บทที่ 6

การคำนวณออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคอยล์ ลูป เทอร์โมไซฟอน

โดยทั่วไปในการคำนวณออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ปัญหาสำคัญที่พบมีสองประเภทคือ ปัญหาการกำหนดอัตราและปัญหาการกำหนดขนาดของเครื่อง ปัญหาการกำหนดอัตราเป็นการประเมินอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องตลอดจนอุณหภูมิทางออกของของไหล และความดันลดภายในเครื่อง เมื่อมีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหรือรู้ขนาดเรียบร้อยแล้ว นั่นคือรู้พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนและลักษณะสมบัติการไหลผ่าน ส่วนปัญหาการกำหนดขนาดเป็นการประเมินพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่ต้องใช้ตลอดจนรูปร่างสัดส่วนของเครื่อง เมื่อกำหนดอัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันลดมาให้

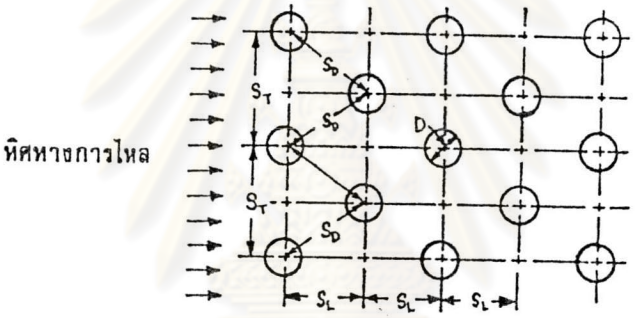
การวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีอยู่สองวิธี คือ วิธีวิเคราะห์แบบ LMTD(log-mean temperature difference)และ ε-NTU (effectiveness-number of transfer units) ถ้าทราบค่าอุณหภูมิที่เข้าและออกของของไหลร้อนและเย็น แต่ไม่ทราบพื้นที่ถ่ายเทความร้อน การแก้ปัญหาจะนิยมใช้วิธี LMTD ในกรณีที่รู้เพียงค่าอุณหภูมิทางเข้าและอัตราการไหลของของไหลร้อนและเย็น และโจทย์กำหนดพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมาให้ กรณีเช่นนี้ถ้าใช้วิธี LMTD ในการแก้ปัญหา จะยุ่งยากมากเพราะต้องสมมติอุณหภูมิทางออกของของไหลด้านหนึ่งแล้วคำนวณหาอุณหภูมิทางออกของของไหลอีกด้านและอัตราการถ่ายเทความร้อน จากนั้นจึงนำไปคำนวณผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกการิธึม แล้วหาอัตราการถ่ายเทความร้อนเพื่อเปรียบเทียบกับค่าที่หาได้จากการดุลพลังงานในตอนแรก การคำนวณจะทำซ้ำไปจนได้ค่าเท่ากันจึงจบและได้คำตอบที่ต้องการ เพื่อให้การแก้ปัญหาง่ายขึ้น Kay และ London (1964) ได้พัฒนาวิธี ε-NTU หรือวิธีประสิทธิผลขึ้น ซึ่งจะไม่กล่าวถึงรายละเอียดในที่นี้

ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งนี้ จะใช้วิธี LMTD ใน

การกำหนดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพราะว่ารู้ค่าของอุณหภูมิที่เข้าและออกของของไหลทั้งสองสายและอัตราการไหลของทั้งสองสาย รูปแบบของสมการพื้นฐานเป็นดังนี้

$$Q = UA(\Delta T)_{lm}$$

โดยสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U สามารถประเมินค่าได้จากสหสัมพันธ์ที่หามาได้จากการทดลองในครั้งนี้(ดูบทที่ 5) ส่วนความดันลดของการไหลภายในของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถหาได้ โดยใช้สหสัมพันธ์ของ Young และ Briggs สำหรับอากาศที่ไหลผ่านกลุ่มท่อที่ติดครีบดังนี้(Roshenow และ Hartnett,1973)



$$\frac{\Delta P g_c \rho}{N_r G^2_{max}} = f = 18.93 \left(\frac{D_o G_{max}}{\mu}\right)^{-0.316} \left(\frac{S_T}{D_o}\right)^{-0.927} \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0.515}$$

นั่นคือ

$$\Delta P = 18.93 \left(\frac{D_o G_{max}}{\mu}\right)^{-0.316} \left(\frac{S_T}{D_o}\right)^{-0.927} \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0.515} \left(\frac{N_r G^2_{max}}{g_c \rho}\right)$$

ขั้นตอนและตัวอย่างในการออกแบบเป็นดังนี้

6.1 ขั้นตอนการออกแบบ

1) กำหนดเงื่อนไขการปรับอากาศในห้อง

2) กำหนดอุณหภูมิของอากาศที่ปล่อยทิ้งออกมาจากห้อง

3) คำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนสัมผัส(ภาระทำความเย็น)ของการปรับอากาศ

4) คำนวณหาสัดส่วนพลังงาน(ความเย็น)ที่ต้องการนำกลับคืน

5) คำนวณหาอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกการิธัม $(\Delta T)_{lm}$

6) สมมติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U

7) กำหนดขนาดของพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ขนาดท่อ จำนวนครีบ และระยะพิทช์(pitch)

8) คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ของการไหล

9) หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม จากสหสัมพันธ์ที่ได้หาไว้

10) ถ้าค่า U ที่คำนวณได้จากสหสัมพันธ์ไม่เท่ากับค่าที่สมมติในขั้นตอนที่ 6 ให้กลับไปเริ่มต้นที่ขั้นตอนที่ 6 ใหม่จนได้เท่ากัน(ใกล้เคียงมากพอ)

11) คำนวณหาความดันลดของการไหลทั้งสองสาย ในที่นี้กำหนดให้ความดันลดไม่เกิน 0.028 psi หรือ 20 mmH_2O ถ้าเกินให้กลับไปทำขั้นตอนที่ 6 ซ้ำอีกโดยเปลี่ยนรายละเอียดในขั้นตอนที่ 7 ใหม่

6.2 <u>ตัวอย่างการคำนวณออกแบบ</u>

6.2.1 เงื่อนไขการปรับอากาศและเงื่อนไขในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการออกแบบในระบบปรับอากาศได้กำหนดเงื่อนไขสำหรับภาระทำความเย็นไว้ดังนี้

เงื่อนไขการออกแบบ	อุณหภูมิกระเปาะแห้ง(°C)	อุณหภูมิกระเปาะเปียก(°C)
อากาศภายในห้อง	22	17
อากาศภายนอกห้อง	34	25

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

อนึ่งเงื่อนไขในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้กำหนดไว้ดังนี้

เงื่อนไขการออกแบบ	อุณหภูมิกระเปาะแห้ง(°C)
อากาศภายนอกห้อง	34
อากาศที่ปล่อยทิ้งจากห้อง	25

กำหนดเปอร์เซนต์ที่ต้องการนำพลังงานกลับคืนให้เป็น 15 % ของภาระทำความเย็นและอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าและปล่อยทิ้งมีค่าเท่ากันคือ 3000 kg/hr

6.2.2 คำนวณหาความร้อนสัมผัส(ภาระความเย็น)ของการปรับอากาศ

$$H_s = W_h C_{ph}(T_{hi}-T_r)$$

เนื่องจาก $T_f = \frac{T_{hi}+T_r}{2} = 28\ ^\circ C$

ที่ 28 °C อากาศมีความร้อนจำเพาะ $C_p = 1005.8$ J/kg °C

ดังนั้น $H_s = \frac{3000 \times 1005.8 \times (34-22)}{3600}$

$= 10058$ W

ดังนั้นพลังงานที่ต้องการนำกลับคืน ซึ่งมีค่าเท่ากับ 15 % ของความร้อนสัมผัสหาได้ดังนี้

$Q = 0.15 \times 10058 = 1509$ W

6.2.3 หาอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกการิธัม

ก่อนที่จะหาอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกการิธัมต้องรู้ค่าอุณหภูมิที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากการทำดุลพลังงานรอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะได้ดังนี้

$$Q = W_c C_{pc} \Delta T_c = W_h C_{ph} \Delta T_h$$

เมื่อ $Q = 1509$ W

W_c =.833 kg/s

C_{pc} =1005.7 kJ/kg °C (พิจารณาที่อุณหภูมิ 25 °C)

C_{ph} =1006.2 kJ/kg °C (พิจารณาที่อุณหภูมิ 34 °C)

ดังนั้น

$$1509 = .833 \times 1005.7 \times \Delta T_c = .833 \times 1006.2 \times \Delta T_h$$

ΔT_c = 1.8 °C

ΔT_h = 1.8 °C

T_{co} = 25+1.8 = 26.8 °C

T_{ho} = 34-1.8 = 32.2 °C

เพราะฉะนั้น

$$(\Delta T)_{lm} = \frac{(T_{hi}-T_{co})-(T_{ho}-T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{hi}-T_{co}}{T_{ho}-T_{ci}}\right)}$$

$$= \frac{(34-26.8)-(32.2-25)}{\ln\left(\frac{34-26.8}{32.2-25}\right)}$$

$$= 7.2 \ ^\circ C$$

6.2.4 สมมติให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U เท่ากับ 12 $W/m^2.°C$

6.2.5 กำหนดพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ขนาดของท่อ ความยาวท่อ ระยะพิทช์ และระยะครีบต่อนิ้ว

พื้นที่ถ่ายเทความร้อน $A = \frac{Q}{U(\Delta T)_{lm}} = \frac{1509}{12 \times 7.2} = 18 \ m^2$

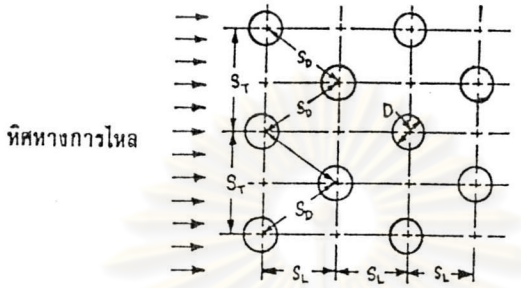
ถ้าเลือก

เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ	0.009525	m
ความยาวรวมของท่อ	0.45	m
จำนวนครีบต่อนิ้ว	13	$in.^{-1}$
ความหนาของครีบ	0.00033	m

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

จำนวนครีบทั้งหมด 230 แผ่น

โดยมีการจัดท่อเรียงแบบเหลื่อมกันตามรูปข้างล่างนี้



S_T =2.54 cm

S_D =2.54 cm

ดังนั้นหาจำนวนท่อและแถวได้ดังนี้

$$A = N_T[\pi D_o(H-N_f\delta) + 2N_f\eta_f(S_TS_L - \frac{\pi D_o^2}{4})]$$

ถ้ากำหนดให้ $\eta_f = 0.95$ และแทนค่าต่างๆจะได้

$$N_T = \frac{18}{\pi(9.525x10^{-3})(.45-230x.33x10^{-3}) + 2x230x.95x(.0254x.022 - \frac{\pi(9.525x10^{-3})^2}{4})}$$

= 80 ท่อ

จะได้

จำนวนแถว N_r = 3 (27x26x27) แถว

จำนวนท่อในแถวแรก N_p = 27 ท่อ

ต่อจากนั้นคำนวณหาพื้นที่หน้าตัดของการไหลอิสระต่ำสุด

$$A_{min} = LH - N_pD_o(H - N_f\delta) - N_fL\delta$$

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

โดย $L = N_p S_T = 27x2.54 = 68.58$ cm.

$A_{min} = (0.6858x0.45) - 27x9.525x10^{-3}(0.45 - 230x0.33x10^{-3})$

$-(230x0.6858x0.33x10^{-3})$

$A_{min} = 0.1603 \quad m^2$

6.2.6 คำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ด้านควบแน่นของเครื่อง

$$Re_c = \frac{D_o G_{max}}{\mu} \qquad \text{เมื่อ} \quad G_{max} = \frac{W_c}{A_{min}}$$

$$G_{max} = \frac{0.8333}{0.1603} = 5.198 \quad kg/s.m^2$$

ดังนั้น

$$Re_c = \frac{(9.525x10^{-3})(5.198)}{1.973x10^{-5}}$$

$$= 2510$$

6.2.7 หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจากสหสัมพันธ์ในบทที่ 5 ดังนี้

$$U = 0.122(Re_c)^{0.641}(Re^*)^{0.238}$$

เมื่อ $Re^* = 1$

$$U = 0.122x(2510)^{0.641}x(1)^{0.238}$$

$$= 18.431 \quad W/m^2.^\circ C$$

จะเห็นว่าค่า U ที่คำนวณได้กับค่าที่สมมติขึ้นครั้งแรกไม่เท่ากัน ดังนั้นต้องสมมติค่า U ใหม่ โดยการคำนวณซ้ำเหมือนขั้นตอนแรกจนได้ค่า U ตรงกัน จะได้ค่าตอบดังนี้

$U = 19.33 \quad W/m^2.^\circ C$

$A = 11 \quad m^2$

$N_r = 2 \ (25x24)$ แถว

$N_T = 49$ ท่อ

$L = 0.0254X25 = 0.635$ m

$W = S_L N_r = 0.022x2 = 0.044$ m

6.2.8 คำนวณหาความดันลดที่อากาศร้อนและเย็นไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากสหสัมพันธ์ของ Young และ Briggs ดังนี้

$$\Delta P = 18.93\left(\frac{D_o G_{max}}{\mu}\right)^{-0.316}\left(\frac{S_T}{D_o}\right)^{-0.927}\left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0.515}\left(\frac{N_r G^2_{max}}{144\, g_c \rho}\right)$$

ที่พื้นที่ถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 11 m^2

A_{min} = 0.1485 m^2

G_{max} = 0.8333 / 0.1485 = 5.61 $kg/m^2.s$ (1.1495 $lb/ft^2.s$)

D_o = 3.125×10^{-2} ft

S_T = 8.333×10^{-3} ft

S_L = 7.218×10^{-2} ft

ρ = .0723 lb/ft^3

g_c = 32.2 $ft.lb/(lb_f.s^2)$

μ = 1.326×10^{-5} lb/ft.s

ความดันลดจะเท่ากับ

$$\Delta P = 18.93\left(\frac{3.125\times10^{-2}\times1.1495}{1.326\times10^{-5}}\right)^{-.316}\left(\frac{8.333\times10^{-2}}{3.125\times10^{-2}}\right)^{-.927} \times \left(\frac{8.333\times10^{-2}}{7.218\times10^{-2}}\right)^{.515}\left(\frac{1.1495^2\times2}{0.0723\times32.2\times144}\right)$$

ΔP = .0053 psi

จากการคำนวณพบว่าค่าความดันลดน้อยกว่า 0.028 psi ดังนั้นการออกแบบย้อมรับได้และสามารถสรุปผลการออกแบบดังตารางข้างล่างนี้

ตารางที่ 6.1 ผลการคำนวณออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

พารามิเตอร์	ขนาด
พื้นที่ถ่ายเทความร้อน	11 m^2
จำนวนแถว	2
จำนวนท่อทั้งหมด	49
รูปร่างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(WxLxH)	0.044x0.635x0.45 m
เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อ	0.009525 m
จำนวนครีบต่อนิ้ว	13
Transverse pitch (S_T)	0.0254 m
Diagonal pitch(S_D)	0.0254 m
ความดันลด	0.0053 psi

ถ้าระบบที่ออกแบบมีค่า Re^* และตัวเลขเรย์โนลด์ไม่อยู่ในขอบเขตการใช้งานของสหสัมพันธ์นี้ การออกแบบควรใช้สหสัมพันธ์ที่อาศัยแบบจำลองการนำความร้อนเพื่อคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม เพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณและรวดเร็วในการออกแบบจึงได้พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์ขึ้นในบทต่อไป โดยสามารถเลือกวิธีออกแบบได้ทั้งสองวิธีตามความต้องการของผู้ออกแบบ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย