำความเย็นควบคู่กันมาตลอด เมื่อประมาณปี พ.ศ. 2519 ผู้เขียนได้ไปตรวจสถานที่เพื่อเตรียมงานด้านระบบปรับอากาศที่อาคารทองไทยหลังหนึ่งพบทิดจิบ (พวกช่างมักนิยมเรียกผู้ที่เคยบวชแล้วสึกว่า “ทิด”) ซึ่งเป็นหัวหน้าช่างกำลังหุดหงิดที่จะต้องแก้ไขหลังคาใหม่ เป็นหลังคาจั่วซึ่งในแบบเขียนไว้ว่าเอียง 10 องศา โดยค่าคลาดเคลื่อนต้องไม่เกิน 10% ทิดจิบได้ใช้ประสบการณ์ที่บอกสอนกันต่อๆ มา โดยการลากเส้นยาว 50 ซม. แล้วลากเส้นตั้งฉากกับปลายเส้นขึ้นไป 10 ซม. จากนั้นก็ลากเส้นตรงเชื่อมปลายที่เหลือทั้งสอง เส้นตรงนี้จะเอียง 10 องศา ทิดจิบบอกว่าวิธีนี้เขาทำกันมานานแล้ว แต่สถาปนิกบอกใช้ไม่ได้ผิดพลาดเกิน 10% ต้องลากเส้นยาว 57 ซม. แทน จึงต้องทำใหม่ แต่ทิดจิบเชื่อมั่นว่าไม่น่าจะผิดเพราะใช้กันมานาน บังเอิญทิดจิบพอทราบจากช่างเครื่องปรับอากาศว่า ผู้เขียนเป็นอาจารย์จึงให้ผู้ช่วยตัดเส้น ผู้เขียนจึงถามว่าทิดจิบเรียนจบชั้นอะไร ทิดจิบบอกว่า เรียนอยู่ชั้น ม.4 ที่บ้านไม่สามารถให้เรียนต่อได้จึงออกมาทำงาน สมัยนั้นระบบการศึกษาจะเป็น ป.1 ถึง ป.4 และ ม.1 ถึง ม.8 ทิดจิบทำงานมานานพอควรจนได้เป็นหัวหน้าช่าง ผู้เขียนจึงถามว่ารู้วิธีคำนวณเส้นรอบวงจากรัศมีไหม? ไม่น่าเชื่อทิดจิบตอบทันที สองคูณไพคูณรัศมี ไพคือ 22/7 หรือ 3.14 ผู้เขียนถามต่อ แล้วมุมฉากมีกี่องศา เขาตอบ 90 ซิคร์บ ถ้าจัน

มุมที่จุดศูนย์กลางของวงกลมจะมีกึ่งองศาเขาก็ตอบ 4 มุมฉาก หรือ 360 องศา ผู้เขียนได้ชมทีดิบถ้าได้เรียนต่อก็อาจจะเป็นวิศวกรได้เนี่ย เขาละเรามาพิสูจน์ว่าใครผิดใครถูกกันนะ ผู้เขียนจึงเขียนวงกลมขึ้นมาดังรูปที่ 1 โดยลากเส้นรัศมี 2 เส้นตั้งฉากกันหรือ 90 องศา แล้วถามว่าความยาวของเส้นรอบวง (เส้นโค้ง) ส่วนที่อยู่ระหว่างรัศมี 2 เส้นนี้ยาวเป็นกี่เท่าของเส้นรอบวงทีดิบหยุดคิดนานพอควรจากนั้นก็ตอบว่า 1/4 เท่า ถามว่ามาได้ไง เขาก็ตอบว่า $90/360 = 1/4$ ของเส้นรอบวง ผมก็ชมเขาว่าเยี่ยมมาก จึงถามต่อไปว่าถ้าเส้นรัศมีทั้งสองทำกันเป็นมุมอื่นๆ เช่นมุม A ดังรูปที่ 2 ความยาวเส้นโค้งนี้จะเป็ กี่เท่าของเส้นรอบวง เขาก็ตอบว่า $= A/360$ เท่าของเส้นรอบวง ผู้เขียนจึงบอกว่าถ้าฉันเอาความยาวเส้นรอบวงคูณดูซิ ซึ่งก็จะได้

$$\begin{aligned} \text{ความยาวเส้นโค้ง} &= (2\pi R) \times (A / 360) = \\ &6.28RA / 360 = RA / 57 \end{aligned}$$

ถ้าเอาเส้นโค้งนั้นหารด้วยรัศมี R ก็จะได้ $= A / 57$



ให้ทีดิบลองสังเกตดูถ้าหากมุมมันเล็กมาก เช่นต่ำกว่า 20 องศาเส้นโค้งจะเกือบเป็นเส้นตรงที่ตั้งฉากกับรัศมีดังรูปที่ 3 ดังนั้นถ้ามุมขนาดเล็กเราก็สร้างได้ง่ายๆ ดังรูปที่ 4 คือ ลากเส้นยาว 57 ซม.

ลากเส้นตั้งฉากยาว A ซม. หรือเท่ากับตัวเลขของศาของมุม เช่น ถ้าต้องการมุม 10 องศาก็ลากเส้นตั้งฉากยาว 10 ซม. ดังนั้นหลังคาที่เขาสร้างโดยใช้ความยาว 50 ซม. ก็จะผิดพลาดไป $(57-50)/57 \times 100 = 12\%$ วิธีอธิบายทั้งหมดนี้ทำให้ทีดิบเข้าใจอย่างแจ่มแจ้ง และก็เห็นชัดจากรูปว่า ถ้ามุมใหญ่ ความยาวเส้นโค้งจะมาเขียนแทนด้วยเส้นตรงตั้งฉากย่อไม่ได้วิธีการนี้จึงใช้ไม่ได้สำหรับมุมใหญ่ ทีดิบจึงรู้ว่าการจํามาใช้โดยไม่รู้พื้นฐานบางครั้งก็มีปัญหา จะเห็นได้ว่าแม้แต่พื้นฐานเบื้องต้นๆ ทางวิศวกรรมก็ยังคงสำคัญ ซึ่งสมัยก่อน (ผู้ที่เกิดก่อน พ.ศ. 2503) มักจะถูกสอนให้จําแบบนกแก้ว นกขุนทอง แต่สมัยต่อมาดีขึ้นมากมายทีเดียว ต้องเข้าใจให้ดีกว่าพื้นฐานหรือสิ่งที่ต้องใช้อยู่ประจำก็อาจจะต้องจดจําหรือท่องจําอยู่บ้างเหมือนกันตัวอย่าง เช่น ในกฎหมายเกี่ยวกับความดันอากาศในบันไดหนีไฟเพื่อป้องกันควันไฟเข้าสู่บันได สมัยแรกๆเขียนไว้ว่าต้องมากกว่าในอาคาร 38 MPa ซึ่งที่จริงคือ 38 Pa ถ้าผู้ที่เขียนหรือผู้ที่อ่านตรวจทานจะจําเสียสั กนิดว่า ความดันบรรยากาศประมาณ 0.1 MPa เท่านั้น ก็จะเอะใจว่าเป็นไปไม่ได้ที่อัดความดันถึง 380 เท่าของบรรยากาศ

3. วิศวกรปรับอากาศ/พลังงานกับ ก๊าซสมบูรณ์หรือก๊าซอุดมคติ

ประมาณปี พ.ศ.2524 ผู้เขียนได้เป็นที่ปรึกษาให้โรงงานประกอบเครื่องปรับอากาศแห่งหนึ่ง วิศวกรสั่งให้ช่างอัดก๊าซไนโตรเจนเข้าไปในท่อคอนเดนเซอร์ด้วยความดันประมาณ 1,000 kPa (150 psi) เพื่อทดสอบรอยรั่ว เสร็จแล้วบังเอิญต้องนำไปผ่านขบวนการต่อไปซึ่งต้องทำให้คอนเดนเซอร์อุณหภูมิสูงเป็น 200 °C วิศวกรจึงสั่งช่างว่า

“คุณอลังการ คุณต้องปล่อยไนโตรเจนออกก่อน เพราะคอนเดนเซอร์เราทนความดันได้เพียงประมาณ 2,800 kPa (400 psi) อุณหภูมิสูงขนาดนี้ (200°) มีหวังระเบิด” จะเห็นว่า วิศวกรไม่เข้าใจพื้นฐานวิศวกรรมเบื้องต้นเรื่องก๊าซสมบูรณ์หรือก๊าซอุดมคติ แม้ว่าในโลกนี้จะไม่มียุคอุดมคติหรือสมบูรณ์ 100% สำหรับนักฟิสิกส์ แต่สำหรับวิศวกรแล้ว เราต้องใช้สำนักวิศวกรรมช่วย ในงานส่วนใหญ่ การผิดพลาด 5%หรือ10% มักจะไม่มีผลสำคัญมากนัก สูตรก๊าซสมบูรณ์เบื้องต้น $PV = mRT$ มักจะใช้ได้ดี แต่ต้องมีสำนักทางวิศวกรรมด้วย เช่น ในกรณีนี้ เราต้องรู้จักคิดว่าปริมาตรภายในของคอนเดนเซอร์ซึ่งเป็นโลหะแม้จะร้อนถึง 200 °C การเปลี่ยนแปลงจะไม่มีผลความหมาย นั่นคือ ความดัน(สมบูรณ์)เป็นสัดส่วนโดยตรงกับอุณหภูมิ(สมบูรณ์) ดังนั้น ความดันจะเพิ่มเป็น $(200+273)/(30+273) = 1.56$ เท่าของเดิมเท่านั้น (สมมุติอุณหภูมิเดิม 30 °C) นั่นคือความดันจะเปลี่ยนเป็น

$$P_2 = 1.56P_1 \text{ หรือ } P_{g2} = 1.56(P_{g1} + P_{ATM}) - P_{ATM}$$

$$P_2 = 1.56(1,000+100) - 100 = 1,616 \text{ kPa}$$

สิ่งที่ต้องไม่ลืมคือในสมการนั้นความดันและอุณหภูมิต้องเป็นสัมบูรณ์ (Absolute) เสมอ และในทางปฏิบัติ การกล่าวถึงความดันมักจะหมายถึงความดันเกจเสมอ

เมื่อเร็วๆ นี้ (สิงหาคม 2547) ผู้เขียนได้เป็นที่ปรึกษาให้กับบริษัทที่ปรึกษาด้านพลังงาน วิศวกรที่ปรึกษาผู้หนึ่งได้แนะนำการตรวจสอบอัตราการอัดอากาศของเครื่องอัดอากาศ (Air compressor) โดยวิธีง่ายๆคืออาศัยถังเก็บอากาศ (Air Receiver Tank) ซึ่งทราบปริมาตรอยู่แล้วคือ V ลูกบาศก์เมตร ให้เริ่มต้นจากความดันในถังเท่ากับความดันบรรยากาศ ภายนอก P_0 โดยปิดวาล์วไม่ให้อากาศ

ไหลออกจากถัง จากนั้นเริ่มเดินเครื่องอัดอากาศ พร้อมกับจับเวลาจนถึงความดันที่ใช้งาน P_1 สมมุติว่าใช้เวลา t_1 วินาที จากนั้นก็คำนวณโดยใช้สูตรดังนี้ อัตราปริมาตรการอัดของคอมเพรสเซอร์ =

$$\{(P_1 / P_0)\} V / t_1$$

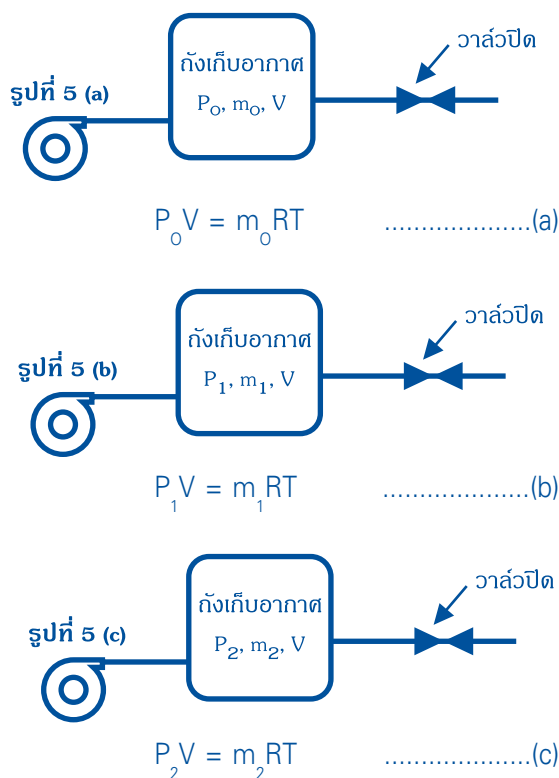
ผู้เขียนจึงถามว่าสูตรมาจากไหน? วิศวกรที่ปรึกษาตอบว่า มาจากหนังสือของกรมพัฒนาพลังงานทดแทนและส่งเสริมพลังงาน (พ.พ.) ผู้เขียนจึงบอกว่าเนื่องจากสูตรง่าย ๆ เช่นนี้ต้องตรวจสอบความถูกต้อง เขาก็บอกว่า คิดถึงหลักความจริงนั่นคือ ปริมาตรในถังเดิม V ลูกบาศก์เมตรความดันเดิม P_0 เมื่ออัดความดันเป็น P_1 ปริมาตรที่อัดได้ก็ต้องเป็น P_1 / P_0 เท่าของปริมาตรถัง ผู้เขียนจึงถามว่า แล้วไม่ต้องลบปริมาตรเดิมที่มีอยู่แล้วออกหรือ? ซึ่งควรเป็นดังนี้มากกว่า

$$\text{อัตราปริมาตรการอัดของคอมเพรสเซอร์} =$$

$$\{(P_1 - P_0) / P_0\} V / t_1$$

ดูเหมือนเขาจะยังไม่ค่อยเชื่อ ผู้เขียนจึงถามว่า หลักการที่คิดมาจากไหนทราบหรือไม่ เขาตอบว่ามาจากหลักความจริง ผู้เขียนจึงบอกว่า สูตรที่ใช้ต้องเข้าใจให้ดีว่าเป็นการประมาณอัตราความสามารถในการอัดอากาศของเครื่องที่ทำงานเฉลี่ยที่ความดัน P_0 ถึง P_1 ซึ่งวิศวกรที่มีประสบการณ์ด้านนี้ส่วนใหญ่เชื่อกันว่า อัตราการอัดอากาศของเครื่องอัดไม่ขึ้นกับความดันด้านที่ส่งออกมา (Discharge Pressure) แต่จากการตรวจสอบเครื่องอัดอากาศยี่ห้อหนึ่งพบว่า เครื่องทำงานที่ 7.5 barg เทียบกับที่ 13 barg อัตราอัดลดลง 25-32% อย่างไรก็ตามถ้าเราต้องการให้ถูกต้องตามที่ต้องการ เช่น เราต้องการหาอัตราอัดที่ความดัน P_x เราก็ต้องทดสอบที่ความดันเฉลี่ยให้พอดี P_x เช่น สมมุติให้อยู่ระหว่าง P_1 และ P_2 สมมุติอัดความดันจาก P_1 ไป

P_2 ใช้เวลา t_2 ผู้เขียนจึงถามไปว่า ถ้าเป็นเช่นนี้จะคิดอย่างไร? เขาก็เริ่มงงและก็ตอบไม่ได้ ผู้เขียนจึงอธิบายว่าหลักความจริงที่ว่านั้นก็คือ พื้นฐานวิศวกรรมเบื้องต้นเรื่องก๊าซสมบูรณ์ $PV = mRT$ โดยต้องเข้าใจให้ถ่องแท้ดังอธิบายมาแล้วข้างต้น การวิเคราะห์ถ้าไม่คล่องพอต้องเขียนรูปและสูตรเป็นขั้นตอนดังนี้



รูปที่ 5 ทั้ง (a) (b) และ (c) ค่า R , T และ V คงที่ จากสมการ (a) และ (b) จะได้ว่า

$$m_1/m_0 = P_1/P_0 \quad \dots\dots\dots(d)$$

$$(m_1 - m_0) / m_0 = \{ (P_1 - P_0) / P_0 \}$$

มวลที่อัดเข้าถึง $= (m_1 - m_0) = \{ (P_1 - P_0) / P_0 \} m_0$
 เนื่องจากมวล m_0 คือปริมาตรที่ความดันบรรยากาศ P_0 หรือปริมาตรถึง V นั้นเอง

$$\text{ปริมาตรที่ความดันบรรยากาศของการอัด} = \{ (P_1 - P_0) / P_0 \} V$$

$$\text{อัตราปริมาตรการอัดของคอมเพรสเซอร์} = \{ (P_1 - P_0) / P_0 \} V / t_1 \quad \dots\dots\dots(1)$$

แสดงว่าสูตรที่นำมาใช้ผิดที่ถูกต้องเป็นสูตร (1) นี้ จากสมการ (b) และ (c)

$$m_2/m_1 = P_2/P_1$$

$$(m_2 - m_1) / m_1 = (P_2 - P_1) / P_1$$

$$(m_2 - m_1) = \{ (P_2 - P_1) / P_1 \} m_1 \quad \dots\dots(e)$$

จากสมการ (d) และ (e)

$$(m_2 - m_1) = \{ (P_2 - P_1) / P_1 \} (P_1 / P_0) m_0$$

$$(m_2 - m_1) = \{ (P_2 - P_1) / P_0 \} m_0 \quad \dots\dots(f)$$

เนื่องจากมวล m_0 คือปริมาตรที่ความดันบรรยากาศ P_0 หรือปริมาตรถึง V นั้นเอง

$$\text{ปริมาตรที่ความดันบรรยากาศของการอัด} = \{ (P_2 - P_1) / P_0 \} V$$

$$\text{อัตราปริมาตรการอัดที่ความดันบรรยากาศ} = \{ (P_2 - P_1) / P_0 \} V / t_2 \quad \dots\dots\dots(2)$$

ความสามารถในการอัดที่วัดได้นี้คือค่าเฉลี่ยของเครื่องอัดที่ทำงานความดันด้านส่ง

$$P_x = (P_2 + P_1) / 2$$

ผู้เขียนขอเน้นหน่อยสำหรับผู้ที่ไม่ค่อยได้ยุ่งกับเครื่องอัดอากาศ มาตรฐานความสามารถในการอัดอากาศไม่ว่าจะใช้อัดที่ความดันใดๆ ผู้ผลิตจะบอกอัตราปริมาตรการอัดที่วัดได้วัดที่ความดันบรรยากาศและอุณหภูมิมาตรฐาน มักใช้ตัวย่อภาษาอังกฤษ เช่น FAD (Free air delivery) หรือ N (Normal) หรือ S (Standard) โดยความดันบรรยากาศมักจะใช้มาตรฐาน 101 kPa (14.7 psia) ส่วนอุณหภูมิมาตรฐานมักประมาณ 16-21°C (60-70°F) ซึ่งมาตรฐานบางอันอาจมีอุณหภูมิต่างจากนี้ได้ สำหรับความดันบรรยากาศในประเทศไทยก็ใกล้เคียงมาตรฐาน ส่วนอุณหภูมิอาจจะต่างไปบ้าง

ก็มักจะมีผลไม่มากนัก ซึ่งผลจะมาน้อยเราสามารถบอกได้อย่างง่ายดาย ก็โดยอาศัยสูตรเดิมก๊าซสมบูรณ์เบื้องต้น $PV=mRT$ หรือ $\rho = P / (RT)$ เพียงแต่ว่าต้องรู้จักใช้สามัญสำนักหรือสำนักทางวิศวกรรมที่ถูกต้องตัวอย่างเช่นถ้าความดันเดียวกันอากาศเดิมอุณหภูมิ 16°C ถ้าอุณหภูมิเป็น 35°C เราต้องบอกได้ทันทีว่าความหนาแน่นจะต้องลดลงประมาณ $(35-16)/(273+16) \times 100\% = 6.6\%$ เป็นต้น

ตัวอย่างง่ายๆ ที่ผู้เขียนเคยพบ คือการอัดอากาศเพิ่มความดันในบันไดหนีไฟ มีวิศวกรคนหนึ่งได้เพิ่มอัตราการอัดเมื่อไว้ 10% โดยบอกว่าเมื่อเกิดเพลิงไหม้จะได้เพิ่มความดันมากขึ้น 38 Pa ได้ทันเวลาภายในไม่กี่นาที จะเห็นว่าเป็นเหตุผลที่ไม่ถูกต้องเพราะถ้ารู้จักใช้สูตรก๊าซสมบูรณ์และจดจำความดันบรรยากาศได้ว่าประมาณ 100,000 Pa ก็ควรทราบทันทีว่า อากาศที่จะใช้อัดเข้าบันไดหนีไฟเพื่อเพิ่มความดันนั้นจะน้อยมากคือประมาณ 38/100,000 เท่าของปริมาตรภายในบันไดหนีไฟเท่านั้น เช่นถ้าช่องบันได ขนาด 8x8 m² สูง 100 m หรือปริมาตร 6,400 m³ อากาศที่ต้องใช้อัดเข้าไปก็แค่ 6,400x38/100,000 = 2.43 m³ (86 ft³) หรืออัดลมแค่ 2.4343 m³ ต่อนาที (86 ft³ ต่อนาที = 86 CFM) ใช้เวลา 1 นาทีเท่านั้น ค่านี้จึงไม่มีนัยสำคัญ เพราะบันไดหนีไฟทั่วไปคำนวณอัตราการไหลตามประตูที่เปิดและตามขอบประตูที่ปิดมักจะมีค่าเป็นหลายร้อยลูกบาศก์เมตรต่อนาที (เป็นหมื่น CFM)

4. การใช้อุปกรณ์ปรับรอบ (Inverter / VSD) กับปั๊มน้ำ

การประหยัดพลังงานของปั๊มน้ำโดยใช้ อุปกรณ์ปรับรอบปั๊มน้ำด้วยมือหรือโดยอัตโนมัติ ซึ่งได้ปฏิบัติกันมานานพอสมควร ยิ่งปัจจุบัน

กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและส่งเสริมพลังงาน ถือเป็นมาตรการประหยัดพลังงานที่สำคัญอันหนึ่ง จึงมีการทำกันมาก มีวิศวกรจำนวนไม่น้อยเข้าใจผิดหรืออาจจะตั้งใจจะขายอุปกรณ์ปรับรอบ (Inverter/VSD) ก็ไม่ทราบ โดยแสดงการคำนวณตามกฎของปั๊มว่ากำลังไฟฟ้าที่ใช้จะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับกำลังสามของอัตราการไหลเสมอ แสดงว่าไม่เข้าใจพื้นฐานที่แท้จริงของการใช้กฎของปั๊มหอยโข่ง (Pump/Affinity Law) โดยใช้จำอย่างเดียวเหมือนทิดจิบสับเช่นก่อนพบผู้เขียนในหัวข้อที่ 2 ดังนี้

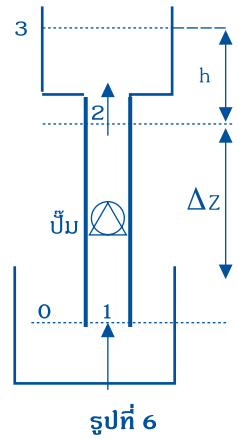
$$Q_2/Q_1 = N_2/N_1 \dots (1) , H_2/H_1 = (N_2/N_1)^2 \dots (2) \text{ และ } P_2/P_1 = (N_2/N_1)^3 \dots (3)$$

ความเข้าใจอย่างแท้จริงคือ ต้องเข้าใจว่าสูตรเหล่านี้ใช้หาเส้นการทำงานใหม่ของปั๊มตัวเดิมเมื่อเปลี่ยนรอบการหมุน สูตร (1) ปั๊มตัวเดิมถ้าอัตราการรอบที่หมุนเปลี่ยน อัตราสูบน้ำก็เปลี่ยนตาม โดยตรงนั่นคือถ้าความเร็วรอบลดลงเป็น 1/2 เท่า อัตราสูบน้ำจะลดลงเป็น 1/2 เท่าเช่นกัน ส่วนปั๊มเฮดหรือความสามารถในการเพิ่ม-ลดความดันจะลดลงเป็น $(1/2)^2 = 1/4$ เท่าซึ่งมีข้อแม้ว่าการลดความเร็วรอบ 1/2 เท่า ต้องทำให้อัตราสูบน้ำลดลงเป็น 1/2 เท่าด้วยเท่านั้น ถ้าไม่ใช่ก็ใช้ไม่ได้ สำหรับกำลังที่ปั๊มต้องการตามทฤษฎีที่สมบูรณ์จะลดลงเป็น $(1/2)^3 = 1/8$ เท่านั้น ก็เช่นกันมีข้อแม้ว่า การลดความเร็วรอบ 1/2 เท่า ต้องทำให้อัตราสูบน้ำลดลงเป็น 1/2 เท่าและปั๊มเฮดจะต้องลดลงเป็น $(1/2)^2 = 1/4$ เท่าเท่านั้น จะเห็นว่ากฎของปั๊มใช้สำหรับสร้างเส้นการทำงานใหม่ของปั๊มอย่างเดียวย (ยกเว้นกรณีที่มีระบบมีแต่ความเสียดทานเท่านั้นซึ่งจะกล่าวต่อไป) และต้องเข้าใจคำว่ากำลังตามทฤษฎีที่สมบูรณ์ก็เปรียบเหมือนประสิทธิภาพปั๊ม

ไม่เปลี่ยน แต่จริงๆ แล้วประสิทธิภาพมักจะเปลี่ยน
 ดังนั้นกำลังทางปฏิบัติที่ปั๊มต้องการจริงๆ จะต้อง
 หารด้วยประสิทธิภาพ ตัวอย่างเช่นในการลดรอบ
 เหลือ 1/2 เท่า ข้างต้น ถ้าเดิมปั๊มมีประสิทธิภาพ
 80% ลดลงเป็น 70% เส้นการใช้กำลังของปั๊ม (Pump
 Power Curve) ก็จะต้องเป็น $(0.80/0.70)(1/8) =$
 $1.143(1/8) = 1/7$ เท่า เป็นต้น

วิศวกรต้องเข้าใจพื้นฐานพลังงาน (Thermo-
 dynamics) ให้ดีว่า การที่จะทำให้น้ำไหลจากจุด
 หนึ่งขึ้นไปยังอีกจุดหนึ่ง ดังแสดงในรูปที่ 6 นั้น จะ
 ต้องใช้ปั๊มน้ำสูบขึ้นไป อาศัยกฎพลังงานหรือกฎ
 ข้อที่ 1 ดังนี้

- $w = \Delta h + \Delta(V^2/2) + \Delta(gZ) - q$
 - $w = \Delta u + \Delta Pv + \Delta(V^2/2) + \Delta(gZ) - q$
 - $w = \Delta Pv + \Delta(V^2/2) + \Delta(gZ) + \Delta u - q$
 - $w = v\Delta P + \Delta(V^2/2) + \Delta(gZ) + (\Delta u - q)$
 - $w/g = v\Delta P/g + \Delta\{V^2/(2g)\} + \Delta Z + (\Delta u - q)/g$
- $H_T = \Delta H_S + \Delta(V^2/2g) + \Delta Z + \Delta H_F$ หน่วย m ของ
 ของไหล นั่นคือ ปั๊มเฮดหรือเฮดของระบบ (H_T) จะ
 ประกอบด้วย การเพิ่มความดันสถิต (ΔH_S) การ
 เพิ่มพลังงานจลน์ [$\Delta(V^2/2g)$] การเพิ่มพลังงานศักย์
 (ΔZ) และความเสียดทาน (ΔH_F) ถือว่ามีค่าบวก
 เสมอ



งานที่ต้องใช้ในการสูบน้ำต่อหน่วยมวล kJ/kg
 $w = g H_T \dots\dots(4)$ ซึ่ง $g = 9.81 \text{ m/s}^2$
 $\Delta =$ สภาวะหรือจุดทำลบบด้วยสภาวะหรือจุดต้น
 โดยทั่วไป การออกแบบท่อน้ำมักจะไม่ได้ให้ความเร็ว
 เกิน 3 m/s นั่นก็หมายความว่า การเปลี่ยนแปลงพลัง-
 งานจลน์ก็มักจะไม่เกิน $V^2/2g = 3^2/(2 \times 9.81) =$
 0.46 m ของของเหลว ซึ่งถือว่าน้อยเมื่อเทียบกับ
 ค่าอื่นๆ

ดังนั้นในทางปฏิบัติ จึงมักจะไม่ได้คิดเทอมนี้
 สูตรเฮดของระบบหรือปั๊มเฮดก็จะใช้ดังนี้
 $H_T = \Delta H_S + \Delta Z + \Delta H_F$ หน่วย m ของของไหล(5)
 โดยทั่วไปในระบบเปิด นิยมคิดการไหลจากผิวน้ำใน
 ถังหนึ่งไปยังอีกถังหนึ่งคือ H_{S0} และ H_{S3} ต่างก็เท่ากับ
 ความดันบรรยากาศ นั่นคือ $\Delta H_S = 0$
 $H_T = \Delta Z + \Delta H_F$ หน่วย m ของของไหล(6)
 สมการ (6) แสดงว่าการสูบน้ำถึงต่ำไปเก็บไว้ใน
 ถังสูง พลังงานที่ต้องใช้หรือปั๊มเฮดหรือเฮดของ
 ระบบ (H_T) ประกอบด้วย พลังงานศักย์ (ΔZ) และ
 ความเสียดทาน (ΔH_F) จะพบว่าในระบบเปิดการ
 สูบน้ำจากถังต่ำขึ้นไปยังถังสูงนั้นเฮดจากความสูง
 หรือพลังงานศักย์จะคงที่ไม่ขึ้นกับอัตราสูบน้ำหรือ
 อัตราการไหล ส่วนเฮดที่เกิดจากความเสียดทาน
 (ΔH_F) เป็นที่ทราบกันดีจะเปลี่ยนเป็นสัดส่วน

โดยตรงกับกำลังสองของอัตราไหล

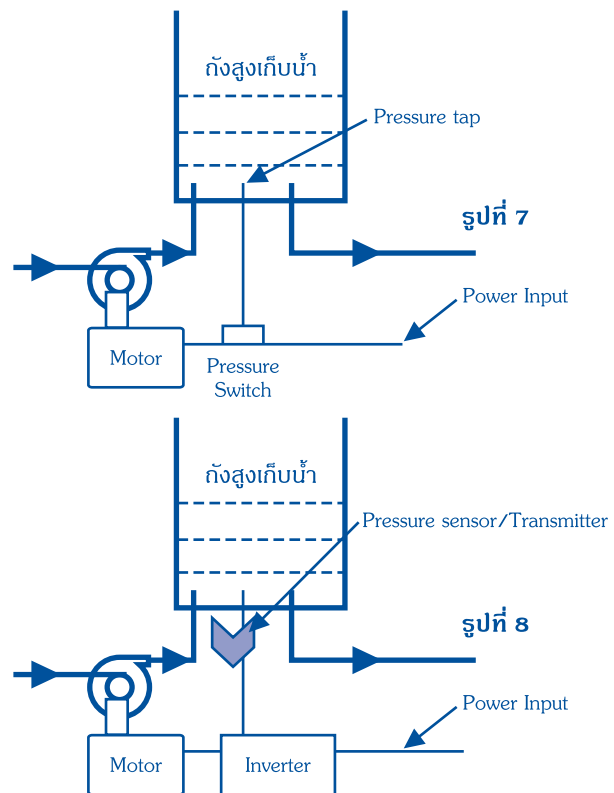
ถ้าอัตราการไหลหรืออัตราการสูบน้ำเป็น $m \text{ kg/s}$ อาศัยสมการ (4) และ (6) สามารถหากำลัง (P) เมื่อปั๊มทำงานสมบูรณ์ (ประสิทธิภาพ 100%) ดังนี้

$$P = mgH_T = mg(\Delta Z + \Delta H_f) = mg \Delta Z + mg \Delta H_f = mg \Delta Z + km^3$$

นั่นคือกำลังที่ต้องใช้จะไม่เปลี่ยนเป็นกำลังสามของอัตราการไหลเพราะเทอม $mg \Delta Z$ เปลี่ยนโดยตรง (กำลังหนึ่ง) กับอัตราการไหลเท่านั้น จะเห็นได้ว่า ถ้าระบบท่อของเราเสดส่วนใหญ่เป็นความสูง การใช้อุปกรณ์ลดรอบอัตโนมัติ (VSD) แทนสวิทช์ตัดความดัน (Pressure switch) เพื่อประหยัดพลังงานมักจะไม่ได้อะไร แต่สำหรับระบบท่อที่เสดส่วนใหญ่เป็นความเสดทานมักจะได้อะไรดี เช่น ระบบท่อน้ำเย็นในระบบปรับอากาศ มักจะประหยัดพลังงานได้มากเพราะการลดอัตราการไหลการใช้พลังงานของปั๊มจะลดลงเป็นกำลังสามของอัตราไหล

มีสิ่งสำคัญต้องทราบในทางปฏิบัติคือ ในการควบคุมอัตโนมัติเราจะต้องอาศัยความดันหรือความดันแตกต่าง (Pressure/Differential Pressure Sensor) การควบคุมผิดพลาดก็จะประหยัดพลังงานได้น้อยมากไม่คุ้มค่าแก่การลงทุน ผู้เขียนเคยเห็นบทความเกี่ยวกับระบบน้ำเย็นในระบบปรับอากาศที่เผยแพร่ในยุคแรกๆของการใช้อุปกรณ์ปรับรอบอัตโนมัติ ได้แสดงการติดตั้ง Differential Pressure Sensor ไว้ที่หน้าปั๊มแล้วบอกว่าประหยัดพลังงานได้เป็นกำลังสามทำให้มีการตามอย่างที่ผิดๆ ไม่น้อยทีเดียว ไม่น่าเชื่อว่าจะเห็นอีกเมื่อประมาณกรกฎาคม 2547 ผู้เขียนได้เป็นผู้หนึ่งในทีมที่ปรึกษาโครงการประหยัดพลังงานแบบมีส่วนร่วม มีโรงงานแห่งหนึ่งได้นำ

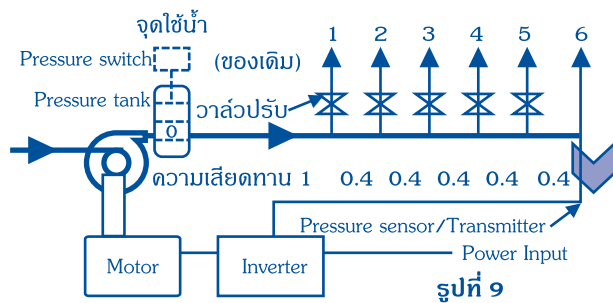
เอกสารคำนวณการประหยัดพลังงานโดยใช้ Inverter กับปั๊มน้ำซึ่งแสดงโดยบริษัทผู้ขายและติดตั้งอุปกรณ์ประหยัดพลังงาน โดยอ้างว่าจะประหยัดพลังงานได้เป็นกำลังสาม จากของเดิมรูปที่ 7 ซึ่งใช้ Pressure Switch ตัด-ต่อมอเตอร์ปั๊ม เส้นอวิวิธีประหยัดพลังงาน



ดังรูปที่ 8 โดยใช้ Inverter ดังได้กล่าวมาแล้วข้างต้น การสูบน้ำไปเก็บไว้ที่ถังสูง เสดส่วนใหญ่เป็นความสูงหรือพลังงานศักย์ ดังนั้นจะไม่ประหยัดพลังงานเลย

แม้แต่ระบบน้ำใช้ในแนวราบที่ส่วนใหญ่เสดเกิดจากความเสดทาน ซึ่งใช้ Pressure Tank โดยมี Pressure Switch ควบคุมการตัดต่อปั๊ม การติดตั้ง Pressure sensor/Transmitter แทนที่ Pressure Switch เพื่อควบคุม Inverter นั้นก็ไม่ประหยัด

พลังงาน เพราะการควบคุมความดันที่หน้าปั๊มหรือใกล้ปั๊มให้คงที่ เปรียบเหมือนควบคุมปั๊มเฮดให้คงที่จึงไม่อาจลดพลังงานได้ แต่ถ้าติดตั้งไว้ที่ตำแหน่งที่ไกลที่สุดดังรูปที่ 9 ก็มีโอกาที่จะประหยัดพลังงานได้ การที่จะลดพลังงานได้มากหรือน้อยแล้วแต่กรณี แต่ก็จะไม่เกินกำลังสามของอัตราส่วนของอัตราการไหล กรณีที่ต้องการจะประหยัดพลังงานให้ได้มากๆ ในบางครั้งความดันน้ำอาจจะไม่พอ ทำให้น้ำไหลไม่ได้ตามอัตราที่ต้องการ ขอแสดงให้ดูเป็นตัวอย่าง ตามรูปที่ 9 สมมุติทุกจุดแยก ใช้น้ำเต็มที่เท่ากันทั้ง 6 จุด



แต่ละจุดแยกต้องการความดัน 1 บาร์ ความเสียหายในท่อเมนจากจุด 0 ถึง จุด 1 เป็น 1 บาร์ ระหว่างจุด 1 ถึงจุด 6 ท่อเมน (ท่อรวม) ในแต่ละช่วงมีความเสียหาย 0.4 บาร์ นั่นคือความดันในท่อเมนที่จุด 0 หรือใน Pressure Tank เป็น $1 + 0.4 \times 5 + 1 = 4$ บาร์ ท่อเมน (ท่อรวม) ตรงจุดแยก 1 ความดัน = 3 บาร์ ถ้าต้องการให้น้ำไหลที่แยก 1 เท่าแยกสุดท้าย (แยก 6) ท่อแยก 1 ต้องหรือวาล์วให้เกิดความเสียหาย 2 บาร์ และแยก 2, 3, 4 และ 5 ก็ต้องหรือวาล์วให้เกิดความเสียหาย 1.6, 1.2, 0.8 และ 0.4 บาร์ตามลำดับ โดยตรงจุดแยก 6 (สุดท้าย) ความดันคือ 1 บาร์ จะเห็นว่าถ้าติดตั้ง Pressure sensor ที่ Pressure Tank ก็คือต้องตั้งความดันควบคุมไว้ที่ 4 บาร์ นั่นก็คือปั๊มเฮดจะเป็น 4 บาร์

รวมกับความเสียหายด้านดูดอีกเล็กน้อย หรือค่าประมาณของปั๊มเฮดคงที่ตลอด แม้อัตราไหลจะลดลงเท่าไรก็ตาม แต่ถ้าติดตั้งที่ตำแหน่ง 6 ก็คือควบคุมให้ความดันที่ตำแหน่ง 6 เป็น 1 บาร์ตลอดความดันที่ Pressure tank จะลดลงได้มาก ถ้าอัตราการไหลลดลง เช่นสมมุติว่าที่ท่อแยก 1 ปิดไม่ใช้น้ำ ที่ท่อเมนช่วงแรก 0-1 อัตราการไหลลดลงเป็น 5/6 หรือ 83% ความเสียหายจะลดลงได้เป็นกำลังสองของอัตราไหล แต่ก็เฉพาะช่วงนี้ซึ่งมีความเสียหาย 1 บาร์ หรือความเสียหายช่วงนี้กลายเป็น $1 \times (5/6)^2 = 0.694$ บาร์ ส่วนที่ท่อเมนช่วงอื่นๆ จะไม่ลดลงเพราะอัตราไหลไม่เปลี่ยนแปลงพลังงานที่ปั๊มต้องใช้จะประมาณ 77% ของเดิม ซึ่งไม่ใช่กำลังสามเพราะกำลังสามคือ $(5/6)^3 \times 100 = 58\%$ ของเดิม แต่ถ้าแทนที่จะเป็นจุดที่ 1 แต่เป็นจุดสุดท้ายหรือจุดที่ 6 จะพบว่าจะประหยัดพลังงานได้มาก เพราะอัตราไหลในท่อเมน (ท่อรวม) เปลี่ยนทุกช่วง กรณีเช่นนี้สามารถประหยัดพลังงานได้เป็นกำลังสาม แต่อาจจะมีปัญหาเรื่องอัตราการไหลแต่ละจุดใช้น้ำต่ำกว่าที่ต้องการถ้าวาล์วที่ใช้ปรับไม่ได้ทำงานอัตโนมัติเมื่อความดันน้ำไม่พอ เหตุผลก็คือเมื่อจุดใช้น้ำที่ 6 ปิดไม่มีน้ำไหล การควบคุมความดัน 1 บาร์จะกลายเป็นจุดที่ 5 แต่วาล์วที่จุดที่ 5 ถูกหรืออยู่ ความดันน้ำที่ต้องการจะเกิน 1 บาร์ นอกจากว่าวาล์วนั้นจะเปิดกว้างจนความเสียหายน้อยมาก

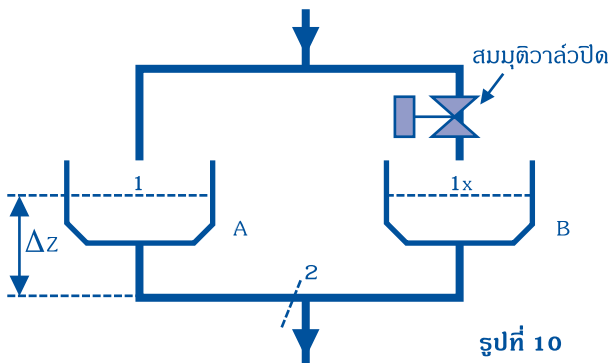
ในกรณีที่อัตราการใช้น้ำในแต่ละจุดลดลงเท่าๆ กัน เช่นทุกจุดใช้น้ำน้อยลงเหลือ 5/6 ของเดิมจากการวิเคราะห์พบว่ากำลังที่ปั๊มต้องใช้กลายเป็น 64% ของเดิม

การใช้ Inverter จะมีประโยชน์มากเมื่อระบบมีความเสียหายเป็นส่วนใหญ่ ตำแหน่ง

Sensor และระบบควบคุมที่จะใช้สำคัญทีเดียว ยกเว้นระบบที่มีความเสียดทานเป็นส่วนใหญ่ที่มีอยู่แล้วนั้น พบว่าผู้ออกแบบเพื่อความเสียดทานมากเกินไปจนทำให้อัตราไหลเกินมาก การใช้ Inverter โดยใช้มือปรับง่ายๆ สามารถประหยัดพลังงานได้เป็นกำลังสามแน่นอน

5. หอทำความเย็น (Cooling Tower) หลายตัว ต้องใช้วาล์วควบคุมทั้งทางเข้าและทางออก

รูปที่ 10 ให้วาล์วของหอทำความเย็นด้านขวาปิด จึงไม่มีน้ำไหลเข้า



อาศัยกฎพลังงาน น้ำไหลจากหน้าตัด 1 ผ่านออกหน้าตัด 2 จะได้ว่า

$$P_1 v/g + V_1^2/(2g) + Z_1 = P_2 v/g + V_2^2/(2g) + Z_2 + H_{friction1-2}$$

$$P_2 v/g - P_1 v/g = Z_1 - Z_2 + V_1^2/(2g) - V_2^2/(2g) - H_{friction1-2}$$

ซึ่ง $Z_1 - Z_2 = \Delta Z$ และ $V_2 \gg V_1$

$$P_2 v/g - P_1 v/g = \Delta Z - V_2^2/(2g) - H_{friction1-2}$$

ความดันสถิตจุดที่ 2 (P_2) จะมากกว่าความดันบรรยากาศ (P_1) เท่ากับ ความสูงของระดับถึง A (ΔZ) ลบด้วย Velocity head แล้วลบด้วยความเสียดทานจากการไหลจากหน้าตัดที่ 1 มาหน้าตัด

ที่ 2 นั่นก็หมายความว่า ผิวน้ำ 1x ในหอทำความเย็น B จะต้องต่ำกว่าผิวน้ำ 1 ในหอทำความเย็น A เท่ากับ Velocity head รวมกับความเสียดทาน บ่อยครั้งที่ระดับจะต่ำจนลูกลอยจะเปิดน้ำให้เต็มเข้าหอทำความเย็น น้ำนี้ก็จะล้นออกที่ท่อ น้ำล้นอีกหอ แม้ว่าจะมี Equalizer ต่อระหว่างหอทำความเย็นทั้งสองก็ตาม เนื่องจากโดยทั่วไปหอทำความเย็นมักออกแบบความลึกของน้ำในหอเล็กน้อยมักไม่เกิน 0.5 เมตร ตัวอย่างเช่น ถ้าอัตราไหลแต่ละหอ 25 ลิตร/วินาที (400GPM) ท่อขนาด 150 มม. (6") ความเสียดทานท่อประมาณ 1.1 เมตร/100 เมตร สมมุติท่อช่วง 1-2 ท่อตรงยาว 3 เมตร ความเสียดทานเทียบเท่าสำหรับหอเข้าท่อ 5.8 เมตร วาล์ว 2.7 เมตร ข้อต่อ 5.4 เมตร สามทาง 10 เมตร

รวมความยาวเทียบเท่า = 3+5.8+2.7+5.4+10 = 26.9 เมตร

$H_{friction1-2} = 1.1/100 \times 26.9 = 0.30$ เมตร

$V = 1.37$ เมตร/วินาที

$V_2^2/(2g) = 0.10$

รวมระดับน้ำในถังยุบลง = 0.30+0.10 = 0.40 เมตร จะเห็นว่าถ้ายุบขนาดนี้ Equalizer คงช่วยไม่ได้ ดังนั้นจำเป็นจะต้องติดตั้งวาล์วเปิดปิดอัตโนมัติทั้งทางออกและทางเข้าหอทำความเย็น

บรรณานุกรม

1. การปรับอากาศ โดย... ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ฤชากร จิรกาลวสาน
2. อุณหพลศาสตร์ โดย... ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ฤชากร จิรกาลวสาน