طراحی کولرهای هوايي مجهز به وسایل افزاینده انتقال حرارت

پژوهش نفت
سال بیستم
شماره ۶۱
صفحه ۴۷-۳۹، ۱۳۸۹

علی تقی‌ذوقی*[۱]، محمدرضا جعفري نصر[۲] و محمد مهدي گلكار[۱]
۱- پژوهشگاه صنعت نفت، پژوهشكده گاز
۲- شركت ملي صنايع پتروشيمي، شركت پژوهش و فناوري پتروشيمي
zoghiat@ripi.ir

چکیده

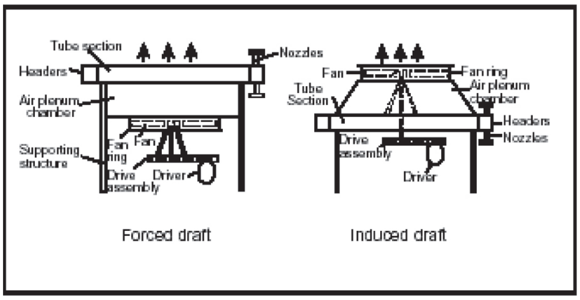
در اين تحقيق روش طراحي سريع كولرهاي هوايي با ملاحظات افت فشار توسعه داده شده است. به‌دليل استفاده از حداكثر افت فشار مجاز و روش انجام محاسبات كاملاً متفاوت، نتايج به‌دست آمده از اين روش در مقايسه با ديگر روش‌هاي متداول براي يك تبادل بار حرارتي يكسان، سطح انتقال حرارت كوچكتري را ارائه مي‌دهد كه هزينه ساخت كمتري را نيز به‌همراه خواهد داشت. در اين پژوهش نشان داده مي‌شود كه چگونه طراحي مبدلي با شرايط بهينه‌تر نسبت به روش‌هاي متداول به آساني قابل حصول است. قدرت، قابليت و جاذبه اين روش در تعميم طراحي و يا شبيه‌سازي عملكردي كولرهاي هوايي مجهز به وسايل افزاينده انتقال حرارت و يا انواع مختلفي از لوله‌هاي پره‌دار مي‌باشند.

واژه‌هاي كليدي: كولر هوايي، وسايل افزاينده انتقال حرارت (HTE)، الگوريتم طراحي سريع، نرم‌افزار

مقدمه

كولرهاي هوايي تجهيزاتي هستند كه براي خنك‌سازي سيال گرم نظير روغن و يا ساير هيدروكربن‌هاي سنگين در واحدهاي صنعتي مختلف به‌خصوص صنايع مربوط به نفت، گاز و پتروشيمي مورد استفاده قرار مي‌گيرند. به‌دليل پايين بودن ضريب انتقال حرارت بخش هوايي اين‌گونه مبدل‌ها، استفاده از لوله‌هايي با سطوح گسترده در بخش هوايي كاملاً الزامي است. در شكل۱، نمونه‌اي از اين نوع مبدل‌ها نشان داده شده است.

برخلاف مايعات، گازها تراكم‌پذير هستند كه معمولاً سبب افت فشار كمي در بخش هوايي اين مبدل‌ها ايجاد خواهد شد. از طرفي پايين بودن ضريب هدايت حرارتي گازها حتي در افت فشارهاي كم موجب پايين آمدن ضريب انتقال حرارت كلي[۱] مبدل خواهد شد. به‌دليل اجتناب ناپذير بودن اين كاهش در ضريب انتقال حرارت كلي، سازندگان و طراحان اين نوع مبدل‌ها تلاش كرده‌اند تا با استفاده از لوله‌هاي با سطوح گسترده و پره‌دار[۲] اين محدوديت را جبران كنند. معمولاً در



شكل۱- نمونه‌اي از كولرهاي هوايي

1. Overall Heat Transfer Coefficien
2. Finned Tubes

طراحي مبدل‌هاي حرارتي، محدوده‌اي از ابعاد و اندازه‌هاي مبدل[1] مورد قبول خواهد بود كه توانايي تامين سه هدف زير را به‌طور همزمان داشته باشد:

الف- بار حرارتي مورد نياز، مبادله شده باشد.

ب- افت فشار محاسباتي براي طرف لوله كمتر از حداكثر افت فشار مجاز باشد.

ج- افت فشار محاسباتي براي طرف هوا كمتر از حداكثر افت فشار مجاز باشد.

روش‌هاي طراحي معمولاً با پيچيدگي محاسباتي و انجام حدس و خطا و تكرار همراه است، به‌طوري‌كه همواره براي رسيدن به يك طراحي مناسب بايد در محدوده گسترده‌اي، عامل‌هاي هندسي و فيزيكي استفاده شده درطراحي، مورد ارزيابي قرارگيرند. همچنين در پاره‌اي از موارد رسيدن به يك طراحي بهينه دشوار است، زيرا ممكن است طراح با انتخاب‌هاي يكساني روبرو شود. روشي كه در اين مقاله ارائه خواهد شد همواره حداقل سطح مورد نياز براي يك طراحي معين را ارائه مي‌كند. اين روش نخستين بار توسط Polley و همكارش به‌كار گرفته شد، آنها نشان دادند كه مبدلي در شرايط بهينه قرار خواهد گرفت كه از حداكثر افت فشار مجاز استفاده كند [۱]. با استفاده از ايده اين محققين مبدل‌هاي از نوع پوسته- لوله‌اي و مبدل‌هاي فشرده روابطي ارائه كرده است و روش طراحي كولرهاي هوايي در اين تحقيق، توسعه داده شده است [۱و۲].

الگوريتم جديد طراحي

براي محاسبه ميزان انتقال حرارت مي‌توان از معادله انتگرال‌گيري شده فوريه استفاده كرد:

$$Q = U A_o \Delta T_{Lm} \quad (۱)$$

رابطه (۱) را كه برمبناي سطح خارجي انتقال حرارت است را مي توان به شكل معادله (۲) مرتب كرد:

$$A_o = \frac{Q}{\Delta T_{LM}}\left[\frac{1}{h_o} + \frac{C}{h_i} + CR_D\right] \quad (۲)$$

كه در اين رابطه ثابت C به‌صورت زير تعريف مي‌شود:

$$C = \frac{\left[d_r s + \frac{(d_o^2 - d_r^2)}{2} + d_o t\right]}{d_i (s+t)} \quad (۳)$$

در اين روش، هدف استفاده از حداكثر افت فشار است، لذا مي‌توان روابطي بين ضرايب انتقال حرارت داخل لوله و حداكثر افت فشار مجاز لوله و همچنين رابطه بين افت فشار بخش هوايي و حداكثر افت فشار مجاز بخش هوايي توسعه داد كه جزييات اين محاسبه‌ها در تعيين اين روابط در پيوست (الف) و (ب) آورده شده است. اين روابط بين سطح انتقال حرارت لازم، ميزان افت فشارهاي مجاز بخش هوايي و طرف لوله و ضرايب انتقال حرارت مربوطه، روابط زير را ارائه مي‌كنند:

$$h_i = \left(\frac{\Delta P_a}{K_o}\right)^a A_o^{-a} \quad (۴)$$

$$h_o = \left(\frac{C\Delta P_t}{K_i}\right)^b A_o^{-b} \quad (۵)$$

با جاي‌گذاري روابط (۴) و (۵) در معادله (۲) و پس از مرتب كردن مي‌توان به معادله (۶) دست يافت:

$$C_{11}A_o - C_{12}A^a - C_{13}A^b - CR_D = 0 \quad (۶)$$

این معادله یک معادله غیر خطی است که تنها مجهول آن، سطح انتقال حرارت مبدل مي‌باشد. با حل اين معادله غيرخطي از طريق روش‌های عددی سطح انتقال حرارت لازم براي مبدلي كه سه شرط مورد اشاره در مقدمه را نيز برآورده كند، قابل تعيين است. ثابت‌های معادله (۶) به قرار زير مي‌باشند:

$$C_{11} = \frac{\Delta T_{LM}}{Q} \quad (۷)$$

$$C_{12} = \left(\frac{K_o}{\Delta P_a}\right)^a \quad (۸)$$

$$C_{13} = \left(\frac{K_i C}{\Delta P_t}\right)^b \quad (۹)$$

پس از محاسبه سطح انتقال حرارت، با استفاده از روابط (۴) و (۵) مى‌توان ضرائب انتقال حرارت مربوط به داخل و خارج لوله، نهايتا ضريب انتقال حرارت كلي مبدل را تعيين كرد. در اينجا یک كولر هوايی توسط اين روش طراحی شده و با نتايج خروجی از نرم‌افزار ACOL6.2 (HTFS) مقايسه شده است. در جدول۱، اطلاعات عمومي مورد نياز براي طراحي ارائه گرديده است.

نرم‌افزار ACOL 6.2 به‌دليل ساختار و الگوريتم محاسباتي، محدوده گسترده‌اي را به لحاظ طول و عرض مبدل در حالت طراحي ارائه مي‌كند كه در شكل ۲ نشان داده شده است [۳،۴ و۶].

1. Geometry

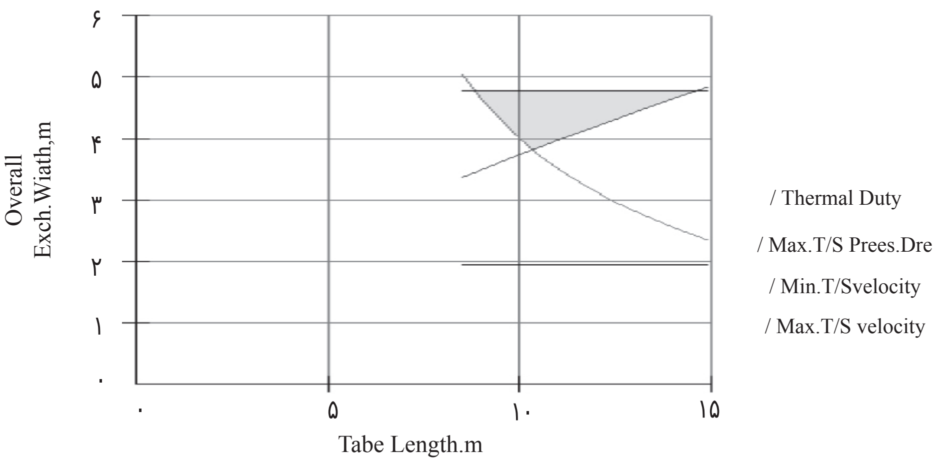
جدول ۱- اطلاعات ورودی به‌منظور طراحی مبدل کولر هوایی

	بخش هوا	بخش لوله
دبي جرمي[kg/sec]	۶۶/۸۰۵	۲۰/۰۴۱
دانسيته[kg/m³]	۱/۱۲	۷۸۰
ظرفيت گرمايي[kJ/kg °C]	۱/۰۰۴۸۸	۲/۱۷۷۲۴
هدايت حرارتي[W/m °C]	۰/۰۲۶۴	۰/۱۳۸۵
ويسكوزيته[cP]	۰/۱۸۶	۰/۸۶
دماي ورودي[°C]	۳۵/۰	۹۳
دماي خروجي[°C]	۵۷/۰	۶۰
ضريب جرم‌گرفتگي[m²°C/W]	-	۰/۰۰۱۲۱
افت فشار مجاز[Pa]	۱۲۵	۸۰۰۰۰
ابعاد مبدل		
قطر خارجي لوله[mm]	۲۷/۴	
قطر داخلي لوله[mm]	۲۲/۱	
گام لوله[mm]	۶۸/۵	
ضخامت پره‌هاي حرارتي[mm]	۲/۳۴	
فاصله پره‌هاي حرارتي[mm]	۰/۴۸۳	
تعداد رديف لوله‌ها	۳	
تعداد پاس لوله‌ها	۳	

در اين نرم افزار طراحي نهايي و تصميم گيري براي انتخاب طول و عرض مبدل در سطح انتقال حرارت در اختيار كاربر است به‌طوري‌كه پس از انتخاب طول و عرض، محاسبات عملكردي[1] مجدد انجام و تا حصول سه شرط اشاره شده در مقدمه مقاله و اطمينان از عملكرد مبدل نيز ادامه مي‌يابد. نتايج طراحي انجام شده توسط روش جديد و نرم افزار ACOL در جدول۲ آورده شده است.

جدول۲- نتايج طراحي توسط روش جديد و نرم‌افزار ACOL 6.2

پارامتر	طراحي توسط آلگوريتم جديد	نتايج نرم افزار ACOL 6.2[HTFS]
دماي هواي خروجي[°C]	۵۷	۵۷
افت فشار بخش هوا[Pa]	۱۷۰	۳۱/۵۶
افت فشار بخش لوله [kPa] مجاز/محاسباتي	۰/۴ / ۰/۴	۰/۰۳۸۲۷ / ۰/۸
ضريب انتقال حرارت داخل لوله[W/m °C]	۵۸/۲۰۴	۴۸/۷۷
ضريب انتقال حرارت خارج لوله[W/m °C]	۱۴۷۸/۹۸	۱۰۲۹
سطح خارجي لوله‌ها [m²]	۱۶۵۸/۴	۱۷۵۰
تعداد رديف‌ها	۶	۳
L*W [m]	۱/۴۱۷*۱۰/۰۹۷	۳/۵۶۲*۱۳/۷۱
N_t	۱۲۲	۷۸



شكل۲- محدوده امكان‌پذير براي طراحي مبدل (بخش هاشور خورده)

1. Rating

در این جدول میزان افت فشار بخش هوایي و طرف لوله و همچنین ابعاد و اندازه‌هاي به‌دست آمده از دو روش طراحي نشان داده شده است.

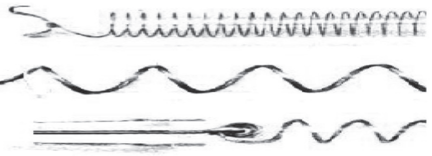
در جدول۲، نتایج محاسبه‌ها توسط روش جدید و نتایج برگرفته از نرم‌افزار، نشان داده شده است. سطح انتقال حرارت به‌دست آمده در روش جدید به‌دلیل استفاده از حداکثر افت فشار مجاز، کمتر از سطح انتقال حرارت محاسبه شده توسط نرم افزار ACOL است که خود یکي از مزایاي این روش محسوب مي‌شود. از آنجا که سطح انتقال حرارت با هزینه ساخت مبدل ارتباط مستقیم دارد، مشاهده مي‌شود که براي طراحي در یك بار حرارتي یکسان، این هزینه در مجموع با الگوریتم فوق به‌مراتب کمتر است.

از دیگر مزایاي این روش نسبت به روش‌هاي طراحي متداول، حجم نسبتا کم محاسبات مي‌باشد. مزیت اساسي این الگوریتم تعمیم روش طراحي به‌خصوص براي مواقعي است که از وسایل افزاینده انتقال حرارت[1] در داخل لوله‌ها نیز استفاده مي‌شود که این موضوع با جزییات بیشتر در ادامه مورد بررسي قرار مي‌گیرد.

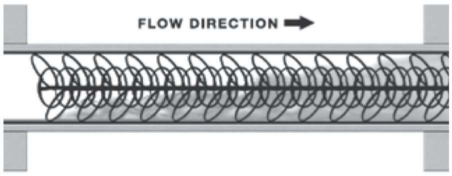
فن‌آوری استفاده از وسایل افزاینده انتقال حرارت (HTE[1] Technology)

در این فن‌آوری با اضافه کردن وسایل افزاینده انتقال حرارت به داخل لوله‌ها که اصطلاحا به آنها وسایل افزاینده انتقال حرارت[2] گفته مي‌شود (نمونه‌هایی در شکل۳ آورده شده است)، کاهش شدید مقاومت حرارتي طرف لوله موجب افزایش ضریب انتقال حرارت کلي مي‌شود. وسایل افزاینده انتقال حرارت که نمونه‌هایي از آن در شکل ۳ دیده مي‌شود در داخل لوله‌ها قرار داده مي‌شوند که با ایجاد اختلاط و آشفتگي در جریان، موجب افزایش ضریب انتقال حرارت فیلمي داخل لوله حتی در جریان آرام مي‌شوند.

در شکل۴، نمونه‌اي از وسایل افزاینده انتقال حرارت نمایش داده شده که نحوه آشفته کردن جریان را به خوبی روشن می‌کند. این وسایل اساسا برحسب نوع سیال جاری در لوله طوري انتخاب مي‌شوند که محدویت افت فشار مجاز داخل لوله‌ها رعایت شود.



شکل۳- نمونه‌ای از وسایل افزاینده انتقال حرارت (نوع: از بالا به پایین Spirelf، Fixotal و Turbotal)



شکل۴- شمایی از عملکرد Tube Insert در داخل لوله‌هاي مبدل براي افزایش اختلاط

وسایل افزاینده انتقال حرارت علاوه بر آنکه باعث افزایش ضریب انتقال حرارت مي‌شوند (در نتیجه کاهش فضای لازم)، بلکه با افزایش سرعت محلي جریان، موجب افزایش تنش[3] روي دیواره داخلی لوله مي‌شوند به‌طوري‌که مانع از رسوب‌گرفتگی در داخل لوله نیز می‌شوند. همچنین اضافه کردن این وسایل، اختلاف دماي دیواره با دماي توده جریان را کاهش مي‌دهد که این خود از عوامل دیگري است که مانع از جرم‌گرفتگي در اثر واکنش‌هاي شیمیایي مي‌شود. افزایش اختلاط لایه‌های جریان سیال در لوله سبب کاهش زمان ماند ماکزیمم مي‌شود. با توجه به این نکته که در داخل لوله بیشترین زمان ماند مربوط به منطقه دیواره لوله مي‌باشد، با نصب این وسایل مشکل جرم گرفتگي از نوع كك زدن, کراکینگ و یا پلیمریزاسیون که به دلیل زمان تماس زیاد سیال با دماي بالاست، کاهش خواهد یافت.

به‌کارگیري الگوریتم جدید در طراحي مبدل‌هاي مجهز به‌وسایل افزاینده انتقال حرارت

به‌منظور ارزیابي و انجام محاسبه‌هاي طراحي کولرهاي هوايي مجهز به وسایل افزاینده انتقال حرارت، معمولا رابطه ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاك براي هر نوع از وسایل افزاینده انتقال حرارت، روابطي نظیر رابطه (۱۰) و (۱۱) وجود دارد. این روابط معرف رفتار حرارتي

1. Heat Transfer Enhancement
2. Tube Insert
3. Shear Stress

و هيدروليكي وسايل افزاينده انتقال حرارت است كه معمولا توسط آزمايش به‌دست مي‌آيند:

$$Nu_{Air} = \frac{h_o\, d_r}{K_{f,Air}} = \alpha\ \mathrm{Re}_{Air}^{\ \beta}\ \mathrm{Pr}_{Air}^{\ \lambda}\ (s/l)^{\eta_1}\ (s/t)^{\eta_2} \quad (۱۰)$$

$$fr = \frac{\Delta P_a \rho_{Air}}{n_r\, G_m} = \alpha_1\ \mathrm{Re}_{Air}^{\ \beta_2}\ (P_t/d_r)^{\eta_3} \quad (۱۱)$$

$$\mathrm{Re}_{Air} = \frac{d_r\, G_m}{\mu_{Air}} \quad (۱۲)$$

$$\mathrm{Pr}_{Air} = \frac{C_{p,Air}\ \mu_{Air}}{K_{f,Air}} \quad (۱۳)$$

ضرايب روابط (۱۰) و(۱۱) براي لوله صاف عبارتند از:

$$\alpha = 0.134,\ \beta = 0.686,\ \lambda = 0.333,$$
$$\eta_1 = 0.2,\ \eta_2 = 0.1134,\ \alpha_1 = 18.93,$$
$$\beta_2 = -0.316,\ \eta_3 = -0.927$$

براي ضريب انتقال حرارت و همچنين افت فشار در داخل لوله‌هايي كه در آنها از وسايل افزاينده انتقال حرارت استفاده شده است، روابط فوق مشابه با روابط ديتوس- بولتر[1] و فنينگ- بلازيوس[2] نوشته می‌شود كه در آن ضرايب به‌كار رفته به نوع وسايل افزاينده انتقال حرارت بستگي دارد كه مقدار آنها از روی آزمايش‌هاي تجربی به‌دست می‌آيند:

$$Nu_P = \frac{h_i\ d_i}{K_{f,P}} = \dot{m}\,\mathrm{Re}_P^{\ \dot{n}}\ \mathrm{Pr}_P^{\ w} \quad (۱۴)$$

$$f_d = \frac{2\ \Delta P_t\ \rho_P\ d_i}{n_P\ G_t^2\ L} = z\,\mathrm{Re}_P^{\ y} \quad (۱۵)$$

$$\mathrm{Re}_P = \frac{d_i\ G_t}{\mu_P} \quad (۱۶)$$

$$\mathrm{Pr}_P = \frac{C_{p,P}\ \mu_P}{K_{f,P}} \quad (۱۷)$$

اين ضرايب برای لوله خالی عبارتند از :

$$\dot{m} = 0.023,\ \ \dot{n} = 0.8,\ \ w = 0.333,$$
$$z = 0.184,\ \ y = -0.2$$

با بهره‌گيری از الگوريتم ارائه شده و مرتب كردن روابط فوق، رابطه نهايي ۱۸ به‌دست مي‌آيد:

$$C_{11}\, A_0 - C_{12}\, A_o^{\frac{\beta}{\beta_2+3}} - C_{13}\, A_o^{\frac{\dot{n}}{3+y}} - C_{14}\, R_D = 0 \quad (۱۸)$$

$$C_{11} = \frac{\Delta T_{LM}}{Q} \quad (۱۹)$$

$$C_{12} = \left(\frac{K_0}{\Delta P_a}\right)^{\frac{\beta}{3+\beta_2}} \quad (۲۰)$$

$$C_{13} = C_{14}\left(\frac{K_1}{\Delta P_t}\right)^{\frac{\dot{n}}{3+y}} \quad (۲۱)$$

$$C_{14} = \frac{d_r\, s + \frac{D_o^2 - d_r^2}{2} + D_o\, t}{d_i (s+t)} \quad (۲۲)$$

$$K_0 = \frac{C_4}{C_3\ C_1^{\frac{3+\beta_2}{\beta}}} \quad (۲۳)$$

$$\mathrm{K}_1 = \frac{\mathrm{C}_2 . \mathrm{C}_5}{\mathrm{C}_6^{\frac{3+y}{\dot{n}}}} \quad (۲۴)$$

$$C_1 = \alpha \frac{K_{f,Air}^{\ 1-\lambda}\ C_{p,Air}^{\ \lambda}}{d_r^{\ 1-\beta}\ \mu_{Air}^{\ 1-\beta}}\ (s/l)^{\eta_1}\ (s/t)^{\eta_2} \quad (۲۵)$$

$$C_2 = \frac{z}{2\rho\ d_i^{-y}\ \mu_{Air}^{\ y}} \quad (۲۶)$$

$$\mathrm{C}_3 = \frac{\pi \mathrm{G}}{\mathrm{s+t}} \cdot \frac{\frac{\mathrm{D_o}^2 - \mathrm{d_r}^2}{2} + \mathrm{t\, D_o} + \mathrm{s\ d_r}}{\mathrm{P_t} - \mathrm{d_r} - \frac{21\mathrm{t}}{\mathrm{s+t}}} \quad (۲۷)$$

$$C_4 = \frac{\alpha_1\, \mu_P^{-\beta_2}\ d_r^{\ \beta_2-\eta_3}}{\rho_P\ P_t^{-\eta_3}} \quad (۲۸)$$

$$C_5 = \frac{1}{4 G_p} \quad (۲۹)$$

$$C_6 = \frac{\dot{m}\, K_{f,P}\ \mathrm{Pr}_P^{\ w}}{d_i^{\ 1-\dot{n}}\ \mu_P^{\ \dot{n}}} \quad (۳۰)$$

با در اختيار داشتن معادلات (۱۴) و(۱۵) براي يك نوع خاص از وسايل افزاينده انتقال حرارت و حل معادله (۱۸) مي‌توان پتانسيل به‌كارگيري وسايل افزاينده انتقال حرارت در مبدل‌هاي كولر هوايي را ارزيابي كرد.

در اين بخش به مطالعه يك مورد طراحي كولر هوايي با وسايل افزاينده انتقال حرارت وبدون آن مي‌پردازيم. در جدول ۳ اطلاعات مربوطه همراه با مشخصات فني طراحي آورده شده است. چنانچه در جدول ملاحظه مي‌شود با استفاده از وسايل افزاينده انتقال حرارت سطح، انتقال حرارت لازم حدود به يك سوم مقدار، نسبت به لوله خالي[3] كاهش مي‌يابد.

علاوه بر اين، توان لازم فن نيز نصف مي‌شود. توجه شود كه براي هر دو مورد، ميزان انتقال حرارت و ميزان افت فشار طرف لوله‌ها يكسان هستند. همچنين استفاده از

1. Dittus-Boelter
2. Fanning-Blasius
3. Plain Tube

وسایل افزاینده انتقال حرارت، حجم کولر هوایي را کاهش داده و وزن کل کولر را به حدود یك چهارم مقدار مشابه تقلیل مي‌دهد. این وسائل با کاهش تعداد گذرهاي لوله از ۶ به ۱، ساخت کولر هوایي را ساده‌تر مي‌کند و از سوي دیگر کاهش تعداد گذرها، موجب پایین آمدن هزینه پمپاژ نیز مي‌شود. موارد فوق موجب مي‌شود هزینه سرمایه‌گذاري[1] اولیه و هزینه عملیاتي[2] کاهش یابند و از سوي دیگر مشکلاتي نظیر استفاده از هواي چرخشی گرم براي جلوگیري از ماسیدگي[3] سیال به‌دلیل نزدیک شدن به درجه حرارت ماسیدگی[4] منتفي مي‌شود.

نتیجه‌گیري

الگوریتم توسعه داده شده جواب‌هاي قابل قبولي در طراحي ارائه مي‌کند. همچنین به‌دلیل استفاده از حداکثر افت فشار مجاز، سطح حرارتي محاسبه شده در این روش از روش‌هاي متداول کمتر مي‌باشد. استفاده از وسایل افزاینده انتقال حرارت، فن‌آوري جدیدي است که موجب

جدول۳- مقایسه طراحي یك کولر هوایي معمولي و مبدلي مجهز به وسایل افزاینده انتقال حرارت

کاربرد	توربین گازي محرك کمپرسور	
نوع مبدل	کولر هوایي خنك کننده روغن	
سرویس	خنك کردن ۱۵/۵ لیتر درثانیه روغن از دماي ۸۵ به ۷۱ درجه سانتیگراد، دماي هواي ورودي ۳۵ درجه سانتیگراد	
مقایسه نتایج طراحي	لوله صاف	لوله هاي مجهز به وسایل افزاینده انتقال حرارت از نوع HiTRAN
تعداد لوله‌ها در هر ردیف	۴۶	۳۰
تعداد کل لوله‌ها	۶	۳
طول لوله‌ها [m]	۷۹۲۵	۳۳۵۰
تعداد گذرها	۶	۱
طول لوله‌ها [m]	۴۷/۵۵	۳/۳۵
عدد رینولدز	۱۳۴۴	۶۸۷
ضریب انتقال حرارت [w/m2oc]	۳/۲۹	۲۰/۹۵
سرعت هوا [m/sec]	۲/۲۹	۳/۲
افزایش دماي بخش هوا [oc]	۶/۶۷	۱۵/۳۳
تعداد و اندازه فن ها	۲۲۵۰*۲	۱۲۵۰*۲
توان فن‌ها [kw]	۱۱/۸	۵
ابعاد مبدل [m*m]	۸/۵۴*۲/۷۴	۳/۹۶*۲/۰۵
مساحت لازم براي مبدل [m2]	۲۳/۴	۸/۱۲
سطح پره‌ها [m2]	۳۰۵۸/۳	۵۶۳/۲
افت فشار سیال داخل لوله [kpa]	۷۱	۷۱
وزن مبدل [kg]	۸۵۰۰	۲۲۰۰

1. Capital Cost
2. Operating Cost
3. Fouling
4. Pour Point

بهينه كردن مبدل حرارتي به‌خصوص در كولرهاي هوايي مي‌شود. با به‌كارگيري اين تكنولوژي بسياري از مشكلات گزارش شده از سوی صنعت كه به‌صورت جدي مطرح هستند، حل خواهد شد. نتايجي كه از به‌كارگيري فن‌آوري HTE در كولرهاي هوايي حاصل مي‌شود شامل:

- كاهش سطح انتقال حرارت كل كه موجب پايين آمدن هزينه سرمايه‌گذاري اوليه[1] مي‌شود.
- كاهش توان فن (كم شدن ميزان هواي مصرفي) كه موجب پايين آمدن هزينه عملياتي[2] مي‌شود.
- جلوگيري از ماسيدگي وجرم‌گرفتگي[3] سيال درداخل لوله [۳،۲ و۵].
- حذف هواي گرم گرمايشي كه معمولا در جريان ماسيدگي سيال در سمت لوله‌ها در كولرهاي هوايي با لوله‌هاي متداول ايجاد مي‌شود.

مزيت به‌كارگيري كولرهاي هوايي مجهز به وسايل افزاينده انتقال حرارت، فراتر از كاهش سطح مي‌رود و در سادگي ساخت اين نوع كولرها نيز تاثير قابل ملاحظه‌اي دارد. كاهش تعداد دسته لوله‌ها[4] ، كاهش تعداد گذرها يا توان پمپ پايين، قدرت فن كمتر و سادگي ساخت از جمله مزاياي اين نوع كولرهاي هوايي است.

علائم و نشانه‌ها

A_o : منطقه سطح انتقال حرارت $[m^2]$

$C_{p,Air}$: گرمای ویژه هوا $[\frac{J}{kg\,°C}]$

$C_{P,p}$: گرمای ویژه سیال فرایند $[\frac{J}{kg\,°C}]$

$C_{1...6}$: ثوابت معادلات

D_O : قطر پره $[m]$

d_r: قطر لخت لوله‌ها $[m]$

d_i: قطرداخل لوله‌ها$[m]$

f_d و f_r: ضریب اصطکاک سیال داخل لوله و هوا

G_m: شدت سطحی دبی جرمی هوا $[\frac{kg}{m^2.\sec}]$

G_t: جریان در داخل لوله $[\frac{kg}{m^2.\sec}]$

h_o: ضریب انتقال حرارت هوای اطراف لوله‌ها $[\frac{W}{m^2.°C}]$

h_i : ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها$[\frac{W}{m^2.°C}]$

K_n: ثوابت معادلات

$k_{f,Air}$: ضریب هدایت حرارتي هوا $[\frac{W}{m\,°C}]$

$k_{f,p}$: ضریب هدایت حرارتي سیال فرایند $[\frac{W}{m\,°C}]$

l: ارتفاع پره $[m]$

L: طول لوله $[m]$

n_R: تعداد لوله‌ها در جهت جریان

n_P : تعداد گذرهای جریان

Nu_p:عدد ناسلت سیال فرآیند

Nu_{Air} : عدد ناسلت هوا

Pr_p: عدد پرانتل سیال فرآیند

Pr_{Air} : عدد پرانتل هوا

p_t: فاصله محور تا محور لوله‌ها $[m]$

Q: بار حرارتی $[w]$

Re_{Air}: عدد رینولندز هوا

Re_p: عدد رینولندز سیال داخل لوله

s: فاصله دو پره $[m]$

t: ضخامت پره $[m]$

ΔP_a : افت فشار طرف هوا $[pa]$

ΔP_l : افت فشار کلی سیال فرایند $[pa]$

ΔT_{LM} : اختلاف دمای میانگین لگاریتمی $[°C]$

μ_{Air}: ویسکوزیته هوا $[pa.sec]$

μ_p: ویسکوزیته سیال فرایند $[pa.sec]$

ρ_{Air} : دانسیته هوا $[\frac{kg}{m^3}]$

ρ_p: دانسیته سیال فرایند$[\frac{kg}{m^3}]$

$\alpha, \beta, \eta_1, \eta_2, \beta_2, \eta_3, \dot{m}, \dot{n}, w, z, y$ = ضرايب معادلات آورده شده درمتن

پيوست الف- رابطه بين h_o ، A_o و افت فشار هوا

در اين بخش رابطه‌ای بين h_o ، A_o و افت فشار هوا كه از ميان لوله‌های پره‌دار در جريان است توسعه داده خواهد شد. ضريب انتقال حرارت بر اساس رابطه Young - Briggs محاسبه خواهد شد.

$$Nu = \frac{h_o d_r}{K_f} = 0.134\,\mathrm{Re}^{0.681}\,\mathrm{Pr}^{0.333}\left(\frac{s}{l}\right)^{0.2}\left(\frac{s}{t}\right)^{0.1134} \qquad \text{(الف-۱)}$$

1. Capital Cost
2. Operating Cost
3. Fouling
4. Bundle

همچنین براي محاسبه ضریب اصطکاك خارج لوله از رابطه زیر استفاده شده است:

$$f = \frac{\Delta P_a \rho}{n_r G_m} = 18.93 \mathrm{Re}^{-0.316} \left(\frac{P_t}{d_r}\right)^{-0.927} \quad \text{(الف-۲)}$$

که در رابطه (الف-۲) عدد Re به‌صورت زیر تعریف مي‌شود:

$$\mathrm{Re} = \frac{d_r G_m}{\mu} \quad \text{(الف-۳)}$$

G_m فلاکس جرمي مي‌باشد که توسط رابطه (الف-۴) تعریف مي‌شود:

$$G_m = \frac{\rho v}{a_{face}} \quad \text{(الف-۴)}$$

مساحت سطحي a_{face} طبق رابطه (الف-۵) محاسبه مي‌شود:

$$a_{face} = L.W.\left(1 - \frac{d_r}{P_t} - \frac{2lt}{P_t(s+t)}\right) \quad \text{(الف-۵)}$$

سطح خارجي کل A_o برابر است با :

$$A_o = \frac{n\pi LW}{P_t(s+t)}\left(\frac{d_o^2 - d_r^2}{2} + td_o + sd_r\right) \quad \text{(الف-۶)}$$

با ترکیب روابط (الف-۴) (الف-۵) (الف-۶) رابطه‌اي براي تعداد ردیف لوله‌ها به‌دست خواهد آمد:

$$n_r = \frac{A_o G_m}{C_3} \quad \text{(الف-۷)}$$

در معادله فوق ضریب C_3 به‌صورت (الف-۸) تعریف مي‌شود:

$$C_3 = \frac{\pi G}{s+t}\left[\frac{\left(\frac{d_o^2 - d_r^2}{2} + td_o + sd_r\right)}{P_t - d_r - \frac{2lt}{(s+t)}}\right] \quad \text{(الف-۸)}$$

با جاي‌گذاري معادله (الف-۸) در معادله (الف-۲) :

$$\Delta P_f = \frac{C_4 A_o G_m^{2.684}}{C_3} \quad \text{(الف-۹)}$$

که در آن ثابت C_4 به‌صورت زیر تعریف مي‌شود:

$$C_4 = \frac{18.93 \mu^{0.316} d_r^{0.611}}{P_t^{0.927} \rho} \quad \text{(الف-۱۰)}$$

از رابطه (الف-۱) مي‌توان نتیجه گرفت :

$$G_m = \left(\frac{h_o}{C_1}\right)^{1.468} \quad \text{(الف-۱۱)}$$

که در رابطه (الف-۱۱)، ثابت C_1 به‌صورت (الف-۱۲) تعریف مي‌شود:

$$C_1 = 0.134 \frac{k_{air}^{0.667} C_{p(air)}^{0.333}}{d_r^{0.319} \mu^{0.348}} \left(\frac{s}{l}\right)^{0.2} \left(\frac{s}{t}\right)^{0.1134} \quad \text{(الف-۱۲)}$$

با جاي‌گذاري معادله (الف-۱۱) در(الف-۹) خواهیم داشت:

$$\Delta \mathrm{P} = K_o A_o h_o^{3.941} \quad \text{(الف-۱۳)}$$

که در معادله فوق ثابت K_o به‌صورت زیر تعریف مي‌شود:

$$K_o = \frac{C_4}{C_3 C_1^{3.941}} \quad \text{(الف-۱۴)}$$

پیوست ب- رابطه بین A_i و h_i

در این بخش شبیه ضمیمه (الف)، رابطه بین افت فشار و ضریب انتقال حرارت داخل لوله به‌دست مي‌آید. این رابطه براي اولین بار توسط Polley و همکارانش توسعه داده شده که در اینجا صرفا به‌منظور اطلاع خواننده آورده شده است.

براي محاسبه ضریب انتقال حرارت داخل لوله از رابطه Dituss Boltes و براي محاسبه افت فشار از رابطه Faning Blusius استفاده شده است که به‌قرار زیر مي‌باشند:

$$Nu = \frac{h_i d_i}{K_i} = 0.023 \mathrm{Re}^{0.8} \mathrm{Pr}^{0.333} \quad \text{(ب-۱)}$$

$$f = \frac{2\Delta \mathrm{P}_t \rho d_i}{n_p G_t^2 L} = 0.184 \mathrm{Re}^{-0.2} \quad \text{(ب-۲)}$$

که عدد رینولدز به صورت زیر تعریف مي شود :

$$\mathrm{Re} = \frac{d_i G_t}{\mu} \quad \text{(ب-۳)}$$

با قرار دادن معادله (ب-۳) در معادله (ب-۲) پس از مرتب سازي خواهیم داشت:

$$\Delta P = C_5 \frac{n_p L}{d_i} G_t^{1.8} \quad \text{(ب-۴)}$$

که در رابطه اخیر ثابت C_5 به صورت زیر تعریف مي‌شود:

$$C_5 = \frac{0.092}{\rho d_i^{0.2} \mu^{-0.2}} \quad \text{(ب-۵)}$$

با تلفیق روابط زیر مي‌توان رابطه‌اي بین G_t و n_p به‌دست آورد:

$$G_t = \frac{G}{a_{tf}} \quad \text{(ب-۶)}$$

$$a_{tf} = \frac{\pi n_t d_i^2}{4 n_p} \quad \text{(ب-۷)}$$

(ب-۸)
$$G_t = \frac{4n_p G}{\pi n_t d_i^2}$$

سطح داخلي انتقال حرارت را مي‌توان با از استفاده رابطه (ب-۹) محاسبه نمود :

(ب-۹)
$$A_i = \pi d_i n_t L$$

با تقسيم رابطه (ب-۸) و(ب-۹) و پس از مرتب‌سازي، رابطه (ب-۱۰) به‌دست خواهد آمد:

(ب-۱۰)
$$\frac{n_p L}{d_i} = \frac{G_t A_i}{4G}$$

با قرار دادن رابطه (ب-۱۰) در رابطه (ب-۴) رابطه زير به‌دست خواهد آمد:

(ب-۱۱)
$$\Delta P_t = C_5 C_6 A_i G_t^{2.8}$$

در رابطه فوق، C_6 به‌صورت زير تعريف مي‌شود:

(ب-۱۲)
$$C_6 = \frac{1}{4G} = \frac{C_p \Delta t_2}{4Q}$$

با جاي‌گذاري (ب-۳) در معادله (ب-۱) رابطه ضريب انتقال حرارت به‌صورت زير در خواهد آمد:

(ب-۱۳)
$$h_i = C_7 G_t^{0.8}$$

در رابطه فوق ثابت C_7 به‌صورت زير تعريف مي‌شود:

(ب-۱۴)
$$C_7 = \frac{0.023 K_f \Pr^{0.333}}{d_i^{0.2} \mu^{0.8}}$$

از رابطه (ب-۱۳) خواهيم داشت :

(ب-۱۵)
$$G_t = \left(\frac{h_i}{C_7}\right)^{1.25}$$

با قرار دادن معادله (ب-۱۵) در (ب-۱۱)، رابطه‌اي بين ضريب انتقال حرارت داخل لوله و افت فشار لوله به‌دست خواهد آمد:

(ب-۱۶)
$$\Delta P = K_{il} A_i h_i^{3.5}$$

كه در رابطه فوق ثابت K_{il} به صورت زير تعريف مي‌شود:

(ب-۱۷)
$$K_{il} = \frac{C_5 C_6}{C_7^{3.5}}$$

منابع

[1] Jegede F.O. & Polley G.T., *"Optimum heat exchanger design"*, Trans. IChemE, Vol. 70, Part A, pp. 133-141, 1992.

[2] Polley G.T., *"Application of heat transfer enhancement",* www.pinchtechnolgy. com.

[3] Andrew Bailey, Ian Cibbard; *"Improving heat exchanger reliability with heat transfer enhancement",* Cal Gavin Limited, Process Identification on Engineering Station Road, Alcester Warwickshire. B49 5ET,UK.

[4] Polley G.T., Nasr J. & Terranova A., *"Determination and application of the benefits of heat transfer enhancement",* Trans IChemE, Vol. 72, Part A, 1994.

[5] McMullan A.S., Vertiech.USA, "Case studies of refinery fouling reduction", Engineering Foundation on "Fouling Mitigation of Industrial Heat Exchanger" 18-23 June 1995, California, USA.

[6] Jafari Nasr M.R and Alaei S.H. , *"A new algorithm for design, simulathion and optimization of enhanced air coolers",* Journal of Enhanced Heat Transfer, USA, Vol. 14, pp. 147-160, 2007.