พื้นฐานและสำนึกทางวิศวกรรม 5 : ถังรับน้ำขยายตัว พื้นฐานและทางปฏิบัติ

Basic Engineering and Engineering Sense 5 : Expansion Tank Fundamentals and Practice

รองศาสตราจารย์ ฤชากร จิรกาลวสาน (Associate Professor Richakorn Chirakalwasan)
อดีตอาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
โทร. 0818212183 E-Mail: richakorn@gmail.com หรือ richakorn.c@chula.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้ตั้งใจเขียนเพื่อให้ผู้ออกแบบ ผู้จัดหา หรือผู้ที่ต้องใช้ถังรับน้ำขยายตัวหรือถังรับการขยายตัว (Expansion Tank) ไว้อ้างอิง ที่มาของบทความโดยบังเอิญมีวิศวกรควบคุมการติดตั้งระบบปรับอากาศถามเรื่องนี้มา พร้อมกับส่งสำเนาหลักการคำนวณเรื่องนี้ใน ASHRAE Handbook 2000 มา จึงพบที่ผิดหลักการ แม้ว่าจะมีผลไม่มาก แต่ก็ถือว่าสำคัญที่ต้องแก้ไข ตอนแรกคิดว่าเฉพาะปี 2000 คงพิมพ์ผิด เลยตรวจดูจึงพบว่า เริ่มมีการคำนวณนี้มาตั้งแต่ปี 1992 หรือ 29 ปีที่แล้ว ปรับปรุงทุกๆ 4 ปี จนล่าสุด เล่ม 2020 รวม 8 เล่ม ผิดพลาดในเรื่องนี้หมด ต่อมามีวิศวกรอีกท่านหนึ่งที่ดูแลงานระบบในอาคาร ถามเรื่องการหุ้มฉนวนถังรับน้ำขยายตัว เพื่อป้องกันน้ำกลั่นตัว เพราะอาคารที่ประสบมาก็หุ้มฉนวนทั้งสิ้น แม้แต่อาคารที่มีชื่อเสียงก็หุ้ม พร้อมส่งคลิพวิดีโอมาให้ดูด้วย แสดงให้เห็นว่าที่ทำกันเพราะใช้สามัญสำนึกว่า ถังนั้นต่อมาจากท่อน้ำเมนที่เย็นอุณหภูมิประมาณ $10^{\circ}C$ ซึ่งหุ้มฉนวนก็ต้องหุ้มฉนวนด้วย ซึ่งเป็นสิ่งที่ผิด ที่ถูกต้องคือต้องใช้สำนึกทางวิศวกรรม คือทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน เพียงแต่ใช้ความต้านทานความร้อน ซึ่งเป็นค่าผกผันกับการนำความร้อน ใช้ในการอธิบายแทนจะเข้าใจง่ายกว่า นั่นก็คือสิ่งที่นำหรือพาความร้อนดีความต้านทานความร้อนก็จะน้อย พื้นที่หน้าตัดที่ความร้อนใช้วิ่งผ่านเข้ามีขนาดใหญ่นำความร้อนดีความต้านทานความร้อนก็จะน้อย พื้นที่หน้าตัดเล็กความต้านทานความร้อนก็มาก ความร้อนเปรียบเหมือนจำนวนรถที่วิ่งไปบนถนนวันเวย์ ถนนใหญ่รถวิ่งได้จำนวนมาก แต่ถ้ามีถนนช่วงหนึ่งที่แคบลงมากๆ เปรียบเหมือนความต้านทานมาก แม้จะเป็นช่วงสั้นๆ แล้วขยายใหญ่อีก จำนวนรถผ่านได้จะลดน้อยลง

มากมายทันที ทำให้ถนนใหญ่ทั้งต้นทางและปลายทางไม่มีความหมายอะไรเลย เปรียบเหมือนถังรับน้ำขยายตัวเป็นโลหะใหญ่มากนำความร้อนดีมากหรือไม่มีความต้านทานความร้อนเลย เมื่อเทียบกับท่อน้ำแม้จะเป็นโลหะแต่เล็กมากความต้านทานมาก ที่ต่อไปยังท่อเมนมีน้ำอุณหภูมิ 10°C แม้จะใหญ่ ความร้อนก็จะเข้ามาได้น้อยเพราะท่อที่ต่อเข้านั้นมีขนาดเล็กแม้จะสั้นก็ตาม เหมือนถนนแคบแม้จะสั้นก็มีผลมาก ซึ่งเป็นสาเหตุที่ถังฯถ่ายความร้อนได้น้อย อุณหภูมิจึงใกล้เคียงกับอุณหภูมิห้องซึ่งแม้จะสูงถึง 35°Cก็ตามก็ไม่จำเป็นต้องหุ้มฉนวน

ถังรับน้ำขยายตัวมี 2 ชนิดคือถังชนิดเปิด และถังชนิดปิด ชนิดเปิดเป็นแบบง่ายๆราคาไม่แพง เปรียบเหมือนเปิดท่อสู่บรรยากาศ เอาถังหรือแท็งก์น้ำต่อเข้าไว้ให้น้ำขยายตัวเข้าถัง ดังนั้นจุดที่เปิดเพื่อต่อเข้าจะต้องเป็นจุดที่สูงที่สุดในระบบท่อน้ำ มักจะต้องเป็นดาดฟ้า ถือว่าเป็นชนิดที่ควบคุมความดันได้ดีที่สุด เพราะความดันในระบบเกินความดันที่ใช้งานมากไม่ได้ไปโดยธรรมชาติเอง เช่นแม้ว่าจะใช้ขนาดผิดคือเล็กไปเพราะน้ำที่เกินถัง ก็เพียงแต่ล้นออกจากถังสู่ดาดฟ้า ข้อเสียก็คือการที่ไม่ได้อยู่ในห้องเครื่องก็จะถูกลืม ส่วนชนิดปิดนั้นแยกเป็น 2 แบบ คือแบบปิดธรรมดา ผู้เขียนจะหมายถึงไม่มีที่อัดลมเข้า และแบบมีไดอะแฟรมหรือถุงน้ำ (Diaphragm or Bladder) เพื่อกันไม่ให้อากาศเล็ดลอดไปกับน้ำ ซึ่งแบบมีไดอะแฟรมหรือแบบถุงนั้นหลักการทำงานจะคล้ายกัน บทความนี้จะเรียกรวมว่าแบบไดอะแฟรม

พื้นฐานคือการขยายตัวของน้ำ น้ำนั้นจะมีปริมาตรจำเพาะเล็กที่สุดหรือความหนาแน่นมากที่สุดที่ 4°C (39.2°F) สามารถอาศัยค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงปริมาตรของน้ำ β_W มีหน่วย ปริมาตรขยายตัว / ปริมาตรทั้งหมด/ องศา เช่นหน่วยสากล $m^3/m^3/C$ หรือเปรียบเหมือนมีหน่วยเป็น หรือ $^{O}C^{-1}$ สำหรับหน่วยอังกฤษ Gallon/Gallon/F $ft^3/ft^3/^{O}F$ หรือจะใช้ $m^3/m^3/^{O}F$หรือเปรียบเหมือนมีหน่วยเป็น หรือ $^{O}F^{-1}$ สมการต่อไปนี้จะใช้ได้ดีในช่วงอุณภูมิ 4°-100° C (39.2°-212°F)

หน่วยสากล β_W

$$= (0.05888T_a^3 - 13.663T_a^2 + 1539T_a - 5742)*10^{-8} \quad \text{.....(1)}$$

หน่วยอังกฤษ β_W

$$= (0.0045237T_a^3 - 2.5195T_a^2 + 607T_a - 20115)*10^{-8} \quad \text{.....(2)}$$

การหาปริมาตรน้ำขยายตัว ต้องทราบปริมาตรน้ำทั้งหมดในระบบ V_S และอุณหภูมิต่ำสุดของน้ำ T_1 และอุณหภูมิสูงสุดของน้ำ T_2 ส่วน อุณหภูมิเฉลี่ย $T_a = (T_1+T_2)/2$

ปริมาตรน้ำขยายตัว $V_W = V_S.\beta_W.(T_2-T_1)$ ..... (3)

ค่า β_W ใช้ตามสมการข้างต้น ซึ่งขึ้นกับหน่วยอุณหภูมิว่าจะเป็น C หรือ F เท่านั้น สมการ(1) &(2) จะเห็นว่าอุณหภูมิต่ำค่า β_W จะน้อย อุณหภูมิสูง β_W ค่าจะมาก เช่น ในระบบปรับอากาศอุณหภูมิเฉลี่ย (T_a) 10°C β_W = 0.0000834 $^{O}C^{-1}$ ประเทศหนาวใช้น้ำร้อนทำความอุ่นให้กับห้อง ถ้าอุณหภูมิน้ำเฉลี่ย 90°C β_W= 0.00065$^{O}C^{-1}$ ค่าจะมากเป็น 7.8 เท่าของห้องปรับอากาศ

กรณีต้องการค่าละเอียด หรือการขยายตัวของน้ำยังผล (Effective Water Expansion) ซึ่งค่าจะลดลงได้เล็กน้อย เนื่องจากการขยายตัวของท่อ เปรียบเหมือนขยายปริมาตรมาช่วยรับน้ำ เท่ากับลดขนาดถังได้ด้วยปริมาตรนี้ การขยายตัวของท่อก็จะเกิดตามแนวยาวส่วนตามแนวเส้นรอบวงหรือเส้นผ่าศูนย์กลาง น้อยมาก ยิ่งไปกว่านั้นส่วนใหญ่จะขยายมากที่เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก เส้นผ่าศูนย์กลางภายในซึ่งเป็นปริมาตรรับน้ำขยายตัวน้อยมาก ไม่มีความหมาย ซึ่งเป็นข้อผิดพลาดของ ASHRAE Handbook ตลอดมาถึง 29 ปี ที่กล่าว

ถึงข้างต้น ซึ่งใช้ค่าการขยายตัวเชิงปริมาตร (Volume Expansivity, β) คิดท่อน้ำเหมือนท่อนเหล็กตัน ซึ่ง β มีค่า 3a หรือผิดไป 3 เท่า แต่เคราะห์ดีที่สัมประสิทธ์การขยายตัวของเหล็กมีค่าน้อยกว่าน้ำมาก ไม่เช่นนั้นการคำนวณจะคลาดเคลื่อนมาก อาศัยสัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงเส้น a_P มีหน่วยความยาวท่อที่ขยายออก / ความยาวท่อทั้งหมด ต่อหน่วยองศา เช่น หน่วยสากล m/m/C จะเห็นได้ว่าถ้าคูณพื้นที่หน้าตัดภายในเข้าทั้งเศษและส่วน ก็คือปริมาตรภายในของท่อ ก็คือปริมาตรน้ำนั่นเอง

ปริมาตรการขยายตัวของท่อ

$$V_P = V_S.a_P.(T_2-T_1) \quad \text{..... (5)}$$

ดังนั้นสมการการขยายตัวยังผลของน้ำ

$$V_{WE} = V_S.(\beta_W - a_P)(T_2-T_1) \quad \text{.....(6)}$$

การหาขนาดถังรับน้ำขยายตัวชนิดเปิด (V_T)

$$V_T = 1.5 \text{ to } 2.0\ V_{WE}$$

การหาขนาดถังรับน้ำขยายตัวชนิดปิดแบบธรรมดา

$$V_T = V_{WE} / (P_a/P_1 - P_a/P_2) \quad \text{.....(8)}$$

P_a ความดันบรรยากาศ, P_1 ความดันสัมบูรณ์ขณะปั๊มทำงานปกติ, P_2 ความดันสัมบูรณ์ที่เครื่องและอุปกรณ์ทนได้

การหาขนาดถังรับน้ำขยายตัวชนิดปิดแบบมีไดอะแฟรม

$$V_T = V_W / (1 - P_1/P_2) \quad \text{.....(9)}$$

P_1 ความดันสัมบูรณ์ขณะปั๊มทำงานปกติ, P_2 ความดันสัมบูรณ์ที่เครื่องและอุปกรณ์ทนได้

การหาขนาดถังรับน้ำขยายตัวชนิดปิดแบบมีไดอะแฟรมเผื่อขนาดใหญ่ขึ้น

$$V_T = V_W / (P_i/P_1 - P_i/P_2) \quad \text{.....(10)}$$

P_1 ความดันสัมบูรณ์ขณะปั๊มทำงานปกติ, P_2 ความดันสัมบูรณ์ที่เครื่องและอุปกรณ์ทนได้ P_i ความดันสัมบูรณ์ที่อัดลมไว้จนไดอะแฟรมขยายเต็มถังซึ่งน้อยกว่า P_1

ABSTRACT

The intention of this article is to be a reference for designers, suppliers, and users of expansion tank. The Author was inspired by a design engineer sending a copy of expansion tank calculation from ASHRAE Handbook 2000. There was a mistake in the calculations in that volume. In order to make sure it was not printing error, the calculations were traced back from 2021 down to 1992 editions of the handbook; there were 8 volumes. All mentioned volumes have the same mistake carrying on for 29 years. The second inspiration came from another building operating engineer; by chance sending a VDO showing the insulated expansion tanks. He also confirmed that all other buildings he encountered also were equipped with insulated expansion tanks. The expansion tank do not need any insulation at all, it is just a myth. The myth is clarified in the article.

Using ASHRAE Handbook 2020, Chapter 13, as an example, the specific equations are found on **page no.13.5; equation (13), (14), and (15)** as follow:

For closed tanks with air/water interface

$$V_t = V_s \frac{[(v_2/v_1)-1]-3\alpha\,\Delta t}{(P_a/P_1)-(P_a/P_2)} \quad (13)$$

For open tanks with air/water interface

$$V_t = 2V_s\left[\left(\frac{v_2}{v_1}-1\right)-3\alpha\,\Delta t\right] \quad (14)$$

For diaphragm tanks

$$V_t = V_s \frac{[(v_2/v_1)-1]-3\alpha\Delta t}{1-(P_1/P_2)} \quad (15)$$

The mistake is in using volume thermal expansivity β or 3α. The correction is to use linear thermal expansivity (α only) instead. The mistake might come from accidentally taking a steel pipe as a steel rod with a diameter equal to an inner diameter of a pipe. Because the equations are based on the hollow volume or water volume, therefore, using only linear thermal expansivity (α) is enough. The expansion of the ring area of a pipe is negligible in comparing with a length. Moreover, the expansion of inner diameter which occupies water is very much less than that of outer diameter.

In the article, derivation of all expansion tank equations and method of finding static pressure at various points in a chilled water piping system were presented.

1. วัตถุประสงค์ของถังรับน้ำขยายตัว

ในระบบท่อน้ำที่ปิด ไม่มีส่วนใดเปิดสู่บรรยากาศ จะใช้ปั๊มหมุนเวียนน้ำ ในการทำความเย็นหรือความร้อน ถ้าอุณหภูมิน้ำในระบบมีการเปลี่ยนแปลงจากเย็นไปเป็นร้อนมาก ปริมาตรน้ำจะต้องขยายตัว เมื่อเป็นระบบปิดไม่มีที่ให้ขยายตัว จะเปลี่ยนเป็นความดันมหาศาล ถ้าความดันนั้นเกินค่าความดันสูงสุดที่เครื่องหรืออุปกรณ์กำหนด ก็จะชำรุดได้ จึงต้องใช้ถังรับน้ำขยายตัว (Expansion Tank) ถังแบบเปิดยังเหมือนทำหน้าที่เติมน้ำเข้าสู่ระบบโดยอัตโนมัติแบบง่ายๆ โดยใช้ลูกลอยกรณีเกิดการรั่ว ถังแบบปิดความดันน้ำในท่อตรงจุดที่ถังต่อเข้า ความดันจะคงที่ตลอด เช่นเดียวกับถังแบบเปิด ไม่ว่าปั๊มจะทำงานหรือไม่ จึงสามารถใช้ในการส่งสัญญาณให้เติมน้ำเข้าระบบเมื่อเกิดการรั่ว นอกจากนี้ยังใช้อ้างอิงในการคำนวณความดันในตำแหน่งต่างๆได้ง่าย ถังแบบปิดที่ใช้กับน้ำร้อนเพื่อทำให้อากาศร้อนในประเทศหนาว เพื่อไม่ให้น้ำร้อนกลายเป็นไอสามารถเพิ่มความดันโดยอัดอากาศเข้าไปในถังเพื่อเพิ่มความดันของน้ำได้ เพียงแต่ตำแหน่งที่จะต่อถังเข้าระบบท่อน้ำควรต่อที่ด้านดูดของปั๊ม NPSHA จะพอเพียงสำหรับปั๊มเสมอโดยไม่ต้องคิดอะไร ในกรณีที่ต้องการลดขนาดของถังโดยต่อที่ต่ำอื่นๆ ต้องตรวจสอบว่า NPSHA พอเพียงกับ NPSHR ที่ปั๊มต้องการ

2. การคำนวณหาปริมาตรขยายตัวของน้ำและท่อน้ำ

การขยายตัวของน้ำ ปริมาตรที่เพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นนั้นไม่ได้คงที่ ผู้เขียนได้ทำเป็นสมการของสัมประสิทธิ์ขยายตัวเชิงปริมาตรต่อหน่วยอุณหภูมิให้ทั้งหน่วยสากลและหน่วยอังกฤษเนื่องจากได้ใช้ค่าจากตารางหน่วยสากลและหน่วยอังกฤษเพื่อตรวจสอบความถูกต้อง จึงอาจมีค่าต่างกันเล็กน้อย การเปลี่ยนค่าสัมประสิทธิ์จากหน่วยหนึ่งไปอีกหน่วย ก็เพียงแค่คูณหรือหารสมการด้วยค่า $1^{o}C = 1.8^{o}F$ ก็จะเปลี่ยนเป็นอีกหน่วย เพราะคำว่าสัมประสิทธิ์นั้นหมายถึงต่อ 1 หน่วย เปรียบเหมือนมีหน่วยแค่ต่อองศา (C^{-1}) สมการใช้ได้ดี ในช่วงอุณหภูมิ 4^{o} - $100^{o}C$ หรือ 39^{o} - $212^{o}F$ มีความคลาดพลาดไม่เกิน 3%

หน่วยสากล ^{o}C $\beta_W = (0.05888T_a^3 - 13.663T_a^2 + 1539T_a - 5742)*10^{-8}$ .....(1)

หน่วยเป็น $m^3/m^3/^{o}C$ หรือ $1/^{o}C$ หรือ $^{o}C^{-1}$

หน่วยอังกฤษ ^{o}F $\beta_W = (0.0045237T_a^3 - 2.5195T_a^2 + 607T_a - 20115)*10^{-8}$ .....(2)

หน่วยเป็น $ft^3/ft^3/F$ หรือ GPM/GPM/F หรือ $m^3/m^3/F$ หรือ $1/^{o}F$ หรือ $^{o}F^{-1}$

โดย $T_a = (T_1+T_2)/2$

ตัวอย่างที่ 1 น้ำในระบบรวมทั้งหมด 100 m^3 อุณหภูมิ 7°C ร้อนขึ้นเป็น 35°C ปริมาตรเพิ่มขึ้น (VW)

$$V_W = V_S . \beta_W (T_2 - T_1) \quad .....(3)$$

แทนค่า V_S = 100 m^3, T_1 = 7°C, T_2 = 35 °C, T_a = 21 °C

แทนค่าลงในสมการ (1) β_W = 0.000211 $m^3/m^3/C$ ปริมาตรน้ำเพิ่มแทนค่าทั้งหมดลงในสมการ (3)

V_W =100 x 0.000211 x (35-7) = 0.591 m^3

ปริมาตรการขยายตัวของน้ำ มักอาศัยตารางคุณสมบัติของน้ำจากตำราหรือ ASHRAE Handbook ได้ ซึ่งจะแสดงอุณหภูมิและค่าปริมาตรจำเพาะ มักแสดงเป็นช่วงอุณหภูมิกว้าง บ่อยครั้งไม่ตรงกับช่วงที่ใช้งานต้องประมาณ เช่น จากตัวอย่างที่ 1 การคำนวณโดยอาศัยตารางจาก ASHRAE

T,C	v, m^3/kg
5	0.00100010
10	0.00100030
15	0.00100090
20	0.00100180
25	0.00100301
30	0.00100442
35	0.00100604

ปริมาตรน้ำขยายตัว อุณหภูมิ 7°C ร้อนขึ้นเป็น 35°C จะเห็นว่า 7°C ไม่ตรง จำเป็นต้องเทียบบัญญัติไตรยางค์ระหว่าง 5°C และ 10°C ปริมาตร v1 = 0.00100018 m^3/kg ปริมาตรน้ำเปลี่ยนต่อ 1 หน่วยดังนี้

v_2/v_1 - 1 = 0.00100604 / 0.00100018 - 1 = 0.00586 ระบบมีน้ำ 100 m^3 น้ำขยายตัวทั้งหมด V_W = 100 x 0.00586 = 0.586 m^3

ซึ่งผลการคำนวณก็ใกล้เคียงกับการคำนวณด้วยสมการ (1)

ในการใช้ค่าจากตารางอาจจะเขียนสมการได้ดังนี้

$$V_W = V_S . (v_2/v_1 - 1) \quad ..... (4)$$

การขยายตัวของท่อน้ำ จะช่วยลดขนาดถังรับน้ำขยายตัวได้เท่ากับปริมาตรภายในของท่อที่ขยายออก เพราะเปรียบเหมือนเพิ่มปริมาตรท่อให้น้ำขยายตัวออก อาศัยค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงเส้นของวัสดุที่ใช้ทำท่อ เนื่องจากเป็นของแข็ง เช่นเหล็ก พีวีซี ทองแดง เป็นต้น ค่าเปลี่ยนตามอุณหภูมิน้อยมาก ประมาณเป็นค่าคงที่ได้ หน่วยสากลก็จะเป็น m/m/C หน่วยอังกฤษ ft/ft/F เมื่อเป็นสัมประสิทธิ์ เปรียบเหมือนมีหน่วยองศาเท่านั้น เหมือนสัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงปริมาตร การเปลี่ยนหน่วยระหว่างสากลและอังกฤษก็ใช้ 1.8 คูณหรือหาร

เนื่องจากเป็นท่อกลวงถ้าเอาพื้นที่หน้าตัดไปคูณทั้งเศษและส่วนก็จะกลายเป็นปริมาตรภายในของท่อนั่นก็คือปริมาตรน้ำนั่นเอง ทำให้สะดวกที่สามารถใช้สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงเส้นของท่อเทียบเป็นของน้ำได้ เนื่องจากเป็นท่อกลวงย่อมต้องมีการขยายตัวตามเส้นรอบวง แต่เนื่องจากความยาวของเส้นรอบวงขนาดท่อที่ใหญ่ที่สุดที่ใช้ในอาคารคือ 24" (0.60m) เส้นรอบวงยังไม่ถึง 2 m แต่ที่สำคัญยิ่งไปกว่านั้นคือค่าสัมประสิทธิ์นี้น้อยมาก ตัวอย่างเช่นท่อเหล็ก 0.000012m/m/C เส้นผ่าศูนย์กลาง = เส้นรอบวง/3.14 พื้นที่หน้าตัด แม้จะยกกำลังของเส้นผ่าศูนย์กลางแต่เนื่องจากค่าเปลี่ยนน้อยมากจึงไม่มีผล แสดงได้ดังนี้ 1.000012^2 = 1.000024 ค่าคลาดเคลื่อนน้อยมากเพียงแค่ 0.0024% ยิ่งไปกว่านั้น การขยายตัวตามเส้นรอบวงหรือเส้นผ่าศูนย์กลางนั้นจะออกด้านนอกหรือเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกมากกว่าภายในด้วย ดังนั้นการคำนวณการขยายตัวของท่อน้ำ จึงสามารถใช้ปริมาตรน้ำแทนได้ และต้องใช้สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงเส้น ไม่ใช่สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงปริมาตร ซึ่งเป็นข้อผิดพลาดของ ASHRAE Handbook, Systems & Equipment ต่อเนื่องมากว่า 29 ปี โดยใช้สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงปริมาตร ซึ่งจะมีค่าเป็น 3 เท่าของสัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงเส้น ทั้งนี้ผู้เขียน

ได้แจ้งให้ทาง ASHRAE ทราบแล้ว สรุปปริมาตรการขยายตัวของท่อน้ำเขียนได้ดังนี้

$$V_P = V_S . a_P . (T_2 - T_1) \quad .....(5)$$

ตัวอย่างที่ 2 จากตัวอย่างที่ 1 สมมุติใช้ท่อเหล็ก สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงเส้น (a_P) = 0.000012 m/m/C

$V_P = V_S.a_P. (T_2 - T_1) = 100 \times 0.000012 \times (35 - 7) = 0.0336\ m^3$

ปริมาตรน้ำขยายตัวยังผล (V_{WE}) คือปริมาตรน้ำที่ถังรับน้ำขยายตัวต้องใช้จริง ซึ่งก็คือปริมาตรน้ำขยายตัวทั้งหมดหักลบด้วยปริมาตรการขยายตัวของท่อน้ำ นั่นคือเอาค่าจากตัวอย่างที่ 1 ลบด้วยค่าจากตัวอย่างที่ 2

$V_{WE} = V_W - V_P = 0.6048 - 0.0336 = 0.5712\ m^3$

สามารถเขียนรวมเป็นสมการได้ดังนี้

$$V_{WE} = V_S . (\beta_W - a_P).(T_2 - T_1) \quad .....(6)$$

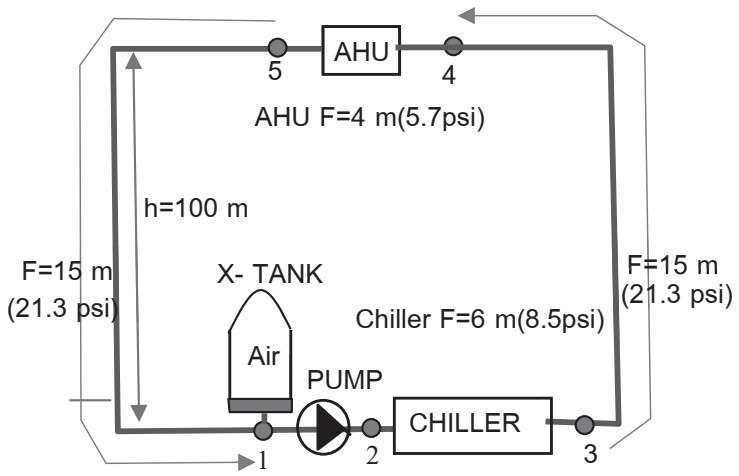
กรณีการขยายตัวของน้ำอาศัยตารางเธอร์โมไดนามิกส์

$$V_{WE} = V_S . (v_2/v_1 - 1 - a_P.(T_2 - T_1) \quad .....(7)$$

ค่าจากสมการ (6) หรือ (7) คือค่าที่นำไปใช้ในการหาขนาดถังรับน้ำขยายตัว

3. การหาความดันสถิตในตำแหน่งต่างๆ ในท่อน้ำ

มีความจำเป็นต้องเข้าใจวิธีหาความดันสถิต (นิยมพูดสั้นๆ ว่าความดัน) ในตำแหน่งต่างๆของท่อน้ำ เพราะความดันตรงตำแหน่งท่อที่ถังรับน้ำขยายตัวต่อเข้า ก็คือความดันในถังโดยประมาณ ซึ่งจะคงที่ตลอดไม่ว่าปั๊มจะหยุดหรือทำงาน อันที่จริงแล้วในระบบปิด ถ้าไม่มีการรั่วของน้ำและอุณหภูมิน้ำไม่เปลี่ยนมาก ไม่ใส่ถังรับน้ำขยายตัว กลับจะดีในแง่ NPSHA จะไม่เปลี่ยน แม้จะติดตั้งเครื่องหรืออุปกรณ์ตำแหน่งใด หรือแม้แต่หรี่วาล์วที่ด้านดูดของปั๊ม เพราะความดันด้านดูดของปั๊มจะคงที่ตลอดเองโดยธรรมชาติ แม้ปั๊มจะหยุดหรือเดิน ด้วยเหตุผลนี้จึงแทบจะไม่ต้องคิดเลยว่าควรติดตั้งถังฯไว้ที่ด้านดูดของปั๊ม แต่มิได้หมายความว่าติดตั้งที่ตำแหน่งอื่นไม่ได้ แต่ต้องมีเหตุผล เช่นต้องการลดขนาดถังเพราะด้านดูดของปั๊มมีความดันสูง จะไปติดตั้งตำแหน่งอื่นที่ความดันต่ำกว่ามาก หรือต้องการใช้ถังฯแบบเปิดเพราะราคาถูกจึงต้องไปติดตั้งบนดาดฟ้า ดังนั้นจึงต้องทราบวิธีหาความดัน ดังแสดงในรูปที่ 1 เป็นอาคารสูง 100 m ความเสียดทานใน Chiller 6 mน้ำ(8.5psi) ใน AHU 4 mน้ำ(5.7psi) สมมุติเป็นชุดที่ไกลและสูงที่สุด สูงจากปั๊ม 100 m นั่นคือทำให้เกิดความดันด้านดูดของปั๊ม 142.3 psi ความเสียดทานท่อน้ำไป



รูปที่ 1

และกลับอย่างละ 15 mน้ำ (21.3psi) ปั๊มเฮด = 6+15+4+15 = 40 m (8.5+21.3+5.7+21.3 = 56.8psi) การหาความดันต้องเริ่มจากตำแหน่งในท่อเมนที่ท่อต่อจากถังฯเข้ามา คือจุดที่ 1 ความดันอย่างน้อยที่สุดก็ต้องเท่ากับความดันสถิตที่เกิดจากความสูงของน้ำคือ 100 m(142.3 psi) นั่นก็หมายถึงขณะที่ปั๊มยังไม่ได้ทำงาน ความดันจุดสูงสุด เช่น 4 และ 5 ความดัน 0 mน้ำหรือ 0 psig ไม่ได้หมายความว่าไม่มีความดัน แต่หมายถึงมีความดันแค่ 10.3 m น้ำหรือ 14.7 psia บางคนกังวล เพราะคิดไม่ถึงว่าเมื่อปั๊มเดินเมื่อใดความดันก็จะมากกว่า 0 เสมออยู่แล้ว แต่การอัดอากาศเพิ่มเข้าไปที่ถังเพื่อให้เป็นบวกแม้ปั๊มยังไปเดินก็เป็นสิ่งที่ดี เช่นอัดเพิ่มเข้าไปในถัง 5 mน้ำ(7 psi) นั่นก็คือความดันในถังหรือจุดที่ 1 จะเปลี่ยนเป็น 105 m (149.3psig) ความดันจุดนี้จะคงที่ตลอดไม่ว่าปั๊มจะเดินหรือหยุด เราจึงสามารถหาความดันจุดอื่นๆได้ง่ายๆ โดยไล่ไปตามทางการไหลของน้ำ ถ้าผ่านปั๊มก็เพิ่มความดันเข้าไปเท่ากับปั๊มเฮด ความดันจุดถัดไปก็ลดความดันด้วยความเสียดทานที่ไปถึงจุดนั้น แต่ต้องไม่ลืมถ้าจุดนั้นความสูงเพิ่มขึ้นด้วยก็ต้องลบความดันที่เนื่องจากกความสูงที่เพิ่มเพราะความดันต้องใช้ในเพิ่มพลังงานศักย์ ในทางตรงกันข้ามถ้าจุดนั้นความสูงลดลง ความดันเนื่องจากความสูงนี้ต้องเอาไปเพิ่มความดันแทนดังตัวอย่างคำนวณต่อไปนี้

จุดที่ 2 = 105 + 40 = 145m (149.3 + 56.8 = 206.1 psig)

จุดที่ 3 = 145 - 6 = 139m (206.1 - 8.5 = 197.6 psig)

จุดที่ 4 = 139 - 15 - 100 = 24m (197.6 - 21.3 - 142.3 = 34 psig)

จุดที่ 5 = 24 - 4 = 20m (34 - 5.7 = 28.3 psig)

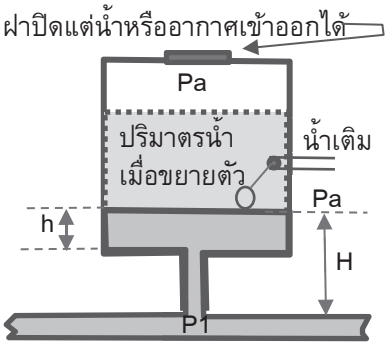
ตรวจสอบจุดที่ 1 = 20 - 15 + 100 = 105 m (28.3 - 21.3 + 142.3 = 149.3 psig)

วิธีทั้งหมดนี้คือวิธีที่ต้องใช้ในการตรวจสอบว่าการติดตั้งถังฯ ตรงจุดนั้นจะทำให้ NFPA เพียงพอกับ NFPR ของปั๊มหรือไม่

4. การคำนวณหาขนาดถังรับน้ำขยายตัว

ถังรับน้ำขยายตัวแบ่งได้เป็น 2 ชนิด คือชนิดเปิดและชนิดปิด

ถังรับน้ำขยายตัวชนิดเปิด คือเป็นถังง่ายๆเปิดสู่บรรยากาศ เพียงแต่มีฝาปิดกันสิ่งต่างๆตกลงไปในถังฯ เท่านั้น ถังชนิดนี้ราคาถูก แต่ต้องติดตั้งที่ตำแหน่งสูงที่สุดของระบบท่อ ก็มักจะเป็นบนดาดฟ้าของอาคาร ซึ่งเป็นข้อเสียมักขาดการดูแลเพราะไม่ได้อยู่ในห้องเครื่อง นอกจากข้อดีราคาถูก สำหรับข้อดีอีกอย่างที่คนมักจะไม่ทราบคือ ความดันสูงสุดในระบบจะไม่เกินความดันปกติ แม้จะคำนวณปริมาตรน้ำขยายตัวผิดพลาดมาก คือใช้ถังเล็กผิดปกติมาก ปัญหาก็เพียงแต่น้ำไหลล้นฝาถังเท่านั้น



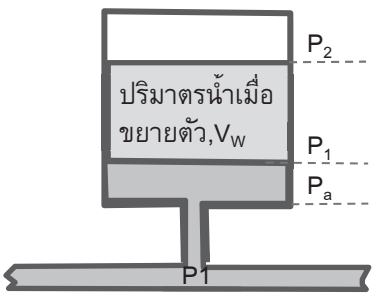
รูปที่ 2 ถังฯชนิดเปิด

การหาขนาดถัง หาจากปริมาตรน้ำขยายตัวตามหัวข้อที่ 2 เผื่อน้ำน้ำไว้ในถังความสูง h โดยระดับผิวน้ำในถัง หรือ ความสูง H คือความดันที่จุด P1 ที่ต้องการให้มีค่าสูงกว่าบรรยากาศเท่าใด ซึ่งปกติแล้วถ้าไม่มีถังฯ ความดันจุดนั้นจะประมาณเท่ากับบรรยากาศ ผู้ออกแบบไม่น้อยมักจะใช้ขนาดปริมาตรถังเป็น 2 เท่าของปริมาตรน้ำขยายตัว ซึ่งก็ไม่จำเป็นนัก เพราะถ้าเกิดผิดพลาดก็แค่น้ำล้นถังบนดาดฟ้ามักจะไม่มีอะไรเสียหาย สิ่งสำคัญควรมีระบบควบคุมส่งสัญญาณเมื่อระดับน้ำในถังผิดปกติมาก ซึ่งต้องจดจำไว้ว่าความดัน P1 นั้นจะประมาณคงที่ตลอดไม่ว่าปั๊มจะเดินหรือไม่ เราจึงสามารถใช้เป็นมาตรฐานอ้างอิง ในการหาความดันที่จุดอื่นๆได้ และใช้ตรวจสอบ NPSHA ได้

ถังรับน้ำขยายตัวชนิดปิด ถังชนิดนี้จะปิดโดยมีอากาศอยู่ในถังเพื่อให้น้ำขยายตัวได้โดยการอัดอากาศนี้ ถังชนิดนี้มี 2 แบบ คือแบบธรรมดา และแบบมีไดอะแฟรม(Diaphragm) หรือถุงน้ำกันอากาศ (Bladder)

แบบธรรมดา ผลิตง่ายๆไม่มีช่องอัดลม ราคาถูก ดังแสดงในรูปที่ 3 อาศัยพื้นฐานทางวิศวกรรม กฎก๊าซสมบูรณ์ P.V/T = ค่าคงที่ หรือถ้าอุณหภูมิ(T)คงที่ ก็คือ P.V = ค่าคงที่ หรือ

$P_2 = P_1.V_1/V2$ นั่นก็คือถ้าอากาศถูกน้ำขยายตัวอัดปริมาตรเหลือครึ่งหนึ่ง $V_2 = V_1/2$ ความดัน P2 ก็จะเพิ่มเป็น 2 เท่า $P_2 = 2 \times P_1$ ถังชนิดปิดสามารถติดตั้งในตำแหน่งใดก็ได้



รูปที่ 3 ถังฯชนิดปิด

ดังได้กล่าวแล้วในหัวข้อที่ 1 แต่ตำแหน่งที่ดีมักจะเป็นด้านดูดของปั๊ม กรณีที่ต้องการลดขนาดของถังก็ต้องติดตั้งในตำแหน่งที่ความดัน P_1 น้อยที่สุด แต่ต้องตรวจสอบความดันดังกล่าวแล้วในหัวข้อที่ 3

การคำนวณหาขนาดถัง ถ้าเป็นแบบรูปที่ 3 ซึ่งเป็นแบบง่ายๆ ราคาถูก คือไม่มีที่อัดลมเข้าถัง วิธีคำนวณก็คิดเริ่มต้นยังไม่ได้ต่อถังเข้าระบบท่อน้ำ โดยธรรมชาติในถังก็จะมีความดันบรรยากาศ P_a เต็มปริมาตรถัง V_T เมื่อต่อเข้าท่อ ความดันน้ำ P_1 จะอัดอากาศเปลี่ยนเป็น P_1 จะได้ว่า อากาศ

$$\mathbf{P_a.V_T = P_1.V_1} \qquad \text{.....(a)}$$

เมื่อใดก็ตามน้ำขยายตัวเต็มที่ น้ำก็จะอัดอากาศจนปริมาตรกลายเป็น V_2 ความดันกลายเป็น P_2 คือความดันในท่อที่เคยเป็น P_1 กลายเป็น P_2 นั่นเอง ซึ่งคือความดันสูงสุดที่เครื่องและอุปกรณ์ทนได้ จะได้ดังนี้

$$\mathbf{P_1.V_1 = P_2.V_2} \qquad \text{.....(b)}$$

จากรูปที่ 3 จะเห็นว่าปริมาตรน้ำที่ขยายตัวเข้ามาในถัง(V_W) เท่ากับปริมาตรอากาศ $V_1 - V_2$ นั่นคือ

$V_W = V_1 - V_2$ ...(c)

จากสมการ (a) , (b) และ (c) จะสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\mathbf{V_T = V_W / (P_a / P_1 - P_a / P_2)} \qquad \text{.....(8)}$$

ข้อสังเกตจากสมการ (8) จะเห็นว่า ถ้า P_1 ซึ่งเป็นจุดที่ถังต่อเข้าท่อ มีค่าน้อย ขนาดถัง (V_T) จะเล็กลงได้ และ P_2 มีค่ามากคือเครื่องและอุปกรณ์ทนความดันได้สูง ขนาดถังจะเล็กลงได้ด้วยเช่นกัน

ตัวอย่างที่ 3 สมมุติจากหัวข้อที่ 3 คำนวณการขยายตัวของน้ำได้ 0.5 m^3 ความดันจุดที่ต่อถังเข้าท่อ 106 mน้ำ (151 psig) เครื่องและอุปกรณ์ทนความดันได้ 211 mน้ำ (300 psig) ความดันบรรยากาศ 10.3 mน้ำ(14.7psia)

การหาขนาดถังฯชนิดปิดใช้สมการ (8)

$V_T = 0.5/\{10.3/(106+10.3) - 10.3/(211+10.3)\}$
$= 11.9\ m^3$

$[V_T = 0.5/\{14.7/(151+14.7) - 14.7/(300+14.7)\}$
$= 11.9\ m^3]$

จะเห็นได้ว่า ถังชนิดปิดแบบไม่มีช่องอัดลมเข้าไม่เหมาะสมเพราะต้องใช้ขนาดใหญ่ถึง 20 เท่าของปริมาตรน้ำขยายตัว เพราะเป็นอาคารสูงถึง 106 เมตร ถังติดตั้งที่ด้านดูดของปั๊มซึ่งอยู่ชั้นล่าง แต่ถ้าย้ายไปติดตั้งที่ชั้นสูงๆเช่นสูงจากเดิม 100 เมตร ตามที่ให้ข้อสังเกตุแล้วข้างต้น จะลดขนาดถังลงได้ นั่นก็คือ P_1 เหลือเพียง 106-100 = 6 m น้ำ(8.5psig) ถึงแม้ว่า

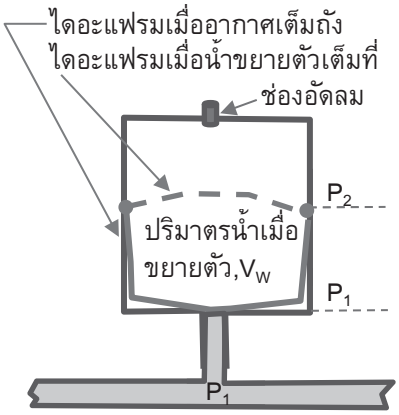
P_2 จะลดลงด้วยคือเหลือ 211-100 =111m น้ำ(158psig) ซึ่งทำให้ขนาดถังเพิ่ม แต่การเพิ่มจะมีผลน้อยกว่าการลดขนาดของถังเนื่องจาก P_1 ดังนี้

$V_T = 0.5 / \{ 10.3/(6+10.3)—10.3/(111+10.3)\} = 0.9\ m^3$

$[V_T = 0.5 /\{14.7/(8.5+14.7) —14.7/(158+14.7)\} = 0.9\ m^3]$

จะเห็นได้ว่าขนาดลดลงถึง 12 เท่าเหลือเพียง 0.9 m^3 ข้อเสียคือการติดตั้งห่างไกลจากห้องเครื่อง การดูแลก็น้อยลง และอากาศก็มีโอกาสหายไปกับน้ำได้เพราะอากาศสัมผัสกับน้ำ มีการผลิตเพื่อลดขนาดโดยมีช่องเติมลมเหมือนแบบไดอะแฟรมหรือแบบถุง ยิ่งทำให้อากาศมีโอกาสหายไปกับน้ำเข้าสู่ระบบมากขึ้น จึงไม่นิยมใช้ อย่างไรก็ตามการคำนวณขนาดถังก็เหมือนแบบไดอะแฟรมหรือแบบถุง

ถังชนิดปิดแบบไดอะแฟรมหรือแบบถุง การคำนวณจะแสดงด้วยแบบไดอะแฟรมแทนทั้ง 2 แบบ เพราะใช้ทฤษฎีเดียวกัน ดังแสดงในรูปที่ 4



รูปที่ 4 ถังฯชนิดปิดแบบมีไดอะแฟรม

จากรูปจะเห็นได้ว่า การจะทำให้ใช้ถังเล็กที่สุดได้ก็คือต้องอัดอากาศไว้ให้เต็ม หรือไดอะแฟรมขยายเต็มถังและความดันเท่ากับ P_1 ในท่อจุดที่ต่อเข้าถัง ซึ่งความดันนี้ก็อาศัยหลักการคำนวณตามหัวข้อที่ 3

การคำนวณหาขนาดถัง ก็อาศัยพื้นฐานทางวิศวกรรม กฎก๊าซสมบูรณ์ เช่นเดิม

จากรูป เริ่มแรกอากาศมีปริมาตรเต็มถัง V_1 สามารถเขียนแทนได้ด้วย V_T ขนาดถังที่ต้องการ ขณะที่ความดันคือ P_1 เมื่อมีน้ำขยายตัวเต็มที่จะอัดไดอะแฟรมหรืออากาศให้ปริมาตรเปลี่ยนเป็น V2 ความดันจะเพิ่มสูงสุดก็คือ P_2

จะได้ $P_1.V_1 = P_2.V_2$ และ V1=VT

ดังนั้น $\mathbf{P_1.V_1 = P_2.V_2}$ **.....(d)**

สังเกตุจากรูป จะเห็นว่าปริมาตรน้ำที่ขยายตัวเข้ามา จะเท่ากับปริมาตรถังลบด้วย ปริมาตรอากาศ V_2 นั่นคือ $\mathbf{V_W = V_T - V_2}$ **.....(e)**

จากสมการ (d) และ (e) จะได้

$\mathbf{V_T = V_W/(1 - P_1/P_2)}$ **.....(9)**

ตัวอย่างที่ 4 เช่นเดียวกับตัวอย่างที่ 3 คำนวณการขยายตัวของน้ำได้ 0.5 m^3 ความดันจุดที่ต่อถังเข้าท่อ 106 mน้ำ(151 psig) เครื่องและอุปกรณ์ทนความดันได้ 211 mน้ำ(300 psig) ความดันบรรยากาศ 10.3 mน้ำ(14.7psia)

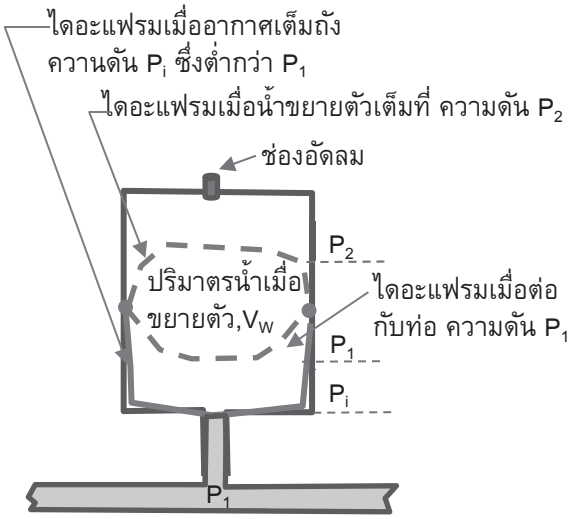
การหาขนาดถังฯชนิดปิดใช้สมการ (9) จะได้ดังนี้

$V_T = 0.5 / \{1 - (106+10.3)/(211+10.3)\} = 1.1\ m^3$

$[V_T = 0.5 / \{1 - (151+14.7)/(300+14.7)\} = 1.1\ m^3$

การใช้ถังชนิดปิดแบบมีไดอะแฟรมหรือแบบมีถุงจะลดขนาดได้มาก อันที่จริงแล้วชนิดปิดที่กล่าวมาข้างต้น สามารถทำช่องอัดลมแล้วอัดลมเต็มถังก็จะเหมือนแบบมีไดอแฟรม แต่จากประสบการณ์ มักเกิดปัญหาอากาศรั่วไหลเข้าไปในน้ำ จึงไม่นิยมทำ

ถังแบบไดอะแฟรม บางครั้งจะเผื่อขนาดให้ใหญ่ขึ้นโดยการอัดลมน้อยกว่าจุดที่ต่อท่อเข้า คือน้อยกว่า P1 เรียกว่า Pi เรียกว่า Initial Charge หรือ Pre-charge นั่นก็คือพอต่อถังเข้าระบบจะมีน้ำบางส่วนเข้ามาในถัง จึงต้องใช้ถังใหญ่ขึ้น วัตถุประสงค์คือเผื่อว่าถ้าน้ำหดตัว น้ำในถังก็จะดันออกมาความดันจุดที่สูงที่สุดของระบบ ก็จะไม่ต่ำกว่าบรรยากาศ ความจริงแล้วไม่มีความจำเป็น เพราะถ้าความดันต่ำกว่าที่อนุญาตน้ำก็จะถูกเติมเข้ามาโดยอัตโนมัติอยู่แล้ว



รูปที่ 5 ถังฯชนิดปิดแบบมีไดอะแฟรม

การเผื่อให้ถังใหญ่ขึ้นดังแสดงในรูปที่ 5

การคำนวณหาขนาดถัง ก็อาศัยพื้นฐานทางวิศวกรรม กฎก๊าซสมบูรณ์ เช่นเดิม จากรูปที่ 5 นี้ เริ่มต้นถังยังไม่ได้ต่อเข้าท่อน้ำในระบบ อัดลมเข้าถังโดยไดอะแฟรมต้องขยายเต็มถังให้มีความดัน P_i ซึ่งมีค่าน้อยกว่า P_1 เมื่อต่อถังเข้าระบบ ความดันน้ำ P_1 มากกว่าจะไหลเข้าถังอัดไดอะแฟรมคืออัดอากาศนั่นเอง ความดันอากาศก็จะเปลี่ยนเท่ากับ P_1

จะได้ $P_i.V_i = P_1.V_1$ และ $V_i = V_T$

ดังนั้น $$\mathbf{P_i.V_T = P_1.V_1} \quad \text{.....(f)}$$

เมื่อน้ำขยายตัวด้วยปริมาตร VW น้ำจะอัดอากาศให้ปริมาตรเล็กลงเป็น V_2 ความดันจะเพิ่มสูงสุดคือเป็น P_2 จะได้ว่า

$$\mathbf{P_1.V_1 = P_2.V_2} \quad \text{.....(g)}$$

จากรูปจะเห็นได้ว่า ปริมาตรน้ำเมื่อขยายตัว(V_W) จะเท่ากับปริมาตรอากาศ V_1 ลบด้วยปริมาตอากาศ V_2 นั่นคือ $$\mathbf{V_W = V_1 - V_2} \quad \text{.....(h)}$$

จากสมการทั้งสามคือ (f), (g) และ (h)

จะได้ $$\mathbf{V_T = V_W / (P_i/ P_1 - P_i/ P_2)} \quad \text{.....(10)}$$

ตัวอย่างที่ 5 เช่นเดียวกับตัวอย่างที่ 4 คือ คำนวณการขยายตัวของน้ำได้ 0.5 m^3 ความดันจุดที่ต่อถังเข้าท่อ 106 mน้ำ(151 psig) เครื่องและอุปกรณ์ทนความดันได้ 211 mน้ำ(300 psig) ความดันบรรยากาศ 10.3 mน้ำ(14.7psia) แต่ก่อนต่อถังเข้าระบบอัดลมเข้าด้วยความดันต่ำกว่าจุดต่อในระบบ 10 m น้ำ(14.2 psi)

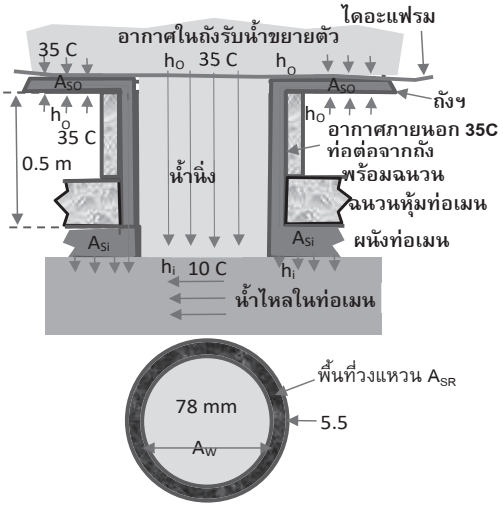
การหาขนาดถังฯชนิดปิดใช้สมการ (10) จะได้ดังนี้

$V_T = 0.5 / \{ 96 / (106+10.3) - 96 / (211+10.3)\}$ = 3.1 m^3

[$V_T = 0.5 / \{136.8/(151+14.7) - 136.8 / (300 +14.7)\}$ = 3.1 m^3]

5. การพิสูจน์ว่าถังรับน้ำขยายตัวไม่ต้องหุ้มฉนวน

พื้นฐานการหุ้มฉนวนก็คือป้องกันความร้อนถ่ายเท เพื่ออนุรักษ์พลังงาน แต่ในภาวะอากาศร้อนชื้น การป้องกันการกลั่นตัวที่ผิวของไอน้ำในอากาศจะสำคัญกว่า จึงมักจะต้องใช้ฉนวนที่หนาขึ้น มีวิศวกรจำนวนไม่น้อย จะใช้สามัญสำนึกว่าถังนั้นต่อเข้ากับท่อเย็นๆที่หุ้มฉนวน ก็ต้องหุ้มฉนวนด้วย การใช้สามัญสำนึกเป็นสิ่งที่ดี แต่บังเอิญกรณีนี้ใช้ไม่ได้ ต้องใช้สำนึกทางวิศวกรรม เกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อน ซึ่งเรื่องนี้ก็เป็นส่วนหนึ่งของที่มาของบทความนี้ด้วย



รูปที่ 6 ท่อน้ำต่อกับก้นถังรับน้ำขยายตัวและต่อเข้าท่อเมน

รูปที่ 6 ด้านบนสุดเป็นไดอะแฟรมที่ขยายมาปิดกันถังรับน้ำขยายคัว ท่อเหล็กที่ต่อจากก้นถังเข้าท่อเมนของระบบ ขนาด 80mm(3") เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 78 mm ผนังท่อคือพื้นที่วงแหวนหนา 5.5 mm ยาว 0.5 m ซึ่งหุ้มฉนวน ถังไม่ต้องหุ้มฉนวน สมมุติอากาศภายนอกอุณหภูมิ 35^{O}C น้ำไหลในท่อเมน อุณหภูมิ 10^{O}C น้ำในท่อที่ต่อนี้ ซึ่งอยู่ระหว่างไดอะแฟรมกับน้ำที่ไหลเร็ว แต่น้ำในท่อนี้จะนิ่ง

การไหลของความร้อนอาศัยพื้นฐานวิศวกรรมเรื่องการถ่ายเทความร้อน แสดงด้วยลูกศรสีแดงความร้อนจากอากาศภายนอกรวมทั้งอากาศภายในถังไหลผ่าน 2 ทางคือผ่านทางผนังถังและท่อ และทางน้ำนิ่งที่อยู่ในท่อ

ทางที่ 1 ไหลเข้าผนังถังด้วยการพาความร้อนด้วยสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h_O หน่วย W/m^2.K ซึ่งมีพื้นที่มากมายสมมุติเป็น A_{SO} m^2 จากนั้นไหลเข้าผนังท่อที่ต่อกับถังคือรูปวงแหวนมีพื้นที่ A_{SR} m^2 ไหลไปตามความยาวผนังท่อ 0.5 m ผนังท่อมีค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน k_S หน่วย W/(m.K) มาออกที่ผนังท่อเมน ซึ่งเป็นท่อใหญ่เส้นรอบวงจะมากและท่อก็ยาวสมมุติเป็น A_{Si} m^2 ไหลเข้าน้ำที่ไหลซึ่งมีสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h_i หน่วย W/m^2.K ซึ่งจะพาความร้อนไป

หลักการคำนวณ การถ่ายเทความร้อนแบบพื้นที่หน้าตัดที่ความร้อนไหลไม่คงที่ ควรใช้ความต้านทานความร้อนแทน

$Q_S = (T_O - T_i) / R_{ST}$ หรือ

$Q_S = (T_O - Ti) / (R_O + R_S + R_i)$ .....(11)

$T_{SO} = T_O - Q_S.R_O$ .....(12)

Q_S - ความร้อนที่ผ่านทางผนังท่อเหล็ก เป็นวัตต์ (W)

T_O - อุณหภูมิอากาศภายในห้อง ^{O}C

T_i - อุณหภูมิน้ำในท่อเมน ^{O}C

T_{SO} - อุณหภูมิผิวถังของถังรับน้ำขยายตัว ^{O}C

R - ความต้านทานความร้อนมีหน่วยเป็น K/W

$R_{ST} = R_O + R_S + R_i$ - ความต้านทานความร้อนรวม

$R_O = 1/(h_O.A_{SO})$ - ความต้านทานความร้อนของผิวด้านนอก

$R_S = L/(k_S.A_{SR})$ - ความต้านทานความร้อนของท่อเหล็ก

$R_i = 1/(h_i.A_{Si})$ - ความต้านทานความร้อนของผิวในท่อเมน

ปกติทั่วไป สำหรับอากาศนิ่ง h_O ประมาณ 9 W/(m^2.K) สำหรับน้ำไหลในท่อประมาณ 1,000 W/(m^2.K) ส่วนค่า kS สำหรับเหล็กประมาณ 45 W/(m.K)

จากรูปที่ 6 พื้นที่วงแหวนผนังท่อ A_{SR} = 0.00144 m^2 ส่วนพื้นที่ผิวถัง A_{SO} นั้นปกติจะมีค่าหลายตารางเมตร จะสมมุติแค่ 1 m^2 และพื้นผิวภายในท่อเมน ท่อเมนมักจะใหญ่ ถ้าคิดถึงความยาวด้วยจะมากแต่จะสมมุติแค่ 0.5 m^2 อุณหภูมิ TO = 35^{o}C, Ti = 10^{O}C สามารถคำนวณค่าต่างได้ดังนี้

$R_O = 1/(h_O.A_{SO}) = 1/(9x1)$ =0.11 K/W

$R_S = L/(k_S.A_{SR}) = 0.5/(45x0.00144)$=7.7 K/W

$R_i = 1/(h_i.A_{Si}) = 1/(1000x0.5)$ = 0.002 K/W

จะเห็นได้ว่าค่าความต้านทานความร้อนของท่อเหล็กจะมากว่าค่าอื่นๆ มากมาย จนทำให้ค่าอื่นไม่มีความหมาย ก็เพราะพื้นทีหน้าตัดหรือวงแหวนในการถ่ายเทความร้อนน้อย ยิ่งไปกว่านั้นในตัวอย่างนี้สมมุติความยาวท่อเพียง 0.5 m ปกติท่อมักจะยาวกว่านี้มาก ยิ่งจะเห็นได้ชัดว่าความต้านทานความร้อนจะเพิ่มเป็นหลายเท่าตัว

จากค่าที่คำนวณได้และค่าที่กำหนดมาทั้งหมดใส่ในสมการ(11) จะได้ดังนี้

$Q_S = (35 - 10) / (0.11+ 7.7+ 0.002) = 3.84$ W

$T_{SO} = 35 - 3.84x0.11 = 34.6^{O}$C

จะเห็นได้ว่า ความร้อนถ่ายเทได้น้อยมาก และอุณหภูมิผิวถังก็สูงใกล้อุณหภูมิห้องมาก จึงไม่ต้องหุ้มฉนวน ยิ่งไปกว่านั้น ในห้องเย็นที่ต้องใช้น้ำผสม

ไกลโคลเพื่อใช้น้ำเย็น -20°C ในการทำความเย็น ถังรับน้ำขยายตัวก็ไม่จำเป็นต้องหุ้มฉนวน เช่นจากตัวอย่าง ถ้าเปลี่ยนอุณหภูมิน้ำเย็นเป็น -20°C ความร้อนถ่ายเทก็เปลี่ยนเป็น 7 W อุณหภูมิผิวก็เปลี่ยนเป็นเพียง 34.2°C ยิ่งไปกว่านั้น ในประเทศหนาวใช้น้ำร้อน 100°C สมมุติอุณหภูมิห้องเครื่อง 35°C เช่นกัน ซึ่งความร้อนจะถ่ายเทมาที่ถัง 8.3 W อุณหภูมิผิวถังก็สูงกว่าอุณหภูมิห้องเล็กน้อยคือ 35.9°C

ความร้อนถ่ายเททางที่ 2 ตามรูปที่ 6 คือจากอากาศในถังผ่านไดอะแฟรมจะขอละเว้นความต้านทานความร้อนของไดอะแฟรมซึ่งน้อยมาก ผ่านเข้ามาในท่อน้ำที่นิ่ง สมมุติความยาวเป็น 0.55 m เข้ามสู่น้ำในท่อเมนที่ไหลอยู่

สามารถคำนวณได้ในทำนองดียวความร้อนที่ไหลผ่านท่อเหล็ก คล้ายสมการ (11) และ (12) เพียงแต่พื้นที่ความร้อนถ่ายเทคงที่เท่ากับ A_W ซึ่งเท่ากับ 0.00478 m^2 โดยตลอด ส่วนค่าสัมประสิทธิการนำความร้อนของน้ำจะต่ำคือ

k_W = 0.64 W/(m.K) จะคำนวณได้ดังนี้

$$\mathbf{Q_w = (T_o - T_i) / (R_o + R_w + R_i)} \quad \textbf{.....(13)}$$

$$\mathbf{T_{so} = T_o - Q_w . R_o} \quad \textbf{.....(14)}$$

$R_O = 1/(h_O . A_W) = 1/(9x0.00478)$ = 23.3 K/W

$R_W = L/(k_S . A_W) = 0.55/(0.64x0.00478)$ = 179.8 K/W

$R_i = 1/(h_i . A_W) = 1/(1000x0.00478)$ = 0.2 K/W

$Q_S = (35 - 10) / (23.3+179.8+ 0.2)$ = 0.12 W

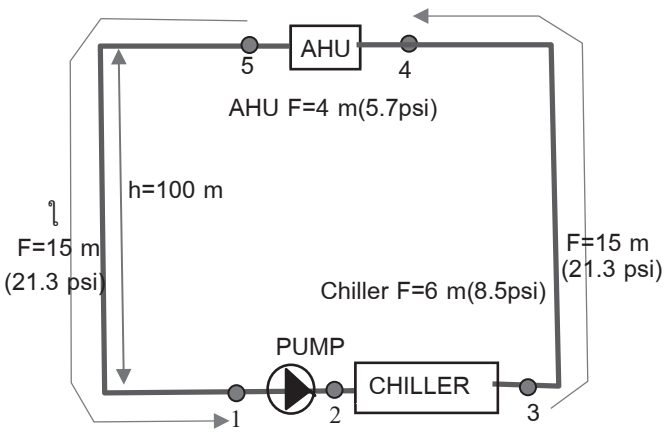
$T_{SO} = 35 - 0.12 \times 23.3$ = 32.2°C

จะเห็นได้ว่าความร้อยถ่ายเทน้อยมากๆ แม้ว่าอุณหภูมิผิวน้ำหรือผิวไดอะแฟรมดูจะต่ำกว่าผิวเหล็กเล็กน้อยก็จริงแต่เป็นพื้นที่เพียง 0.00478 m^2 พื้นผิวถังที่มากกว่าหลายร้อยเท่า ซึ่งอุณหภูมิสูงกว่า จะถ่ายมาทำให้อุณหภูมิใกล้เคียงกับผิวถัง ซึ่งการคำนวณนี้ละเว้นความร้อนความร้อนถ่ายเทระหว่างน้ำนิ่งกับผนังท่อซึ่งอุณหภูมิแตกต่างกันโดยเฉลียเพียงประมาณ 1.2°C

พิสูจน์นี้ทำให้สามารถมั่นใจอีกด้วยว่า การคำนวณขนาดถังรับนำขยายตัวเราใช้ กฎก๊าซสมบูรณ์สมมุติว่าอุณหภูมิคงที่นั้นถูกต้องแล้วเพราะการเปลี่ยนอุณหภูมิถ้าไม่มากจริงๆ จะไม่ผลอะไร เนื่องจากอุณหภูมิที่ใช้ในสมการเป็นอุณหภูมิสัมบูรณ์เช่นเพิ่มจาก 10°C เป็น 50°C คล้ายกับว่าเพิ่ม 5 เท่าแต่ความจริงแล้วเพิ่มเพียง (50+273)/(10+273) = 1.14 เท่า เท่านั้น

6. ถังรับน้ำขยายตัวไม่มีได้หรือไม่?

ดังรูปที่ 7 คล้ายกับรูปที่ 1 ซึ่งเป็นอาคารสูงเพียงแต่ไม่มีถังน้ำขยายตัว วิศวกรจำนวนไม่น้อยมักจะคิดไม่ออกว่าเมื่อปั๊มเดินความดันจะคิดอย่างไร เพราะไม่มีถังฯที่ใช้เป็นความดันอ้างอิง วิธีการคิดนั้นจะต้องเข้าใจพื้นฐานด้านวิศวกรรมของปั๊มว่า ปั๊มนั้นไม่สามารถดูดของเหลวได้ แม้แต่อากาศก็ดูดไม่ได้ ยกเว้นปั๊มแบบลูกสูบซึ่งก็ไม่มีใช้ในระบบปรับอากาศแล้ว ปั๊มที่ใช้จะเป็นแบบใช้แรงเหวี่ยงทั้งสิ้น โดยคนจะต้องกรอกน้ำไล่อากาศออกก่อน เทียบเท่ากับทำให้เป็นสุญญากาศ (0 kPaa / 0 psia) หรือหาวิธีไล่อากาศออกโดยอัตโนมัติ (Self Priming) เมื่อเป็นสุญญากาศแล้ว แต่น้ำเป็นของเหลวไม่มีความดันในตัวเอง (Incompressible) ถ้าไม่มีความสูง แม้ว่าเป็นสุญญากาศแล้วน้ำจะต้องกลายเป็นไอ แต่เนื่องจากในอุณหภูมิบรรยากาศทั่วไปความดันไอของน้ำต่ำมากไม่พอที่จะไหลเข้าปั๊มได้ แม้แต่น้ำที่100°C ก็มีความดันเพียง



รูปที่ 7

101 kPaa(14.7psia) และก็เหมือนมีแต่ไอไหลเข้า นั่นหมายถึงน้ำหรือของเหลวใดๆ จะไหลเข้าปั๊มได้ก็ต้องมีความดันมาดันมัน จะเป็นไอเช่นอากาศ เพราะไอจะมีความดันมันจึงแผ่ขยายเต็มปริมาตรที่มันอยู่ได้ หรือแท่งของเหลวเองที่มีความสูง จากรูปที่ 7 จะเห็นได้ว่า คือความดันของน้ำเองเนื่องจากความสูง 100 m(142.3 psig) ดังนั้น ที่ถูกต้องคือปั๊มไม่ได้ดูดน้ำแต่ดันหรือผลักน้ำไปข้างหน้า น้ำความสูง 100 m ดันให้น้ำเข้ามาแทนที่ ความดันจุด 1 จึงคงที่ 100 m(142.3 psig) ตลอด ไม่ว่าปั๊มจะหยุดหรือเดิน เสมือนมีถังฯ สรุปว่าตามรูปที่ 7 ขณะที่ปั๊มยังไม่เดิน ความดันจุดที่ 1 = 100 mน้ำ(142.4 psig) ความดันที่จุด 5 =15 mน้ำ(21.3 psig) ความเสียดทานจากน้ำไหลจากจุดที่ 5 กลับมาจุดที่ 1 ปัญหาการที่ไม่มีถังรับน้ำขยายตัว ซึ่งได้กล่าวมาแล้วว่าน้ำนั้นอัดตัวไม่ได้หรือเรียว่าอัดตัวได้น้อยมาก ความดันก็เพิ่มขึ้นได้มากและเร็ว ในทางตรงข้ามถ้าระบายน้ำออกความดันก็จะลดได้มากและเร็ว ดังนั้นถ้าไม่มีถังฯจำเป็นจะต้องมีวาล์วระบายความดัน (Pressure Relief Valve) คือต้องยอมเสียน้ำในการระบายทิ้ง เพื่อลดความดัน เมื่อน้ำขยายตัวเพราะอุณหภูมิสูงขึ้น ปัญหาที่สำคัญคือ ขณะที่อุณหภูมิน้ำเปลี่ยนถึงความดันสูงสุดที่ที่อนุญาต ซึ่งอุณหภูมินี้ไม่จำเป็นจะต้องเป็นอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้ในกรณีมีถังฯ มักจะต่ำกว่ามากด้วย จึงทำให้วาล์วจะต้องเปิดปิดบ่อยมากจนกว่าจะถึงอุณหภูมิสูงสุด ดังแสดงในตารางที่ 2

ตารางนี้สามารถแทนด้วยสมการต่อไปนี้ได้

$$P = P_o + 2.034DT^2 + 24.77DT - 1.014 \ldots. (15)$$

P_o ความดันหน่วย psi ตอนปิดระบบตรงกับอุณณหภูมิเริ่ม DT อุณหภูมิน้ำที่เพิ่มขึ้นหน่วย ^oC

สมมุติเครื่องและอุปกรณ์ทนความดันได้ 300 psig (211mน้ำ) ถ้าตั้งวาล์วระบายความดันที่ 275 psig (194 m) จากตารางที่ 2 เมื่ออุณหภูมิน้ำสูงมากกว่า 14^oC วาล์วจะระบายน้ำทิ้ง จนความดันลดลงตามที่ผู้ผลิตกำหนดเช่น 250 psig วาล์วจะปิดซึ่งจะเกิดขึ้นเร็วมาก ถ้าอุณหภูมิขึ้นอีกเล็กน้อยมันก็จะเปิดอีก นั่นคือเปิดๆปิดๆ บ่อยมาก วาล์วระบายความดันทั่วไปผู้ผลิตมักจะไม่ได้ออกแบบให้เปิดปิดได้มากจึงต้องตรวจสอบ ปริมาตรน้ำที่ต้องระบายทิ้ง สามารถหาได้โดยวิธีคำนวณปริมาตรน้ำขยายตัวในหัวข้อก่อนๆ เช่นน้ำเย็นก่อน

ตารางที่ 2 ไม่มีถังฯอุณหภูมิเพิ่มเล็กน้อยความดันเพิ่มมาก

T, ^oC	P, m น้ำ	P, psig
10	100	142
11	119	169
12	141	201
13	166	236
14	194	275
15	224	319
16	258	367
17	295	419

ปิดระบบปรับอากาศตอนเย็นทุกวันอุณหภูมิเฉลี่ย 10^oC ไม่ได้ใช้งานจนถึงเช้าวันรุ่งขึ้น อุณหภูมิเพิ่มเป็น 30^oC β_w =0.0002 $^oC^{-1}$ ถ้าในระบบมีน้ำ 100 m^3 น้ำจะขยายตัว 0.4 m^3 หรือเป็นเงินวันละ 5 บาท เฉพาะวันที่ใช้เครื่องปรับอากาศ ซึ่งต้องนำไปพิจารณาอาคารที่ใช้งาน 24 ชั่วโมง อาจจะไม่มีปัญหานี้

การหาอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงของน้ำในท่อที่นิ่งวันที่ใช้งานระบบปรับอากาศ ตอนเย็นเวลา 17 น. ขณะที่ปิดระบบปรับอากาศ สมมุติอุณหภูมิเฉลี่ยน้ำเย็นในท่อ 10^oC ผ่านไป 15 ชั่วโมง คือถึงตอนเช้า อุณหภูมิของน้ำที่นิ่งอยู่ในท่อจะเปลี่ยนไปเท่าไร ถ้าทราบอุณหภูมิเฉลี่ยสิ่งแวดล้อมรอบท่อ ขนาดท่อและชนิดของฉนวนและความหนา และทราบสัมประสิทธิการถ่ายเทความร้อนต่างๆ ผู้เขียนได้สร้างสมการสำหรับหา ดังนี้

$$T_{i2} = T_o - (T_o - T_{i1}).Exp(-3600t/(3.288*10^6 D_i^2.R)) \quad .....(16)$$

$$R=\frac{1}{\pi D_i h_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_p} + \frac{\ln((D_o+2th)/D_o)}{2\pi kins} + \frac{1}{\pi(D_o+2th)h_o} \quad (17)$$

T_{i1} อุณหภูมิน้ำในท่อเริ่มต้น ^{O}C

T_{i2} อุณหภูมิน้ำในท่อเมื่อเวลาผ่านไป t ชั่วโมง

T_O อุณหภูมิเฉลี่ยรอบท่อ, ^{O}C

D_i เส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ m

D_O อุณหภูมิน้ำนอกท่อ m

K_P สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อ W/(m.K)

Kins สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฉนวน W/(m.K)

th ความนาฉนวนหน่วย m ((เมตร)

h_i สัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อ W/(m^2.K)

h_O สัมประสิทธิ์การพาความร้อนนอกท่อ W/(m^2.K)

R สัมประสิทธิ์ความต้านทานความร้อนพิเศษ C.m/W

ตัวอย่างที่ 6 ขณะที่ปิดระบบปรับอากาศ สมมุติอุณหภูมิเฉลี่ยน้ำเย็นในท่อ 10^{O}C อุณหภูมิรอบท่อเฉลี่ย 35^{O}C ผ่านไป 15 ชั่วโมง หาอุณหภูมิน้ำในท่อเหล็ก Sch-40 ขนาด 25mm(1") ฉนวนหุ้มท่อหนา(th) 0.0254m และท่อขนาด 250 mm(10") ฉนวนหุ้มท่อหนา(th) 0.0254 m สมมุติ h_i=10 W/(m^2.K), h_O = 9 W/(m^2.K), kins = 0.038 W/(m.K) , k_P = 45 W/(m.K)

วิธีหา อาศัยตารางขนาดท่อเหล็ก Sch-40 ท่อ 25mm, D_i=0.02664 m, D_O=0.0334 m, ท่อ 250 mm, D_i=0.2544 m, D_O=0.2729 m และค่าที่กำหนดมาทั้งหมดแทนลงในสมการ(16) และ (17) จะได้ดังนี้

ขนาดท่อ 25 mm R=5.49 C.m/W T_{i2} = 34.6^{O}C

ขนาดท่อ 250 mm R=1.26 C.m/W T_{i2} = 15.9^{O}C

จะเห็นได้ว่าในเวลาผ่านไปเท่ากัน อุณหภูมิเปลี่ยนไม่เท่ากันท่อใหญ่อุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นน้อยกว่าท่อเล็กมาก จึงจะต้องหาอุณหภูมิเฉลี่ย ดังนั้นจำเป็นต้องทรามมวลหรือปริมาตรน้ำในท่อนั้นก็คือต้องวัดความยาวของท่อทุกขนาด เนื่องจากปริมาตรน้ำขึ้นกับกำลังสองของเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน(D_i)

ดังนั้นท่อใหญ่จะมีปริมาตรหรือมวลมากกว่าท่อเล็กมากในความยาวเท่ากัน เช่นจากตัวอย่างนี้ถ้าท่อทั้งสองมีความยาว เท่ากัน อุณหภูมิเปลี่ยนเฉลี่ย (T_{i2}) จะเป็น 16.1^{O}C หรือกรณียาวไม่เท่ากันเช่นท่อ 25mm ยาว 300 m ท่อ 250mm ยาว 30 m อุณหภูมิเปลี่ยนเฉลี่ย (T_{i2}) จะเป็น 17.7^{O}C

7. เอกสารอ้างอิง

7.1 ASHRAE Handbooks 1992,1996,2000,2004,2008, 2012,2016 &2020

7.2 ASHRAE Handbook Fundamentals 2017

7.3 Computer-Aided Thermodynamic Table, Sonntag, Borgnakke, Van Wylen.