۱۰

مبدل‌های حرارتی

۱-۱۰ مقدمه

کاربرد اصول انتقال حرارت در طراحی تجهیزات برای مقاصد خاص مهندسی اهمیت بسیار زیادی دارد و هدف از به‌کارگیری اصول انتقال حرارت در طراحی، تلاش برای رسیدن به هدف توسعهٔ تولید برای سوددهی اقتصادی است. نهایتاً مسائل اقتصادی نقش اصلی را در طراحی و انتخاب تجهیزات تبادل حرارت ایفا می‌کنند و مهندس طراح باید همواره این نکته را در طراحی هر وسیلهٔ جدید انتقال حرارت به‌خاطر داشته باشد. وزن و اندازهٔ مبدل‌های حرارتی که در کاربردهای فضایی یا هوانوردی مورد استفاده قرار می‌گیرند یک عامل بسیار مهم است و در این حالات ملاحظات مربوط به قیمت و هزینه تا هنگامی که هزینه‌های ساخت مد نظر هستند، عاملی فرعی به حساب می‌آید. با این همه وزن و اندازه، عوامل مهم تعیین‌کننده هزینه‌ها در این کاربردها هستند و هنوز به‌عنوان متغیر اقتصادی مورد توجه قرار می‌گیرند.

هر کاربرد خاص، قوانینی را مطرح می‌کند که باید از آنها تبعیت کرد تا به بهترین طرح با رعایت ملاحظات اقتصادی، وزن، اندازه و غیره، دست یافت. تحلیل تمام این عوامل خارج از دیدگاههای بحث حاضر است اما تذکر این نکته مناسبت دارد که تمام آنها را باید در عمل مد نظر قرار داد. بحث ما دربارهٔ مبدل‌های حرارتی، شکل تحلیلی فنی را به خود می‌گیرد. به‌عبارت دیگر، روش تخمینی کارآیی و عملکرد مبدل حرارتی تشریح خواهد شد و روشهای مورد استفاده برای تخمین اندازه و نوع مبدل لازم برای رسیدن به هدفی خاص، مورد بحث قرار خواهد گرفت. در این بحث، خود را به مبدل‌هایی محدود می‌کنیم که در آنها انتقال حرارت جابجایی و هدایت عامل تعیین‌کننده هستند. این بدان معنی نیست که تشعشع در طراحی مبدل حرارتی اهمیت ندارد زیرا در بسیاری از کاربردهای فضانوردی این نوع انتقال حرارت غالب بوده و بر انتقال حرارت اثر می‌گذارد. برای اطلاعات بیشتر و تشریحی در طراحی مبدل‌های حرارتی می‌توان به مباحث زیگال و هاول (۱) و اسپارو و سس (۷) مراجعه کرد.

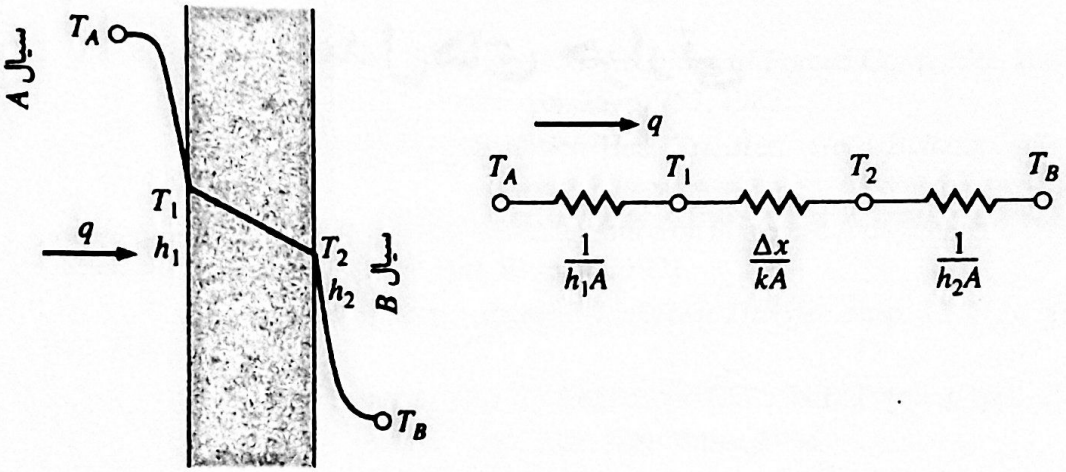
۱۰-۲ ضریب کلی انتقال حرارت

قبلاً دربارهٔ ضریب کلی حرارت در بخش (۴-۲) بحث کردیم. انتقال حرارت ازطریق دیوارهٔ مسطح صفحه نشان داده شده در شکل (۱-۱۰) به‌صورت زیر بیان می‌شود:

$$q = \frac{T_A - T_B}{1/h_1A + \Delta x/kA + 1/h_2A} \qquad (۱۰-۱)$$

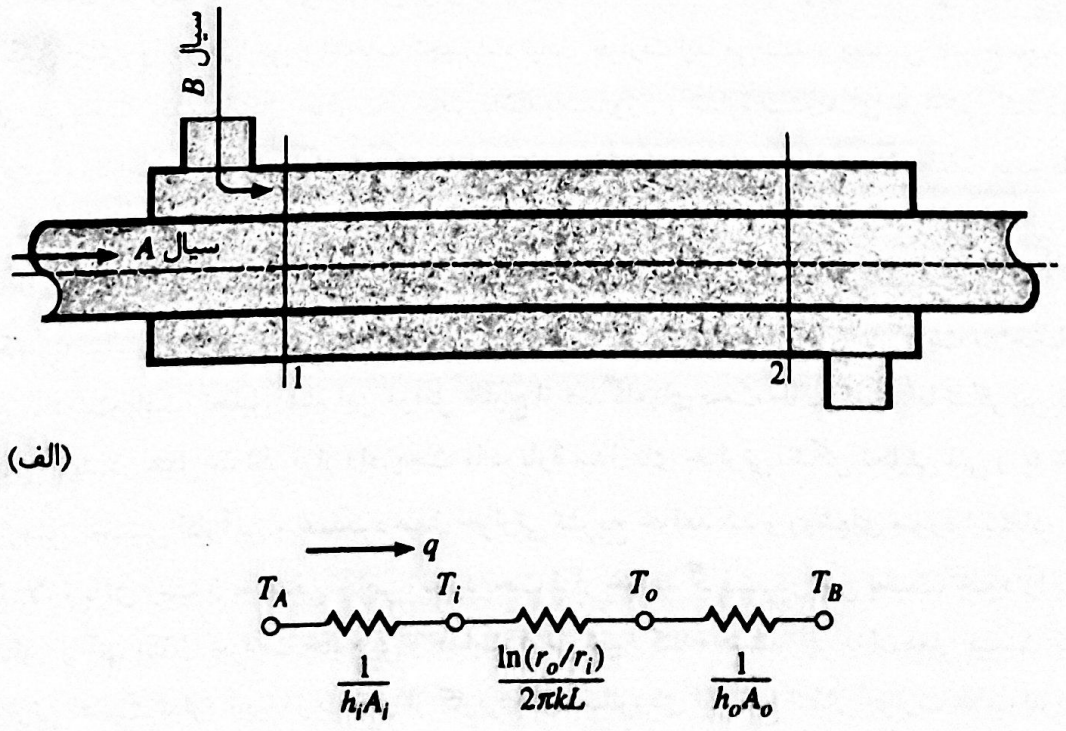
که T_A و T_B درجه حرارتهای سیال در دو سمت دیواره هستند. ضریب کلی انتقال حرارت U با رابطهٔ زیر تعریف می‌شود:

$$q = UA\,\Delta T_{\text{overall}} \qquad (۱۰-۲)$$



(الف) (ب)

شکل ۱-۱۰ انتقال حرارت کلی در یک دیوارهٔ مسطح



(الف)

(ب)

شکل ۲-۱۰ مبدل حرارتی دو لوله‌ای، الف) شکل ساده، (ب) شبکهٔ مقاومت حرارتی برای انتقال حرارت کلی

از نقطه نظر طراحی مبدل‌های حرارتی، دیوارهٔ مسطح به ندرتی کاربرد دارد و حالت مهم‌تری که قابل توجه است مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای هستند که در شکل (۲-۱۰) مشاهده می‌کنید. در این کاربرد یک سیال درون لولهٔ کوچکتر جریان می‌یابد در حالی که سیال دیگر در فضای حلقوی میان دو لوله جاری است. ضرایب جابجایی با روش ریاضی تشریح شده در فصل‌های قبل محاسبه می‌شود و ضریب کلی انتقال حرارت از شبکهٔ حرارتی شکل (۲-۱۰ ب) به‌دست می‌آید:

$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}} \qquad (۳-۱۰)$$

که در این رابطه پانویس i و o به‌ترتیب مربوط به سطوح داخل و خارج لولهٔ کوچکتر داخلی هستند. ضریب کلی انتقال حرارت را می‌توان بر پایه سطح داخلی یا خارجی لوله به‌دست آورد که بستگی به انتخاب طراح دارد.
بنابراین:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{A_i}{A_o}\frac{1}{h_o}} \qquad (۴-۱۰ \text{ الف})$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i}\frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o}} \qquad (۴-۱۰ \text{ ب})$$

اگر چه در طرح نهایی مبدل‌های حرارتی از محاسبهٔ دقیق U استفاده می‌شود ولی جدول‌بندی مقادیر ضریب کلی انتقال حرارت برای وضعیت‌های مختلفی که در عمل کاربرد دارند سودمند است. اطلاعات جامعی از این نوع در مراجع ۵ و ۶ ارائه شده است. فهرست مختصری نیز از مقادیر U در جدول (۱-۱۰) آورده شده است. باید خاطر نشان سازیم که مقدار U در بسیاری از حالات تنها ناشی از ضرایب انتقال حرارت جابجایی هستند. در اغلب مسائل عملی مقاومت هدایتی در مقایسه با مقاومت جابجایی کوچک است. لذا اگر مقدار h خیلی کمتر از مقادیر دیگر باشد، معادلهٔ U به آن وابسته خواهد بود. مثالهای (۱-۱۰) و (۲-۱۰) این مفهوم را نشان می‌دهند.

مثال ۱-۱۰ **ضریب کلی انتقال حرارت برای لوله واقع شده در هوا**

آب گرم در 98 °C در یک لوله فولادی افقی با قطر 2 in جریان دارد [k=54 W/m.°C] این لوله در تماس با هوای آتمسفری 20 °C می‌باشد و سرعت آب 25 cm/s است. ضریب کلی انتقال حرارت برای این وضعیت را بر پایهٔ سطح خارجی لوله محاسبه کنید.

حل: از ضمیمهٔ A اندازه‌های لولهٔ ردهٔ 40 با قطر 2 in عبارت است از:

$$\text{ID} = 2.067 \text{ in} = 0.0525 \text{ m}$$
$$\text{OD} = 2.375 \text{ in} = 0.06033 \text{ m}$$

ضریب انتقال حرارت برای جریان آب درون لوله بر مبنای خواص تعیین شده در درجه حرارت حجمی تعیین می‌شود. ضریب انتقال حرارت جابجایی آزاد در خارج از لوله بستگی به اختلاف درجه حرارت میان سطح و هوای محیط دارد. این اختلاف درجه حرارت نیز بستگی به موازنهٔ انرژی دارد. ابتدا h_i را تعیین کرده و آنگاه با روش سعی و خطا h_0 را به‌دست می‌آوریم.

خواص آب در 98 °C عبارت‌اند از:

$$\rho = 960\ \text{kg/m}^3 \qquad \mu = 2.82 \times 10^{-4}\ \text{kg/m·s}$$
$$k = 0.68\ \text{W/m·°C} \qquad \text{Pr} = 1.76$$

عدد رینولدز عبارت است از:

الف)
$$\text{Re} = \frac{\rho u d}{\mu} = \frac{(960)(0.25)(0.0525)}{2.82 \times 10^{-4}} = 44{,}680$$

و چون جریان درهم است از معادلهٔ (۴-۶) استفاده می‌کنیم:

ب)
$$\text{Nu} = 0.023\,\text{Re}^{0.8}\,\text{Pr}^{0.4}$$
$$= (0.023)(44{,}680)^{0.8}(1.76)^{0.4} = 151.4$$
$$h_i = \text{Nu}\frac{k}{d} = \frac{(151.4)(0.68)}{0.0525} = 1961\ \text{W/m}^2\text{·C} \quad [345\ \text{Btu/h·ft}^2\text{·°F}]$$

برای واحد طول لوله، مقاومت حرارتی فولاد عبارت است از:

پ)
$$R_s = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k} = \frac{\ln(0.06033/0.0525)}{2\pi(54)} = 4.097 \times 10^{-4}$$

مجدداً بر مبنای واحد طول، مقاومت حرارتی درون لوله عبارت است از:

ت)
$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} = \frac{1}{h_i 2\pi r_i} = \frac{1}{(1961)\pi(0.0525)} = 3.092 \times 10^{-3}$$

مقاومت حرارتی برای سطح خارجی مشخص نیست ولی برای واحد طول داریم:

ث)
$$R_o = \frac{1}{h_o A_o} = \frac{1}{h_o 2\pi r_o}$$

از جدول (۲-۷) برای جریان آرام، رابطهٔ ساده شده جهت تعیین h_o عبارت است از:

ج)
$$h_o = 1.32\left(\frac{\Delta T}{d}\right)^{1/4} = 1.32\left(\frac{T_o - T_\infty}{d}\right)^{1/4}$$

که T_o درجه حرارت سطحی خارج از لوله است که مشخص نمی‌باشد. درجه حرارت سطح داخلی لوله را با T_i و درجه حرارت آب را با T_w مشخص می‌کنیم، با توجه به موازنهٔ انرژی خواهیم داشت:

چ)
$$\frac{T_w - T_i}{R_i} = \frac{T_i - T_o}{R_s} = \frac{T_o - T_\infty}{R_o}$$

از ترکیب معادلات (ث) و (ج) داریم:

ح)
$$\frac{T_o - T_\infty}{R_o} = 2\pi r_o \frac{1.32}{d^{1/4}}(T_o - T_\infty)^{5/4}$$

این رابطه را در معادله، (چ) قرار داده و معادله‌ای با دو مجهول T_i و T_o به‌دست می‌آوریم:

$$\frac{98 - T_i}{3.092 \times 10^{-3}} = \frac{T_i - T_o}{4.097 \times 10^{-4}}$$
$$\frac{T_i - T_o}{4.097 \times 10^{-4}} = \frac{(\pi)(0.06033)(1.32)(T_o - 20)^{5/4}}{(0.06033)^{1/4}}$$

این رابطه‌ها غیر خطی هستند و باید با روش تکرار و سعی و خطا حل گردند. نتیجه عبارت است از:

$$T_o = 97.6°C \qquad T_i = 97.65°C$$

نتیجتاً ضریب انتقال حرارت خارجی و مقاومت حرارتی معادل خواهد بود با:

$$h_o = \frac{(1.32)(97.6-20)^{1/4}}{(0.06033)^{1/4}} = 7.91\ \text{W/m}^2\cdot°\text{C} \quad [1.39\ \text{Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot°\text{F}]$$

$$R_o = \frac{1}{(0.06033)(7.91)\pi} = 0.667$$

این محاسبات به‌وضوح نشان می‌دهند که جابجایی آزاد کنترل‌کننده انتقال حرارت کلی است زیرا R_0 بسیار بزرگتر از R_i و R_s است. ضریب کلی انتقال حرارت بر مبنای سطح خارجی را می‌توان به شکل زیر بر حسب این مقاومتها نوشت:

$$U_o = \frac{1}{A_o[R_i + R_s + R_o]} \quad \text{(خ)}$$

پس از قراردادن مقادیر عددی داریم:

$$U_o = \frac{1}{\pi(0.06033)[3.092\times10^{-3} + 4.097\times10^{-4} + 0.667]}$$
$$= 7.87\ \text{W/Area}\cdot°\text{C}$$

در محاسبات، سطح خارجی برای 1.0 m طول را درنظر می‌گیریم:

$$A_o = \pi(0.06033) = 0.1895\ \text{m}^2/\text{m}$$
$$U_o = 7.87\ \text{W/m}^2\cdot°\text{C}$$

بنابراین در می‌یابیم که ضریب کلی انتقال حرارت تقریباً به‌طور کامل توسط مقدار h_o کنترل می‌شود. به تجربه نیز می‌توان چنین انتظاری در رابطه با مقادیر نسبی ضرایب جابجایی داشت زیرا جابجایی آزاد هوا در مقایسه با جابجایی مایعات بسیار کوچک است.

جدول ۱۰-۱ مقادیر تقریبی ضرایب کلی انتقال حرارت

موقعیت فیزیکی	U Btu/h·ft²·°F	U W/m²·°C
دیوار خارجی آجری، آستر گچی، عایق نشده	0.45	2.55
دیوار خارجی چوبی، آستر گچی، عایق نشده	0.25	1.42
عایق شده با پشم سنگ	0.07	0.4
پنجره شیشه‌ای صاف	1.10	6.2
پنجره با شیشه مضاعف	0.40	2.3
چگالندهٔ بخار آب	200–1000	1100–5600
گرمکن آب تغذیه	200–1500	1100–8500
چگالندهٔ فرئون ۱۲ با خنک‌کننده آبی	50–150	280–850
مبدل حرارتی آب به آب	150–300	850–1700
مبدل حرارتی با لوله‌های پره‌دار، آب در لوله‌ها، هوا از روی لوله‌ها	5–10	25–55
مبدل حرارتی آب به روغن	20–60	110–350
بخار آب به سوخت سبک	30–60	170–340
بخار آب به سوخت سنگین	10–30	56–170
بخار آب به نفت سفید یا گازوییل	50–200	280–1140
مبدل حرارتی با لوله‌های پره‌دار، بخار در لوله‌ها، هوا روی لوله‌ها	5–50	28–280
چگالنده آمونیاک، آب در لوله‌ها	150–250	850–1400
چگالنده الکل، آب در لوله‌ها	45–120	255–680
مبدل حرارتی گاز به گاز	2–8	10–40

مثال ۲-۱۰ **ضریب کلی انتقالی حرارت برای لولهٔ واقع شده در بخار آب**

لوله و سیستم آب گرم مثال (۱-۱۰) در تماس با بخار آب 100 °C و 1 atm قرار می‌گیرد ضریب کلی انتقال حرارت برای این وضعیت را بر مبنای سطح خارجی لوله تعیین کنید.

حل: قبلاً ضریب انتقال حرارت جابجایی داخلی را در مثال (۱-۱۰) محاسبه کردیم:

$$h_i = 1961 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$$

ضریب جابجایی برای چگالش در خارج لوله با استفاده از معادلهٔ (۱۲-۹) به‌دست می‌آید:

$$h_o = 0.725\left[\frac{\rho(\rho-\rho_v)gh_{fg}k_f^3}{\mu_f d(T_g-T_o)}\right]^{1/4} \quad \text{(الف)}$$

که T_o درجه حرارت سطح خارجی لوله است. خواص لایهٔ آب عبارت‌اند از:

$$\rho = 960 \text{ kg/m}^3 \qquad \mu_f = 2.82\times10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$
$$k_f = 0.68 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C} \qquad h_{fg} = 2255 \text{ kJ/kg}$$

لذا معادلهٔ (الف) به‌صورت زیر تبدیل خواهد شد:

$$h_o = 0.725\left[\frac{(960)^2(9.8)(2.255\times10^6)(0.68)^3}{(2.82\times10^{-4})(0.06033)(100-T_o)}\right]^{1/4} \quad \text{(ب)}$$
$$= 17{,}960(100-T_o)^{-1/4}$$

و مقاومت حرارتی خارجی در واحد طول نیز برابر است با:

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o} = \frac{(100-T_o)^{1/4}}{(17{,}960)\pi(0.06033)} = \frac{(100-T_o)^{1/4}}{3403} \quad \text{(پ)}$$

موازنهٔ انرژی مستلزم آن است که:

$$\frac{100-T_o}{R_o} = \frac{T_o-T_i}{R_s} = \frac{T_i-T_w}{R_i} \quad \text{(ت)}$$

از مثال (۱-۱۰) داریم:

$$R_i = 3.092\times10^{-3} \qquad R_s = 4.097\times10^{-4} \qquad T_w = 98^\circ\text{C}$$

معادلات (پ) و (ت) را ترکیب می‌کنیم:

$$3403(100-T_o)^{3/4} = \frac{(T_o-T_i)}{4.097\times10^{-4}}$$

$$\frac{T_o-T_i}{4.097\times10^{-4}} = \frac{T_i-98}{3.092\times10^{-3}}$$

این دستگاه معادلات غیرخطی است و با حل آن داریم:

$$T_o = 99.91^\circ\text{C} \qquad T_i = 99.69^\circ\text{C}$$

پس ضریب انتقال حرارت خارجی و مقاومت حرارت حرارتی عبارت است از:

$$h_o = 17{,}960(100-99.91)^{-1/4} = 32{,}790 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C} \quad \text{(ث)}$$

$$R_o = \frac{(100-99.91)^{1/4}}{3403} = 1.610\times10^{-4} \quad \text{(ج)}$$

بر پایهٔ واحد طول لوله، ضریب انتقال حرارت برابر خواهد بود با:

$$U_o = \frac{1}{A_o(R_i + R_s + R_o)} \qquad (ج)$$

$$= \frac{1}{\pi(0.06033)[3.092 \times 10^{-3} + 4.097 \times 10^{-4} + 1.610 \times 10^{-4}]}$$

$$= 1441 \text{ W/°C·Area}$$

چون A_o و R بر مبنای واحد طول محاسبه شده بودند، داریم:

$$U_o = 1441 \text{ W/m}^2\text{.°C} \quad [254 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2\text{.°F}]$$

در این مسئله ضریب جابجایی سمت آب عامل اصلی کنترل‌کننده است زیر h_o برای یک فرایند چگالش بسیار بزرگ است. در حقیقت مقاومت حرارتی خارجی کمتر از مقاومت هدایتی فولاد می‌باشد. بزرگی نسبی مقاومتها عبارت‌اند از:

$$R_o \sim 1 \qquad R_s \sim 2.5 \qquad R_i \sim 19$$

۱۰-۳ ضرایب رسوب‌گیری

پس از مدتی عملیات، سطوح انتقال حرارت مبدل حرارتی ممکن‌است با رسوبات مختلف موجود در جریان پوشیده شوند و یا در نتیجه تأثیر متقابل میان سیالات و مواد مورد استفاده در ساخت مبدل حرارتی، دچار خوردگی گردند. در هر حال، این پوشش مقاومت اضافی در مقابل جریان حرارت ایجاد می‌کند و بنابراین از کارآیی آن می‌کاهد. اثر کلی این پدیده را معمولاً با *ضریب رسوب‌گیری* یا مقاومت رسوب‌گیری R_f بیان می‌کنیم که باید همراه با سایر مقاومتهای حرارتی در تعیین ضریب کلی انتقال حرارت به حساب آید.

ضرایب رسوب‌گیری را باید با تعیین مقادیر U برای شرایط لوله‌های تمیز و کثیف در مبدل‌ها به‌صورت تجربی به‌دست آورد. لذا ضریب رسوب‌گیری به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$R_f = \frac{1}{U_{\text{dirty}}} - \frac{1}{U_{\text{clean}}}$$

فهرست خلاصه‌ای از مقادیر پیشنهادی ضرایب رسوب‌گیری برای سیالات مختلف در جدول (۲-۱۰) و مشخصات بسیار کامل آن در مراجع ۹ ارائه شده است.

جدول ۲-۱۰ ضرایب متداول برای رسوب‌گیری (مطابق با مراجع۲)

نوع سیال	ضریب جرم‌گیری $\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F/Btu}$	$\text{m}^2 \cdot \text{°C/W}$
آب دریا کمتر از 50 °C	0.0005	0.00009
آب دریا بیشتر از 50 °C	0.001	0.002
آب تصفیهٔ تغذیه‌شونده به‌دیگ‌بخار، بیش‌از50 °C	0.001	0.0002
سوخت	0.005	0.0009
روغن خنک‌کننده	0.004	0.0007
بخارهای الکل	0.0005	0.00009
بخار آب، بدون روغن	0.0005	0.00009
هوای صنعتی	0.002	0.0004
مایع مبرد	0.001	0.0002

مثال ۳-۱۰ اثر ضریب رسوب‌گیری

فرض کنید مثال (۲-۱۰) آب مورد استفاده، آب دریا با درجه حرارت بیش از 125 °F و ضریب رسوب‌گیری آن $0.0002 \text{ m}^2\text{.°C/W}$ باشد. درصد کاهش ضریب انتقال حرارت جابجایی چقدر است؟

حل: ضریب رسوب‌گیری بر ضریب انتقال حرارت داخلی لوله اثر می‌گذارد. لذا داریم:

$$R_f = 0.0002 = \frac{1}{h_{dirty}} - \frac{1}{h_{clean}}$$

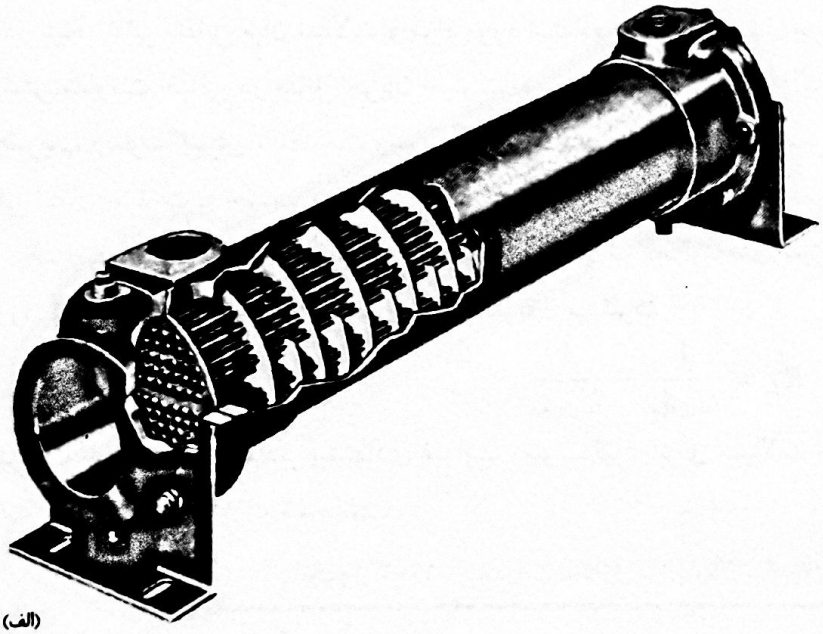
با استفاده از $h_{clean} = 1961\,W/m^2.^\circ C$ خواهیم داشت:

$$h_i = 1409\ W/m^2.^\circ C$$

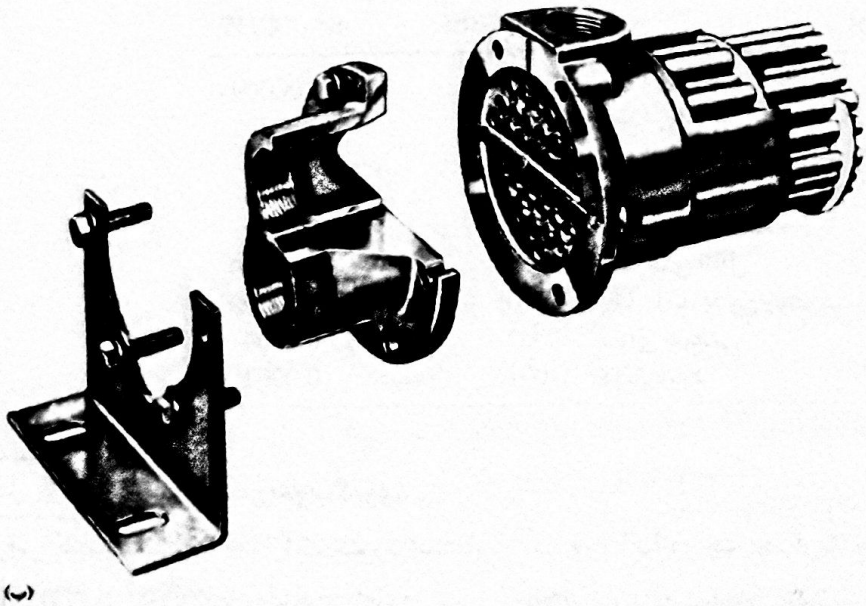
که 28 درصد کاهش به‌دلیل ضریب رسوب‌گیری را نشان می‌دهد.

۱۰-٤ انواع مبدل‌های حرارتی

قبلاً یک نوع از مبدل‌های حرارتی که آرایه‌ای دو لوله‌ای بود را در شکل (۲-۱۰) نشان دادیم. ممکن‌است از جریان مخالف یا موازی در این نوع از مبدل‌ها استفاده شود. در این نوع مبدل، سیال گرم یا سرد فضای حلقوی میان دو لوله را اشغال می‌کند و سیال دیگر در لولهٔ داخلی جریان می‌یابد.

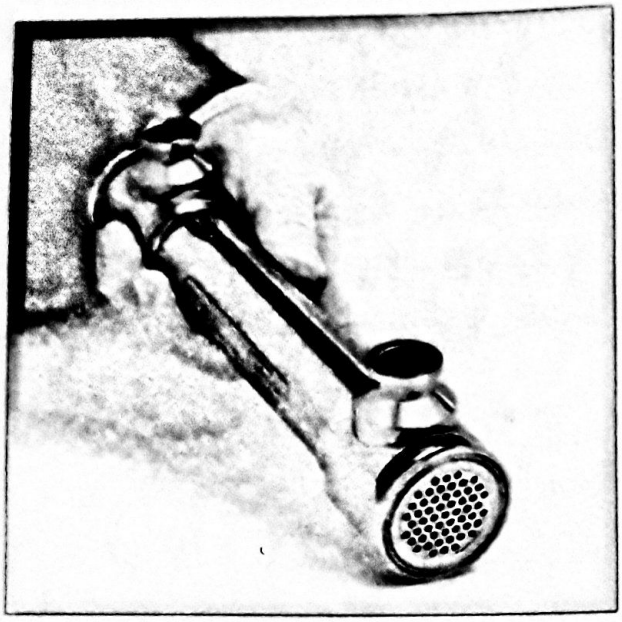


(الف)

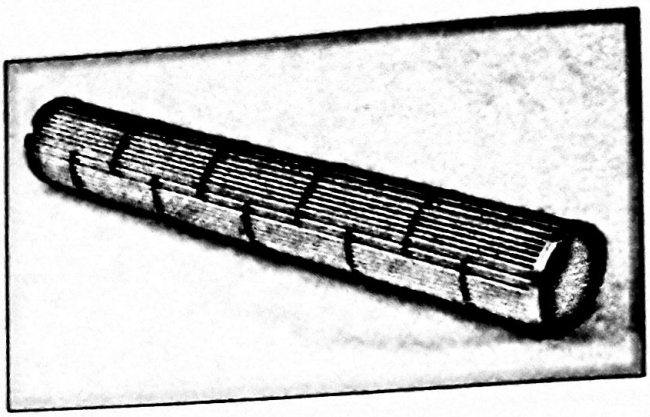


(ب)

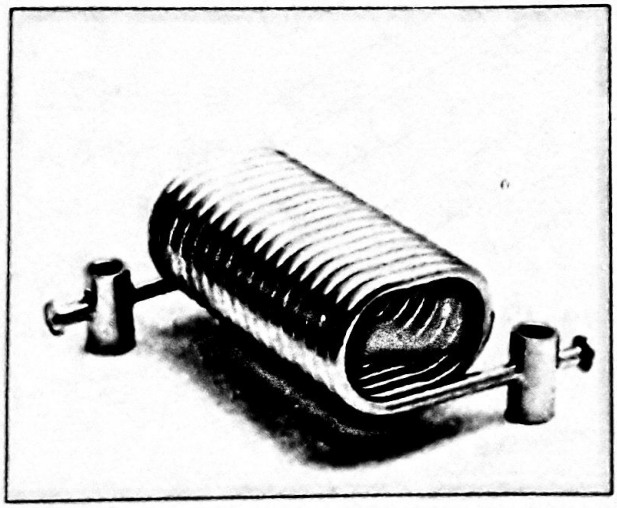
شکل ۳-۱۰ (الف) مبدل پوسته و لوله‌ای با یک مسیر گذر لوله، (ب) درپوش یک مبدل پوسته و لوله‌ای با دو مسیر گذر لوله. (پ) مبدل پوسته و لوله‌ای مینیاتوری با یک مسیر گذر لوله و یک مسیر گذر پوسته (ت) ساختار داخلی مبدل مینیاتوری (ث) مبدل دو لوله‌ای مینیاتوری (ج) جزئیات اتصال ورود و خروج سیال در مبدل‌های دو لوله‌ای مینیاتوری



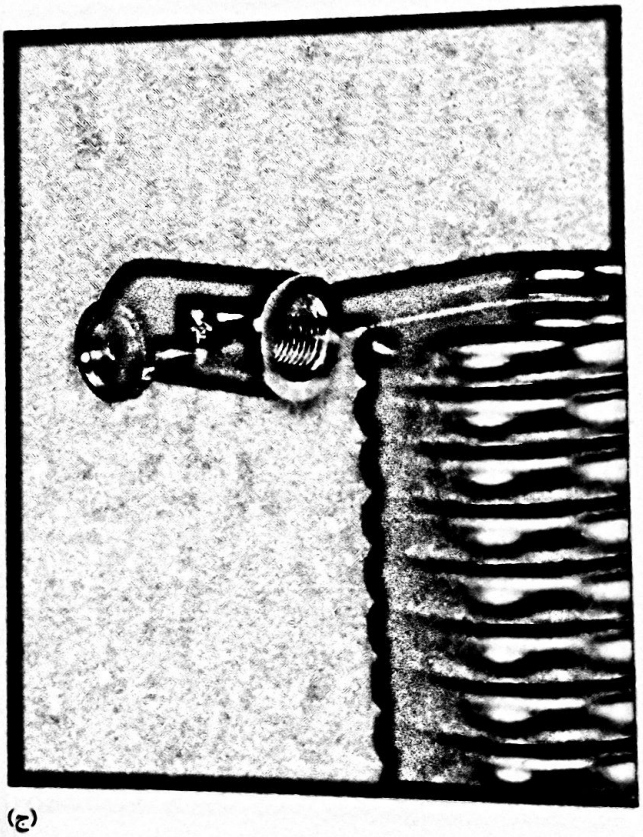
(پ)



(ت)



(ث)

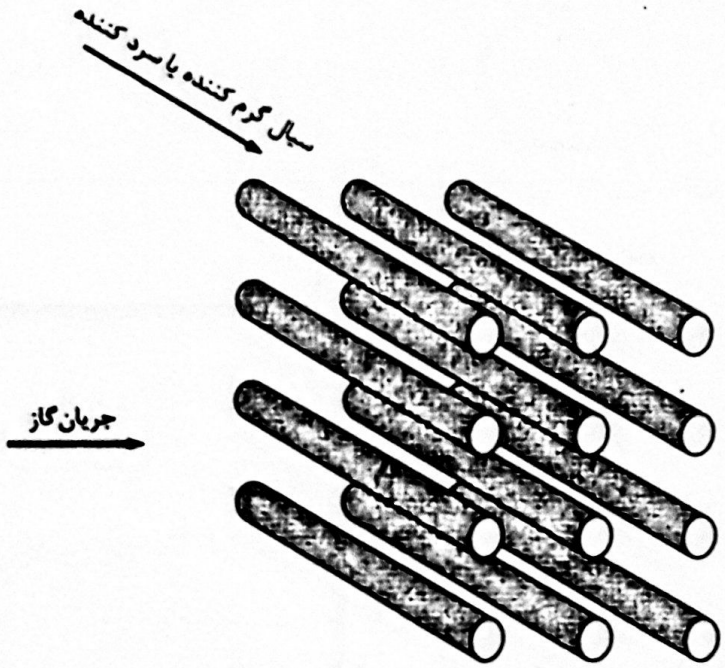


(ج)

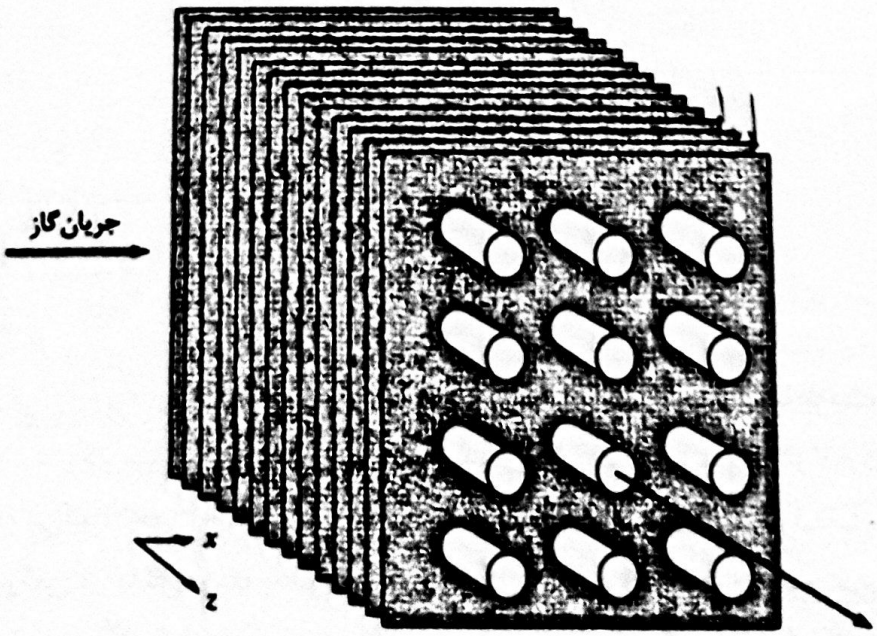
شکل ۳-۱۰ ادامه

نوعی از مبدل حرارتی که در فرایندهای شیمیایی بسیار مورد استفاده قرار می‌گیرد، آرایهٔ پوسته و لوله‌ای است که در شکل (۳-۱۰) دیده می‌شود. یک سیال در لوله‌ها جریان می‌یابد درحالی‌که سیال دیگر از درون پوسته و از روی سطح خارجی لوله‌ها عبور داده می‌شود. جهت اطمینان از اینکه سیال درون پوسته از روی تمام لوله‌ها بگذرد و انتقال حرارت بیشتری صورت گیرد، موانعی در داخل پوسته به‌صورتی که در شکل می‌بینید قرار داده می‌شود. با توجه به شکل درپوش‌های انتهایی مبدل، یک یا چند مسیر گذر لوله ممکن‌است به‌کار برده شود. در شکل (۳-۱۰ الف) یک مسیر گذر مورد استفاده قرار گرفته است و درپوش برای دو مسیر گذر در شل (۳-۱۰ ب) نشان داده شده است.

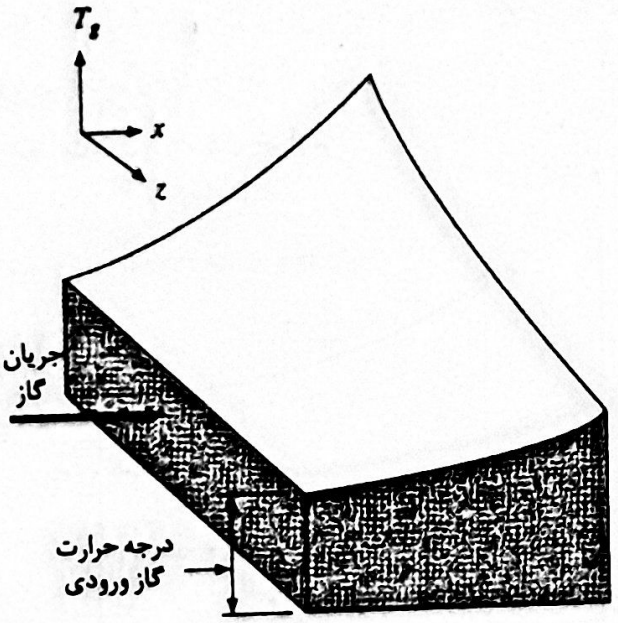
مبدل‌های حرارتی با جریان متقاطع در گرمایش و سرمایش هوا یا گازها کاربرد وسیعی دارند. نمونه‌ای از این مبدل‌ها در شکل (۴-۱۰) مشاهده می‌شود که در آن یک گاز با جریان اجباری از روی لوله‌ها می‌گذرد درحالی‌که سیال دیگر که برای گرمایش یا سرمایش به‌کار برده می‌شود درون لوله‌ها جریان دارد. در این مبدل حرارتی گاز که از روی لوله‌ها می‌گذرد را جریان ***مخلوط*** می‌نامند، درحالی‌که سیال درون لوله‌ها ***نامخلوط*** است. جریان گاز را مخلوط می‌نامیم زیرا می‌تواند در حین تبادل حرارت آزادانه به اطراف حرکت کند. سیال دیگر در مجاری لوله‌ای جداگانه‌ای در حین تبادل جریان می‌یابد به طوری که نمی‌تواند در طی فرایند انتقال حرارت با خودش مخلوط شود.



شکل ۴-۱۰ مبدل حرارتی جریان متقاطع، یک سیال مخلوط و یک سیال نامخلوط باقی می‌ماند.



شکل ۵-۱۰ مبدل حرارتی با جریان متقاطع، هر دو سیال نامخلوط هستند.



شکل ۶-۱۰ نمونهٔ پروفیل درجه حرارت برای مبدل حرارتی با جریان متقاطع شکل (۵-۱۰)

نوع متفاوتی از مبدل با جریان متقاطع در شکل (۵-۱۰) دیده می‌شود. دراین‌حالت گاز از روی لوله‌ای پره‌دار می‌گذرد و لذا ***نامخلوط*** است زیرا در حین تبادل در مجاری جدا از ***هم بین پره‌ها*** عبور می‌کند. این مبدل نمونه‌ای از انواع مورد استفاده در کاربردهای تهویهٔ مطبوع است.

اگر یک سیال نامخلوط باشد گرادیان درجه حرارتی به موازات و عمود بر جهت جریان وجود دارد. هنگامی که سیال مخلوط باشد به‌دلیل اختلاط سیال درجه حرارت در سطح عمود بر مسیر جریان به‌صورت یکنواخت خواهد بود. پروفیل تقریبی درجه حرارت برای گازی که در مبدل شکل (۵-۱۰) جاری است، در شکل (۶-۱۰) نشان داده شده است و فرض شده است گاز در حین عبور از مبدل گرم شود. اینکه سیال مخلوط یا نامخلوط باشد بر انتقال حرارت کلی مبدل اثر می‌گذارد زیرا مقدار انتقال حرارت وابسته به اختلاف درجه حرارت بین سیالات گرم و سرد است. اگر چه این بحث خارج از دیدگاه مطالعه ما می‌باشد ولی در برخی موارد جریانهای مبدل حرارتی را باید مقداری مخلوط درنظر گرفت. این موارد در مرجع ۱۱ بررسی شده است.

پیکربندی‌های متعدد دیگری موسوم به ***مبدل‌های حرارتی فشرده*** وجود دارد که در سیستم جریان گاز استفاده می‌شوند. در این سیستم‌ها چون ضریب انتقال حرارت کم است، زیادبودن سطح تبادل حرارت در حجم کم مطلوب است. این مبدل‌ها عموماً سطح تبادلی بیش $650\ m^2$ در هر متر مکعب از حجم دارند و بحث جامع‌تری را می‌طلبد که در بخش (۷-۱۰) خواهد آمد.

۵-۱۰ اختلاف درجه حرارت متوسط لگاریتمی

مبدل حرارتی دو لوله‌ای نشان داده شده در شکل (۲-۱۰) را درنظر بگیرید. سیالات ممکن‌است به‌صورت موازی با مختلف‌الجهت جریان یابند و پروفیل‌های درجه حرارت برای این دو حالت در شکل (۷-۱۰) نشان داده شده است. می‌خواهیم انتقال حرارت در این آرایهٔ دو لوله‌ای را با:

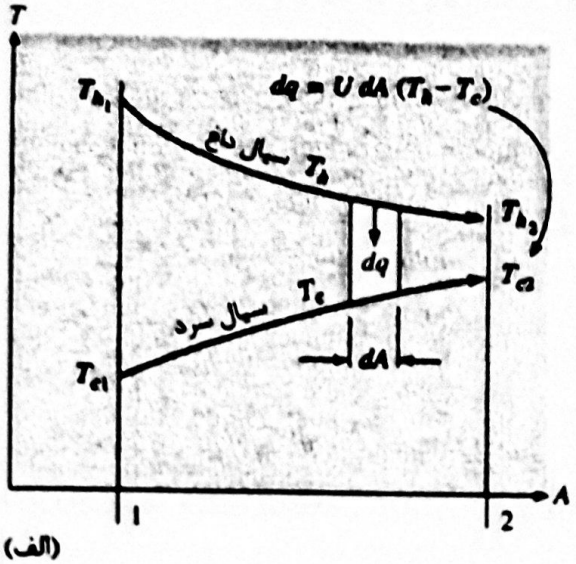
$$q = UA\,\Delta T_m \qquad (۵-۱۰)$$

محاسبه کنیم که در آن:

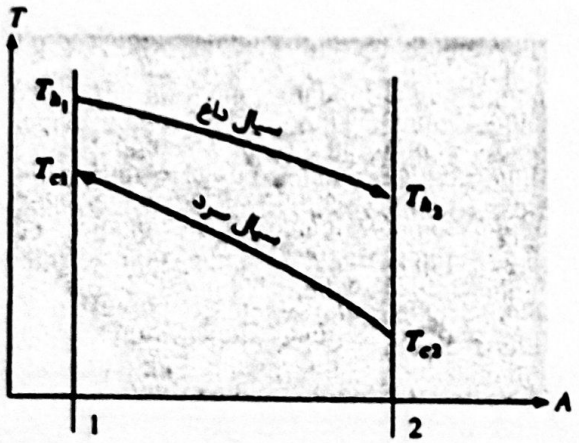
U = ضریب کلی انتقال حرارت

A = سطح تبادل حرارت مورد استفاده در تعریف U

ΔT_m = اختلاف درجه حرارت متوسط مناسب در مبدل حرارتی



(الف)



(ب)

شکل ۷-۱۰ پروفیل‌های درجه حرارت (الف) برای جریان موازی و (ب) جریان مختلف‌الجهت در مبدل دو لوله‌ای

بررسی شکل (۷-۱۰) نشان می‌دهد که اختلاف درجه حرارت بین سیالات گرم و سرد در خروجی و ورودی تغییر می‌کند و باید مقدار متوسطی را برای استفاده در معادلهٔ (۵-۱۰) به‌دست آوریم. برای مبدل حرارتی با جریان موازی که در شکل (۷-۱۰) دیده می‌شدند، انتقال حرارت در سطح جزیی dA را می‌توان به‌صورت زیر نوشت:

$$dq = -\dot{m}_h c_h dT_h = \dot{m}_c c_c dT_c \qquad (۶-۱۰)$$

پانویس h و c به‌ترتیب مشخص‌کننده سیالات گرم و سرد هستند. انتقال حرارت را به شکل زیر نیز می‌توان بیان کرد:

$$dq = U(T_h - T_c)\,dA \qquad (۷-۱۰)$$

از معادلهٔ (۶-۱۰) داریم:

$$dT_h = \frac{-dq}{\dot{m}_h c_h}$$

$$dT_c = \frac{dq}{\dot{m}_c c_c}$$

که $\dot{m}$ بیانگر دبی جرمی و C گرمای ویژه سیال است. بنابراین:

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -dq\left(\frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c}\right) \quad (۱۰-۸)$$

با حل معادلهٔ (۱۰-۷) برای dq و جایگزینی آن در معادلهٔ (۱۰-۸) خواهیم داشت:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U\left(\frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c}\right) dA \quad (۱۰-۹)$$

این معادلهٔ دیفرانسیل را می‌توان بین شرایط، ۱ و ۲ به‌صورتی که در شکل (۱۰-۷) مشخص شده است، انتگرال‌گیری کرد. نتیجه عبارت است از:

$$\ln\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} = -UA\left(\frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c}\right) \quad (۱۰-۱۰)$$

با برگشت به معادله (۱۰-۶) در می‌یابیم که حاصلضرب‌های $\dot{m}_c c_c$ و $\dot{m}_h c_h$ را می‌توان بر حسب انتقال حرارت کل q و اختلاف درجه حرارت کل سیالات گرم و سرد بیان کرد. در نتیجه:

$$\dot{m}_h c_h = \frac{q}{T_{h1} - T_{h2}}$$

$$\dot{m}_c c_c = \frac{q}{T_{c2} - T_{c1}}$$

پس از جایگزینی این روابط در معادله (۱۰-۱۰) خواهیم داشت:

$$q = UA\frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2})/(T_{h1} - T_{c1})]} \quad (۱۰-۱۱)$$

از مقایسهٔ معادلهٔ (۱۰-۱۱) با معادلهٔ (۱۰-۵)، در می‌یابیم که اختلاف درجه حرارت متوسط، گروه عباراتی است که در داخل کمانها قرار گرفته‌اند. یعنی:

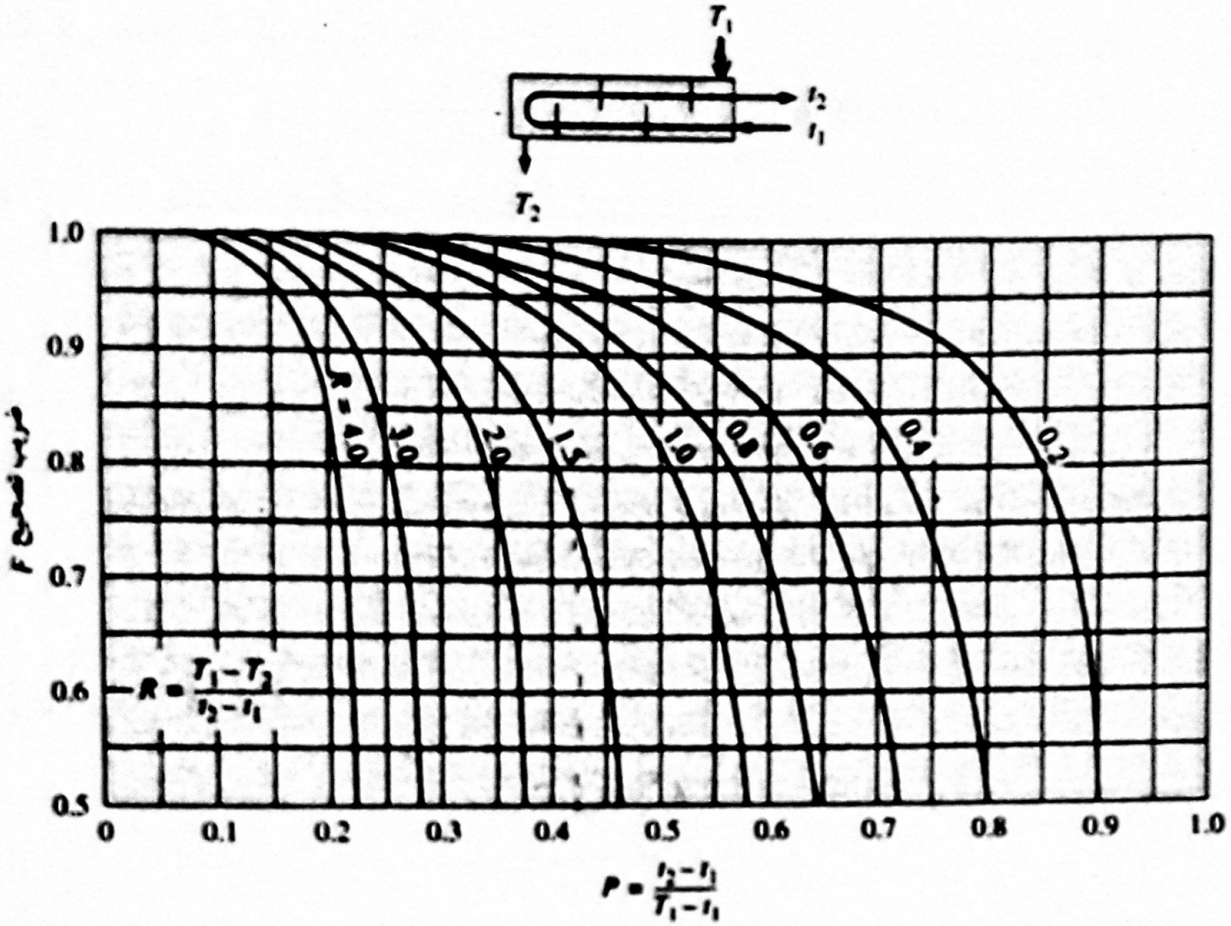
$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2})/(T_{h1} - T_{c1})]} \quad (۱۰-۱۲)$$

این اختلاف درجه حرارت را ***اختلاف درجه حرارت متوسط لگاریتمی*** (LMTD) می‌نامیم. به بیان دیگر، این اختلاف درجه حرارت برابر است با اختلاف درجه حرارت در یک انتهای مبدل حرارتی منهای اختلاف درجه حرارت در طرف دیگر تقسیم بر لگاریتم طبیعی نسبت این دو اختلاف درجه حرارت. اثبات اینکه این رابطه را می‌توان برای محاسبهٔ LMTD در شرایط جریان مختلف‌الجهت نیز به‌کار برد به‌عنوان تمرین به خواننده واگذار می‌شود.

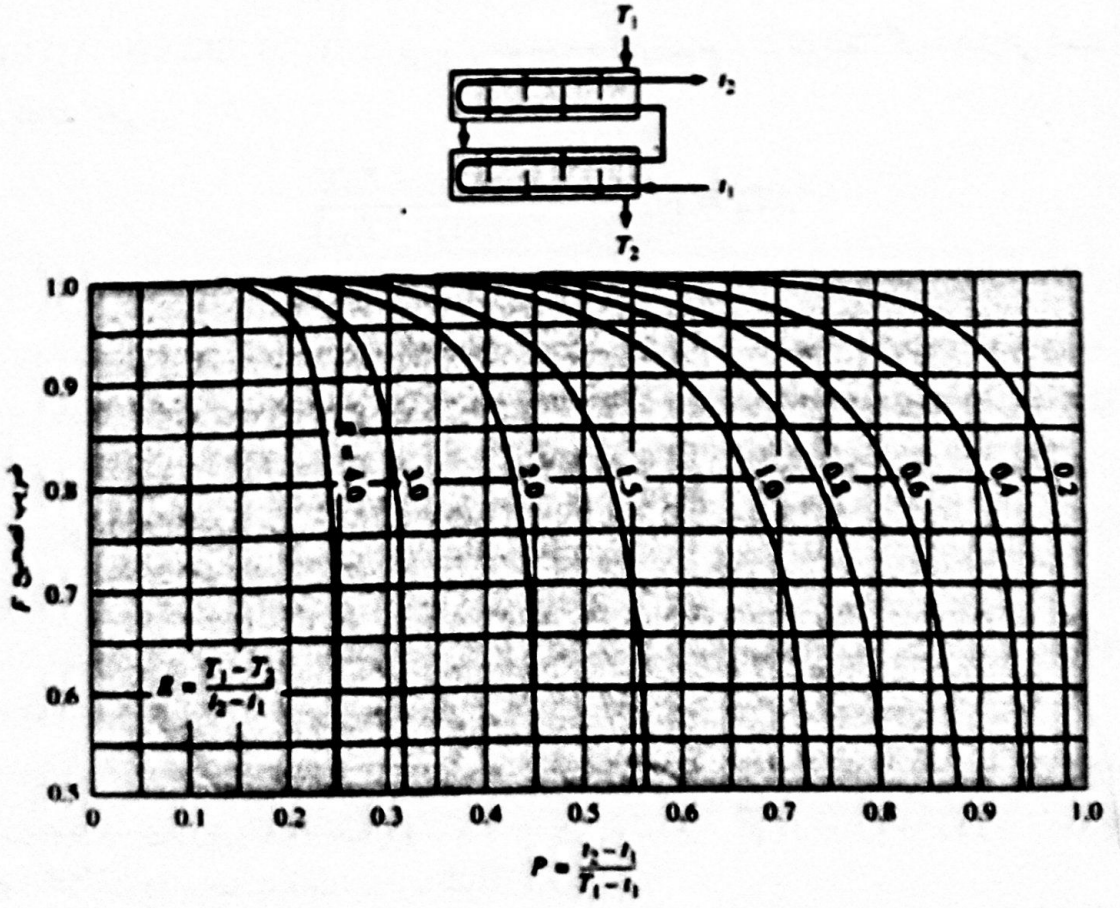
رابطه‌ای که برای LMTD در بالا به‌دست آمد مشتمل بر دو فرض مهم است، (۱) گرمای ویژه سیال با درجه حرارت تغییر نمی‌کند و (۲) ضرایب انتقال حرارت جابجایی در سراسر مبدل حرارتی ثابت هستند. فرض دوم معمولاً مهمتر است زیرا اثرات مدخل ورودی، لزجت سیال و تغییرات هدایت حرارتی و غیره در آن مؤثرند. برای تصحیح این اثرات باید از روشهای عددی استفاده شود. در بخش (۱۰-۸) روشی برای تحلیل خواص متغیر مورد بحث قرار می‌گیرد.

اگر مبدل حرارتی‌ای به غیر از نوع دو لوله‌ای به‌کار برده شود، انتقال حرارت با اعمال یک ضریب تصحیح بر LMTD ای که در یک آرایهٔ دو لوله‌ای با جریان مختلف‌الجهت و درجه حرارتهای سیال گرم و سرد مشابه وجود دارد، محاسبه خواهد شد. معادلهٔ انتقال حرارت دراین‌حالت به‌صورت زیر خواهد بود:

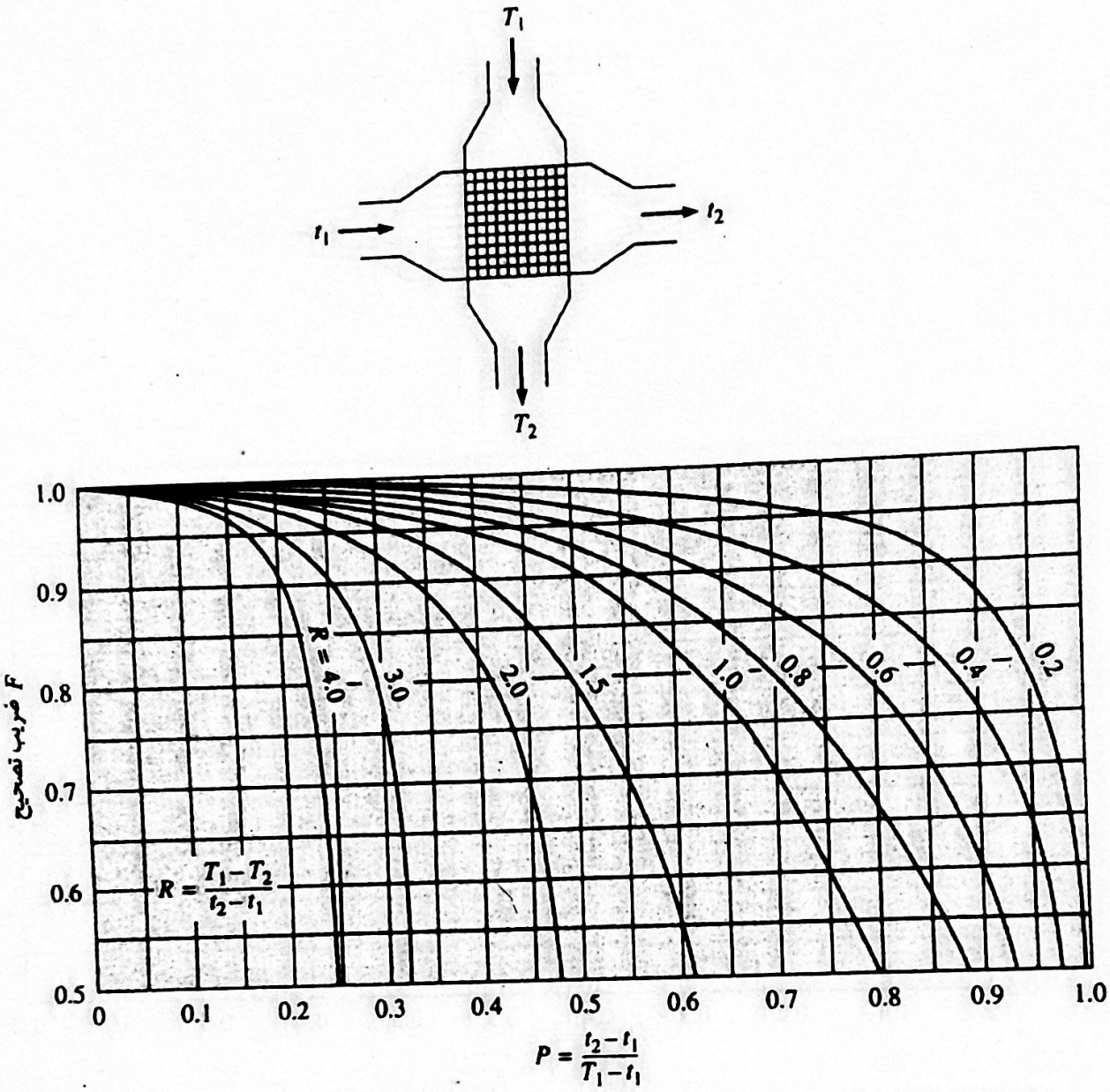
$$q = UAF\Delta T_m \quad (۱۰-۱۳)$$



شکل ۸-۱۰ ضریب تصحیح برای مبدلی با یک گذر در پوسته و ۲، ۴ یا تعداد بیشتر گذر در لوله.



شکل ۹-۱۰ ضریب تصحیح برای مبدلی با دو گذر در پوسته و ۴، ۸ یا تعداد بیشتر گذر در لوله.



شکل ۱۰-۱۰ ضریب تصحیح برای مبدل با جریان متقاطع و یک گذر، هر دو سیال نامخلوط است.

مقادیر ضریب تصحیح F مطابق با بررسی‌های مرجع ۴ در شکلهای (۸-۱۰) تا (۱۱-۱۰) برای چندین نوع مختلف مبدل حرارتی آورده شده است. هنگامی که تغییر فاز نیز وجود داشته باشد، نظیر چگالش یا جوشش (تبخیر)، سیال معمولاً در درجه حرارت ثابت باقی می‌ماند و روابط ساده‌تر می‌شوند. برای این شرایط P و R صفر شده و داریم:

برای جوشش یا چگالش $F = 1.0$

مثالهای (۴-۱۰) تا (۸-۱۰) نشان‌دهنده کاربرد LMTD در محاسبات عملکرد مبدل حرارتی هستند.

مثال ۴-۱۰ محاسبهٔ اندازهٔ مبدل حرارتی با مشخص‌بودن درجه حرارت‌ها

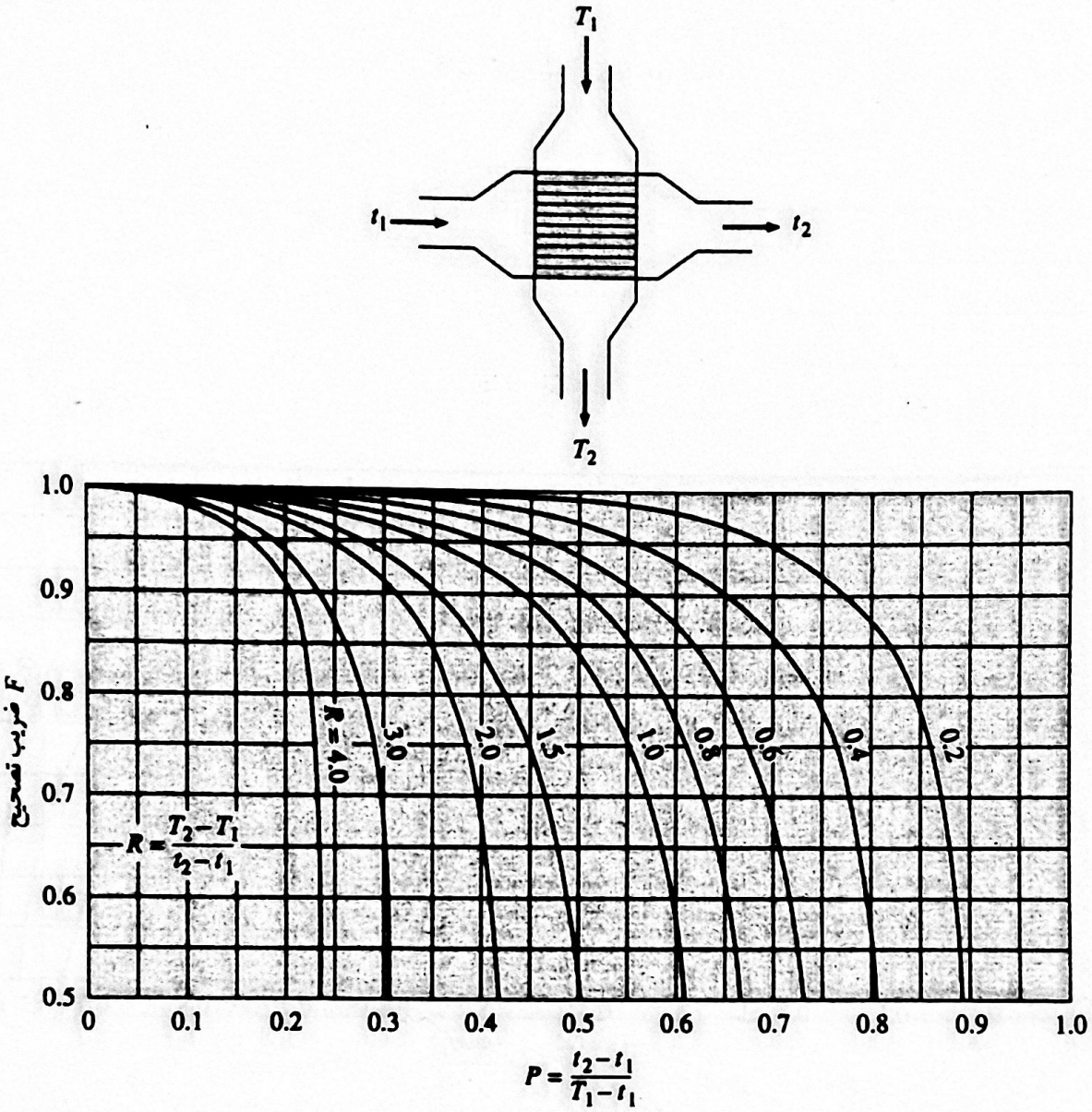
آب با دبی 68 kg/min از 35 °C تا 75 °C توسط روغنی که گرمای ویژه آن 1.9 kJ/kg.°C است گرم می‌شود. سیالات در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای با جریان مختلف‌الجهت به‌کار برده می‌شوند و روغن در 110 °C وارد مبدل حرارتی و در 75 °C از آن خارج می‌شود. ضریب کلی انتقال حرارت 320 W/m².°C است. سطح تبادل حرارت را محاسبه کنید.

حل: انتقال حرارت کل از انرژی جذب شده توسط آب به‌دست می‌آید:

$$q = \dot{m}_w c_w \Delta T_w = (68)(4180)(75 - 35) = 11.37 \text{ MJ/min}$$

(الف)

$$= 189.5 \text{ kW} \quad [6.47 \times 10^5 \text{ Btu/h}]$$



شکل ۱۱-۱۰ ضریب تصحیح برای مبدل با جریان متقاطع و یک گذر یک سیال مخلوط و سیال دیگر نامخلوط است.

چون تمام درجه حرارت‌های سیال معلوم هستند، LMTD را می‌توان با پروفیل درجه حرارت در شکل (۷-۱۰ ب) محاسبه کرد:

$$\Delta T_m = \frac{(110-75)-(75-35)}{\ln[(110-75)/(75-35)]} = 37.44°C \qquad \text{(ب)}$$

بنابراین چون $q = UA\,\Delta T_m$ است، داریم:

$$A = \frac{1.895 \times 10^5}{(320)(37.44)} = 15.82\ m^2 \quad [170\ ft^2]$$

مثال ۵-۱۰ مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای

در مثال (۴-۱۰) می‌خواهیم به جای مبدل حرارتی دو لوله‌ای، از مبدل پوسته لوله‌ای استفاده کنیم که در آن آب در یک گذر از پوسته و روغن در دو گذر از درون لوله می‌گذرد. سطح تبادل حرارت برای این مبدل را با فرض اینکه ضریب انتقال حرارت $320\ W/m^2.°C$ باشد حساب کنید.

حل: برای حل این مسئله، ضریب تصحیح را از شکل (۸-۱۰) به‌دست می‌آوریم تا همراه با LMTD محاسبه شده بر مبنای مبدل حرارتی با جریان مختلف‌الجهت استفاده کنیم. پارامترهای مطابق با نامگذاری شکل (۸-۱۰) عبارت‌اند از:

$$T_1 = 35°C \qquad T_2 = 75°C \qquad t_1 = 110°C \qquad t_2 = 75°C$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{75 - 110}{35 - 110} = 0.467$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{35 - 75}{75 - 110} = 1.143$$

لذا ضریب تصحیح برابر است با:

$$F = 0.81$$

و انتقال حرارت برابر خواهد بود با:

$$q = UAF\,\Delta T_m$$

به این ترتیب:

$$A = \frac{1.895 \times 10^5}{(320)(0.81)(37.44)} = 19.53\ m^2 \quad [210\ ft^2]$$

مثال ۶-۱۰ **طراحی مبدل حرارتی پوسته - لوله‌ای**

آب با دبی 300001b$_m$/h، [3.783 kg/s] از 100تا 130 °C، [37.88 تا 54.44 °C] در یک مبدل حرارتی پوسته لوله‌ای گرم می‌شود. در سمت پوسته یک گذر برای آب به‌عنوان سیال گرم‌کننده با دبی 15000 lb$_m$/h، [1.905 kg/s] وجود دارد که با درجه حرارت 93.3°C، [200 °F] وارد مبدل می‌شود. ضریب کلی انتقال حرارت [1419 W/m^2.°C] 250 Btu/h.ft^2. °F. وسرعت متوسط آب در لوله‌هایی با قطر 3.4 in، [2.438 cm] معادل 1.2 ft/s، [0.366 m/s] است. به‌دلیل محدودیت فضا، طول لوله باید پیش از 8 ft، [2.438 m] نشود. تعداد مسیرهای گذر لوله‌ای، تعداد لوله‌ها در هر مسیر گذر و طول لوله‌ها را با توجه به این محدودیت‌ها را محاسبه کنید.

حل: ابتدا یک گذر لوله درنظر می‌گیریم و بررسی می‌کنیم که آیا شرایط مسئله ارضا می‌شود یا خیر. درجه حرارت خروجی آب داغ از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$q = \dot{m}_c c_c\,\Delta T_c = \dot{m}_h c_h\,\Delta T_h$$

$$\Delta T_h = \frac{(30{,}000)(1)(130 - 100)}{(15{,}000)(1)} = 60°F = 33.33°C \qquad \text{(الف)}$$

بنابراین:

$$T_{h,exit} = 93.33 - 33.33 = 60°C$$

مقدار انتقال حرارت کل برای سیال سرد از معادلهٔ (الف) به‌دست می‌آید:

$$q = (3.783)(4182)(54.44 - 37.78) = 263.6\ kW \quad [8.08 \times 10^5\ Btu/h]$$

برای یک مبدل مختلف‌الجهت با درجه حرارت مورد نیاز:

$$LMTD = \Delta T_m = \frac{(93.33 - 54.44) - (60 - 37.78)}{\ln[(93.33 - 54.44)/(60 - 37.78)]} = 29.78°C$$

$$q = UA\,\Delta T_m$$

$$A = \frac{2.636 \times 10^5}{(1419)(29.78)} = 6.238\ m^2 \quad [67.1\ ft^2] \qquad \text{(ب)}$$

با استفاده از سرعت متوسط آب در لوله‌ها و مقدار دبی جریان، سطح جریان کل به‌دست می‌آید:

$$m_c = \rho A u$$

$$A = \frac{3.783}{(1000)(0.366)} = 0.01034 \text{ m}^2$$

این سطح حاصلضرب تعداد لوله‌ها و مساحت عبور جریان هر لوله است:

$$0.01034 = n\frac{\pi d^2}{4}$$

$$n = \frac{(0.01034)(4)}{\pi(0.01905)^2} = 36.3$$

یا $n = 36$ لوله. مساحت سطح هر لوله در هر متر طول برابر است با:

$$\pi d = \pi(0.01905) = 0.0598 \text{ m}^2/\text{tube}\cdot\text{m}$$

یادآور می‌شویم که مساحت سطح کل مورد نیاز برای مبدل با یک گذر لوله در معادلهٔ (ب) محاسبه و 6.238 m^2 بود. بنابراین طول لوله‌ها برای این نوع مبدل را می‌توان حساب کرد:

$$n\pi d L = 6.238$$

$$L = \frac{6.238}{(36)(0.0598)} = 2.898 \text{ m}$$

این طول بیش از مقدار مجاز 2.438 m است بنابراین باید بیش از یک گذر لوله را درنظر بگیریم. وقتی که تعداد گذرها را افزایش دهیم سطح کل لازم را نیز افزایش داده‌ایم زیرا مقدار LMTD به‌دلیل ضریب تصحیح F کاهش خواهد یافت. حال دو گذر لوله را امتحان می‌کنیم. از شکل (۸-۱۰) داریم: $F = 0.88$ پس:

$$A_{\text{total}} = \frac{q}{UF\Delta T_m} = \frac{2.636 \times 10^6}{(1419)(0.88)(29.78)} = 7.089 \text{ m}^2$$

به‌دلیل محدودیت سرعت، هنوز تعداد لوله‌های مورد نیاز در هر گذر 36 عدد است. برای مبدل با دو گذر لوله، سطح کل را به طول ارتباط می‌دهیم:

$$A_{\text{total}} = 2n\pi d L$$

بنابراین:

$$L = \frac{7.089}{(2)(36)(0.0598)} = 1.646 \text{ m} \quad [5.4 \text{ ft}]$$

این طول کمتر از 2.438 m است. بنابراین طرح نهایی را به‌صورت زیر انتخاب می‌کنیم.

تعداد لوله‌ها در هر گذر = 36

تعداد مسیرهای گذر = 2

طول لوله در هر گذر = 1.646 m [5.4 ft]

مثال ۷-۱۰ مبدل حرارتی با جریان متقاطع و یک سیال مخلوط

یک مبدل حرارتی نظیر شکل (۴-۱۰) برای گرم‌کردن یک نوع روغن در لوله‌ها ($c = 1.9$ kJ/kg. °C) از 15 °C تا 85 °C مورد استفاده قرار می‌گیرد. از سطح خارجی لوله بخار آب عبور می‌کند که در 130 °C وارد و 110 °C خارج می‌شود. دبی جرمی بخار 5.2 kg/sec است. ضریب کلی انتقال حرارت 275 W/m².°C است و c برای بخار آب [redacted] 1.86 می‌باشد. سطح لازم برای مبدل را حساب کنید.

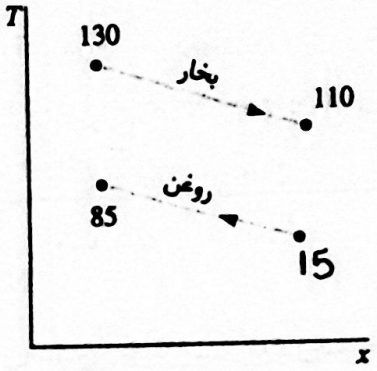
kJ/kg.°C

حل: انتقال حرارت کل موازنهٔ انرژی روی بخار آب به‌دست می‌آید:

$$q = \dot{m}_s c_s \Delta T_s = (5.2)(1.86)(130 - 110) = 193 \text{ kW}$$

برای به‌دست‌آوردن سطح، می‌توان از معادلهٔ (۱۳-۱۰) استفاده کرد. مقدار ΔT_m را برای حالتی که مبدل حرارتی دو لوله‌ای با جریان مختلف‌الجهت باشد حساب می‌کنیم (یعنی مطابق شکل همراه مثال) پس:

$$\Delta T_m = \frac{(130 - 85) - (110 - 15)}{\ln\left(\frac{130 - 85}{110 - 15}\right)} = 66.9°\text{C}$$



شکل مثال ۷-۱۰

حال با توجه به شکل (۱۱-۱۰)، t_2 و t_2 بیانگر درجه حرارت سیال نامخلوط (روغن) و T_1 و T_2 نمایانگر درجه حرارت سیال مخلوط (بخار آب) است. بنابراین:

$$T_1 = 130 \qquad T_2 = 110 \qquad t_1 = 15 \qquad t_2 = 85°\text{C}$$

به این ترتیب:

$$R = \frac{130 - 110}{85 - 15} = 0.286 \qquad P = \frac{85 - 15}{130 - 15} = 0.609$$

با رجوع به شکل (۱۱-۱۰) خواهیم داشت:

$$F = 0.97$$

به این ترتیب سطح را محاسبه می‌کنیم:

$$A = \frac{q}{UF\,\Delta T_m} = \frac{193{,}000}{(275)(0.97)(66.9)} = 10.82 \text{ m}^2$$

مثال ۸ - ۱۰ اثر جریان متفاوت با جریان طراحی بر مبدل مثال (۷-۱۰)

عملکرد انتقال حرارت برای مبدل مثال (۷-۱۰) در صورتی که دبی جریان روغن تا نصف کاهش یابد ولی دبی بخار آب ثابت بماند را به‌دست آورید. فرض کنید U در $275 \text{ W/m}^2.°\text{C}$ ثابت بماند.

حل: دبی روغن را در مثال (۷-۱۰) محاسبه نکردیم ولی اکنون می‌توانیم این کمیت را حساب کنیم:

$$q = \dot{m}_o c_o \Delta T_o$$

$$\dot{m}_o = \frac{193}{(1.9)(85 - 15)} = 1.45 \text{ kg/s}$$

دبی جدید نصف این مقدار یا 0.725 kg/s است. فرض می‌کنیم که درجه حرارت ورودی برای بخار آب $130\,°\text{C}$ و برای روغن $15\,°\text{C}$ باقی باشد. رابطهٔ جدید انتقال حرارت عبارت است از:

$$q = \dot{m}_o c_o (T_{e,o} - 15) = \dot{m}_s c_{p_s} (130 - T_{e,s}) \qquad \text{(الف)}$$

اما درجه حرارت‌های خروجی $T_{e,o}$ و $T_{e,s}$ مجهول هستند. علاوه‌براین ΔT_m نیز بدون داشتن این درجه حرارتها مجهول است. همچنین R و P در شکل (۱۱-۱۰) نیز معلوم نخواهند بود. این به آن معنی است که برای یافتن درجه حرارتهای خروجی باید از روش سعی و خطا و معادلهٔ (الف) استفاده کنیم:

$$q = UAF\Delta T_m \qquad \text{(ب)}$$

در روش کلی، مقادیری برای درجه حرارتهای خروجی فرض کرده و محاسبات را انجام می‌دهیم تا q در معادلات (الف) و (ب) صدق کند.

هدف از این مثال آن بود که نشان دهیم وقتی درجه حرارتهای ورودی و خروجی معلوم نباشند یا به‌سادگی محاسبه نشوند باید از روش سعی و خطا استفاده کنیم. اکنون احتیاجی به انجام این سعی و خطا نداریم زیرا با بهره‌گیری از روشی که در بخش (۶-۱۰) مطرح می‌شود می‌توان از آن صرفنظر کرد.