اولین کنفرانس بین‌المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع
ایران، تهران، خرداد 1388
Archive of SID

بهینه سازی عملکرد مبدل حرارتی فشرده بستر ثابت جهت کاربرد تهویه مطبوع به کمک الگوریتم ژنتیک

سپهر صنایع [1]، سعیدجعفری [2]

آزمایشگاه بهینه سازی سیستم‌های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه علم و صنعت
[1] دانشیاردانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت؛ sepehr@iust.ac.ir
[2]دانشجوی ارشد هوافضا، دانشگاه علم و صنعت؛ s.jafari@mecheng.iust.ac.ir

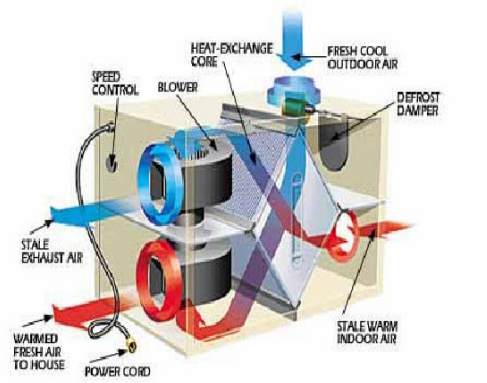
چکیده

در این مقاله عملکرد نمونه مبدل حرارتی فشرده بستر ثابت، ساخته شده در آزمایشگاه بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه علم و صنعت ایران بررسی شده است. در ابتدا، روابط نظری بازده حرارتی و سپس این پارامترها به کمک اندازه‌گیریهای تجربی بدست آمده‌اند. نتایج عملکرد به کمک روشهای نظری و اندازه‌گیری تجربی، دارای توافق قابل قبولی می باشند. در نهایت عملکرد مدل حرارتی فشرده بستر ثابت برای رسیدن به ماکزیمم راندمان، عملکرد سیستم توسط الگوریتم ژنتیک بهینه می گردد.

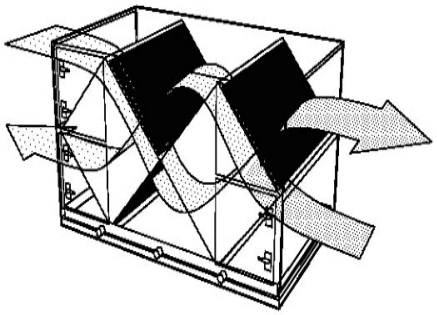
کلمات کلیدی: مبدل حرارتی فشرده، بستر ثابت، تست تجربی، بهینه‌سازی، الگوریتم ژنتیک

مقدمه

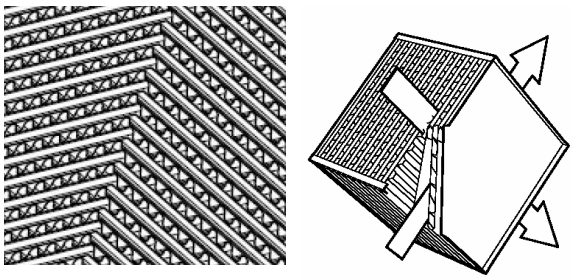
ایجاد هوای آلوده و بخار آب، جزئی اجتناب ناپذیر از زندگی در خانه‌های متراکم امروزی است. مهمترین دلایل ایجاد این عوامل در ساختمانها، عبارت از، گرد و غبار، آشپزی، شستشوی ظرفها، تنفس و سیگار کشیدن افراد داخل ساختمان می‌باشند. مشکل کیفیت هوای داخل ساختمان، باعث شد، تا استانداردهای جدیدی برای تهویه هوای داخل ساختمانها وضع شود بطوری که بخشی از هوای تازه (حدود 20٪ هوا در گردش) باید جایگزین هوای آلوده داخل ساختمان گردد. نتیجه این امر آنست که برای رساندن شرایط هوای تازه، به شرایط هوای آسایش انسان، انرژی زیادی باید مصرف شود. به عنوان مثال اگر هوای تهران در زمستان سردترین زمان 5- درجهٔ سانتیگراد، و دمای هوا برای آسایش افراد در این فصل $23\ ^{\circ}C$ باشد، برای گرم کردن واحد نرخ جرمی هوا نیاز به 28/28 kW مصرف انرژی و حدود 2/92 m3/h گاز طبیعی و یا 2/5 lit/hr گازوئیل مصرف سوخت است. یکی از راههای مطمئن برای کاستن این مصرف انرژی و سوخت، استفاده از مبدل‌های حرارتی فشرده هوا-هوا در داخل ساختمان‌ها است. هوای تازه بیرون که جایگزین هوای داخل می‌شود، با عبور از مبدل حرارتی، گرما را از هوای در حال خروج دریافت می‌کند. استفاده از مبدل‌های حرارتی هوا-هوا علاوه بر ساختمانهای مسکونی و اداری، بخصوص در ساختمانهای صنعتی، که در برخی، نیاز به تهویه هوای آلوده داخل وجود دارد، باید به کار رود. این مبادله‌کن‌های گرما می‌توانند هم برای تهویه زمستانی، و هم جهت تهویه تابستانی، استفاده شوند.



شکل 1: نمونه‌ای از مبدل حرارتی بستر ثابت مورد استفاده در تهویه مطبوع



شکل 2: شماتیک مبدل حرارتی بستر ثابت با دو ماتریس



شکل 3: شماتیک بستر ثابت ماتریس مبدل حرارتی فشرده

در سال های اخیر تلاش های زیادی برای بهره برداری بهتر در زمینه صرفه جویی و ذخیره انرژی در سطح جهان انجام شده است که در این میان مبدل های حرارتی فشرده نیز جایگاه خاص خود را دارد.[4,5,6,7]

نمونه‌ای از شکل مبدل حرارتی فشرده با یک و دو بستر ثابت در شکل‌های 1 و 2 آورده شده است که در یک طرف، هوای تازه بیرون

www.SID.ir

Archive of SID

توسط فن به داخل مبدل، و در طرف دیگر، هوای آلوده داخل ساختمان، توسط فن دیگری به داخل مبدل مکیده می‌شود. عمل انتقال گرما، از هوای آلوده داخل ساختمان به هوای تازه، در هسته این مبدل که در شکل 3 نشان داده شده است، انجام می‌پذیرد. باید دقت شود تا مابین هوای تازه ورودی و هوای آلوده داخل ساختمان، نباید هیچ گونه تبادل جرمی وجود داشته باشد. هسته اصلی این نوع از مبدلها عموماً از جنس فویلهای آلومینیمی موج دار و صاف ساخته می‌شود و به صورت یک در میان چیده می‌شوند. عبور هوا از هسته مبدل به صورت جریان متقاطع[1] انجام می‌گردد(شکل 3).

روابط عملکرد مبدل های حرارتی هوا-هوا

1- بازده گرمایی (Thermal effectiveness)

بازده گرمایی به صورت مقدار انتقال حرارت واقعی به حداکثر مقدار انتقال حرارت تعریف می‌شود. در مبدل‌های حرارتی هوا-هوا، بازده گرمایی با استفاده از روش $\varepsilon - NTU$، تابع دو عدد بدون بعد NTU و $\dot{C}_{\min}/\dot{C}_{\max}$ می‌باشد [1].

$$\varepsilon = \frac{1-\exp[-Ntu(1-C^*)]}{1-C^*\exp[-Ntu(1-C^*)]} \qquad (1)$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \qquad (2)$$

در معادلهٔ 1، NTU تعداد واحدهای انتقال حرارت (Number of Transfer Units) است بطوری که:[2,3]

$$Ntu = \frac{1}{C_{\min}}\left[\frac{1}{\frac{1}{(hA)_h}+\frac{1}{(hA)_c}}\right] \qquad (3)$$

ضریب انتقال حرارت از روابط زیر بدست می‌آید:

$$G_c = \frac{M_c}{A_c} \qquad (4)$$

$$G_h = \frac{M_h}{A_h} \qquad (5)$$

$$d_{hydraulic} = \frac{4*A_{cell}}{P} \qquad (6)$$

$d_{hydraulic}$، قطر هیدرولیکی بستر عبوری جریان هوا و P، محیط تر شده بستر عبوری جریان هوا و A_{cell}، سطح مقطع بستر عبوری جریان هوا می‌باشد.[8]

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho*V*d_{hydraulic}}{\mu} = \frac{G*d_{hydraulic}}{\mu} \qquad (7)$$

$$Nu = 0.023*\mathrm{Re}^{0.8}*\mathrm{Pr}^{0.33} \qquad (8)$$

$$h = \frac{Nu*k}{d_{hydraulic}} \qquad (9)$$

که k، ضریب انتقال حرارت هدایت و G، شار جرمی سیال عبوری از کانال هوا می‌باشد.

[1] Cross flow

2- اندازه‌گیری بازده گرمایی مبدل ساخته شده

برای محاسبه بازده گرمایی مبدل به کمک اندازه‌گیری دماهای ورود و خروج سرد و گرم، از رابطه زیر استفاده شده است: [1,9]

$$\varepsilon_e = \frac{\dot{m}_s(T_{si}-T_{so})}{\dot{m}_{\min}(T_{si}-T_{ei})} = \frac{\dot{m}_e(T_{eo}-T_{ei})}{\dot{m}_{\min}(T_{si}-T_{ei})} \qquad (10)$$

برای انجام اندازه‌گیری‌های تجربی، و مقایسه با نتایج تحلیلی، نمونه‌ای آزمایشگاهی از مبدل حرارتی فشرده ساخته شده است. عملیات ساخت، عایق کاری، هوا بندی این مبدل با دقت کامل انجام گرفت تا اندازه‌گیری‌ها از دقت خوبی برخوردار باشند. برای اندازه‌گیری دما و نرخ حجمی جریان هوا، از وسایل اندازه‌گیری به ترتیب با دقت $0/7\,^{\circ}C$، $0/01\ mbar$، $1\ m/\sec$، و برای ایجاد شرایط آسایش، و گرمایش هوا، از المانهای برقی استفاده گردید. همچنین از دو فن با دورهای متغیر برای مکش هوا در دو طرف مبدل استفاده شد که از طریق کانال کشی‌هایی هوا را به هسته هدایت می‌کردند. ذکر این نکته لازم است که طول کانال در هر دو طرف مبدل به اندازه‌ای انتخاب شد که جریان در ورود به مبدل، هم به لحاظ دمایی و هم به لحاظ سرعت، توسعه یافته باشند.

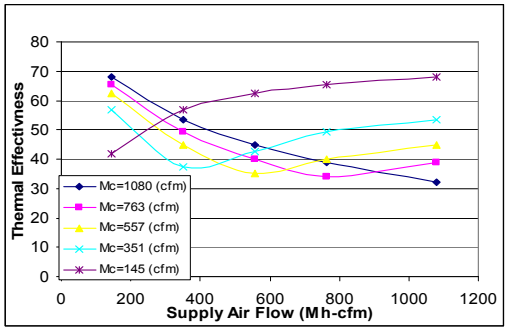
در ساخت هسته این مبدل، از فویلهای آلومینیمی موجدار به ضخامت 0/3 میلی‌متر و ارتفاع 5 mm و ابعاد $50\times 50\ cm$ استفاده شده است. ابعاد هسته مبدل $50\times 50\times 50\ cm$ می باشد و150 عدد فویل آلومینی در ساخت هسته استفاده گردید. بعلاوه برای عایق کاری مبدل در بالا و پایین آن، از یونولیت، و همچنین برای گوشه‌ها و درزها، از فوم و چسب آکواریم استفاده شد.

اندازه‌گیری کمیت‌های مختلف نظیر دما و نرخ حجمی، پس از حصول شرایط پایا (حداقل یک ساعت کارکرد سیستم پس از تغییر هر متغیر) انجام پذیرفت.

مقایسه نتایج نظری و تجربی عملکرد مبدل حرارتی فشرده

1- بازده گرمایی

با تغییر نرخ حجمی هوای تازه ورودی($\dot{m}_c$) و با تغییر نرخ حجمی هوای آلوده خروجی ($\dot{m}_h$)، در هر $\dot{m}_c$ ثابت بازده گرمایی مبادله‌کن گرما محاسبه شده است. در این شرایط با تغییر $\dot{m}_h$، نرخ جرمی هوای خروجی، دماهای ورودی و خروجی به مبادله‌کن گرما اندازه‌گیری شده، و بر مبنای آن، راندمان محاسبه گشته است.



شکل 4: راندمان مبدل حرارتی فشرده بر حسب دبی جریان خروجی

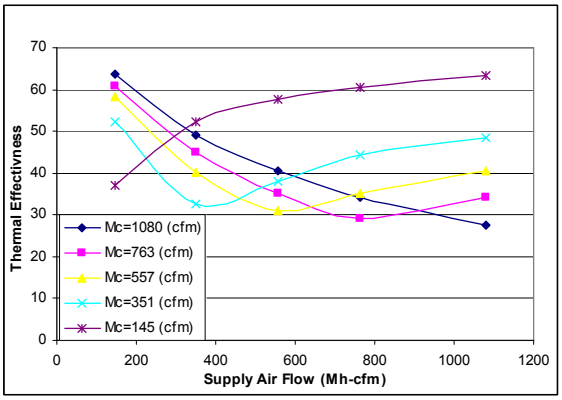
www.SID.ir

Archive of SID

مختلف در دبی های مختلف ورودی(تئوری)

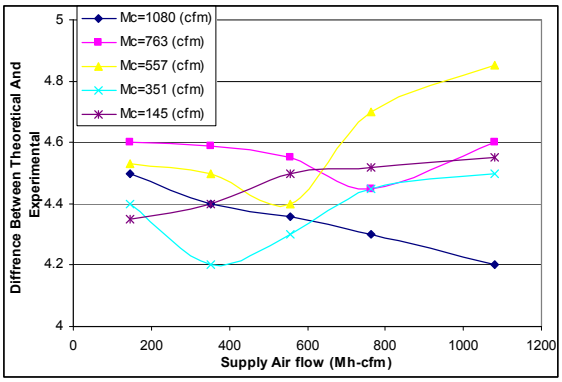
همانطور که از شکل 4 پیداست با افزایش تفاوت دبی جریان ورودی و خروجی راندمان حرارتی افزایش می یابد.

مشابه همین محاسبات با کمک روابطه 10 برای حالت تجربی نیز انجام شد. متوسط اختلاف مقادیر بازده گرمایی محاسبه شده از اندازه‌گیری روابط نظری و تجربی حدود 4.4٪ می‌باشد.



شکل 5: راندمان مبدل حرارتی فشرده بر حسب دبی جریان خروجی مختلف در دبی های مختلف ورودی(تجربی)

تفاوت بازده گرمایی نظری و تجربی در شکل 6 نشان داده شده است.



شکل 5: تفاوت راندمان مبدل حرارتی فشرده در حالت تجربی و تئوری

چنانچه مشاهده می شود با افزایش تفاوت دبی جریان ورودی و خروجی اختلاف نتایج تئوری و تجربی تا حدودی ا فزایش می یابد. این خطا ممکن است به دلیل اختلاف فشار بیشتر بین دو کانال و تبادل بیشتر حرارت کانال ها از روشهایی غیر از مسیر ماتریس رخ دهد.

بهینه سازی شرایط عملکرد

برای بهینه سازی شرایط عملرد سیستم از الگوریتم ژنتیک استفاده شد. به علت کم بودن تعداد پارامتر های بهینه سازی می توان از الگوریتم های ساده تر مثل سیمپل ایکس نیز استفاده کرد. نتایج هر دو الگوریتم برای بهینه سازی این سیستم یکسان بود و ما دراینجا الگوریتم ژنتیک را توضیح می دهیم.

تابع هدف در الگوریتم ژنتیک راندمان حرارتی و پارامترهای بهینه سازی اصلی دبی جریان سرد و گرم می باشند.(البته در در صورت متغیر بودن سطح مقطع حرارتی، این پارامتر نیز می تواند به پارامتر های بهینه سازی اضافه گردد که در اینجا ثابت در نظر گرفته می گردد)

همانطور که از نمودار 4 پیش بینی می شود الگوریتم ژنتیک بیشترین راندمان را برای حالتی گزارش می کند که اختلاف دبی دو جریان بیشترین مقدار می باشد.

به این ترتیب با فرض ثابت بودن دبی جریان هوای ورودی، حالت بهینه برای حالت های ذکرشده در نمودار ها به این صورت حاصل می گردند:

جدول 1 : شرایط بهینه عملکرد مبدل حرارتی فشرده

شرایط بهینه عملکرد مبدل حرارتی فشرده (با فرض جریان هوای تازه ورودی ثابت باشد)		
راندمان حرارتی	دبی جریان خروجی	دبی جریان ورودی
68.1	Mc=145cfm	Mc=1080cfm
65.5	Mc=145cfm	Mc=763cfm
62.5	Mc=145cfm	Mc=557cfm
56.9	Mc=145cfm	Mc=351cfm
68.1	Mc=1080cfm	Mc=351cfm

همانطور که از جدول 1 مشاهده می شود در صورتی که تغیر ها در تمامی حالات قابل تغییر باشند راندمان در دوحالت که تفاوت دبی جریان ها بیشترین مقدار را دارد ماکزیمم می باشد.

نتیجه‌گیری

از مقایسه بازده گرمایی محاسبه شده از روابط نظری و اندازه‌گیری‌های تجربی در شرایط یکسان دماهای ورودی جریان‌های سرد و گرم، می‌توان گفت که نتایج روابط نظری و اندازه‌گیری‌های تجربی در محاسبه بازده گرمایی، کمتر از 5 درصد تفاوت دارند که نشان دهنده آنست که ساخت مبادله‌کن گرمای هوا- هوا فشرده با دقت قابل قبولی انجام گرفته است.

برای افزایش بازده این مبدلها می‌توان از سطح تبادل حرارت بیشتری که باعث افت فشار بیشتری می‌شود و همچنین از دو هسته که طرح ترسیمی آن در شکل 2 آورده شده است، استفاده کرد، این امر موجب افزایش هزینه ساخت مبدل و افزایش حجم مبدل می‌گردد. کوچکی، فشرده و جمع و جور بودن مبدل، پارامتری اساسی در مبدلهای هوا-هوا می‌باشد، زیرا باید جای کمتری را اشغال کند.

ذکر چند نکته در انتخاب مبدلهای فشرده مهم بنظر می‌رسد:

در استفاده از مبدل های فشرده بستر ثابت بهتر است، نرخ حجمی هوای تازه ورودی، با نرخ حجمی هوای آلوده خروجی یکسان باشد، ولی اگر نرخ حجمی و سرعت هوای آلوده خروجی کمتر گردد، بازده گرمایی، افزایش می‌یابد. این امر بدان علت است که نرخ حجمی هوای خروجی به علت سرعت کمتر، زمان بیشتری برای تبادل گرما

www.SID.ir

Archive of SID

با هوای تازه ورودی دارد. گاهی این موضوع مطلوب نیست، زیرا اگر فشار در طرف هوای آلوده خروجی، بیش از طرف هوای تازه ورودی باشد، باعث نفوذ و ورود هوای آلوده به هوای تازه، از منافذ ارتباطی سیال سرد و گرم می‌گردد و بدین ترتیب می‌تواند مزیتهای به کارگیری این مبدل را منتفی سازد. بعلاوه، اگر فشار هوا در یک طرف، بیش از فشار حدی طرف دیگر هسته باشد، این اختلاف فشار در دو طرف فویل آلومینیمی، می‌تواند باعث تغییر فرم دائمی فویل آلومینیمی شده، بطوری که شکل هسته مبدل از حالت طراحی اولیه خارج گردد. از سوی دیگر، اگر فشار هوای تازه ورودی، بیش از فشار هوای آلوده خروجی باشد، می‌تواند باعث ناپایداری هوا در ورود و ایجاد صدا و ارتعاش گردد.

فهرست علائم

A_c	سطح کلی انتقال حرارت قسمت سرد (m^2)
A_h	سطح کلی انتقال حرارت قسمت گرم (m^2)
A_{cell}	سطح مقطع بستر عبوری جریان هوا
$C_{\min}$	ظرفیت گرمایی سیال مینیمم (W/K)
$C_{\max}$	ظرفیت گرمایی سیال ماکزیمم (W/K)
$c_{\min}$	نرخ ظرفیت گرمایی سیال مینیمم بر واحد جرم $(W/K*kg)$
C^*	نسبت ظرفیت گرمایی مینیمم به ماکزیمم
$d_{hydraulic}$	قطر هیدرولیکی بستر عبوری جریان (m)
G_c	شار جرمی سیال سرد $(kg/m^2*\sec)$
G_h	شار جرمی سیال گرم $(kg/m^2*\sec)$
h	ضریب انتقال حرارت (W/m^2K)
$(hA)_h$	حاصلضرب ضریب انتقال حرارت در سطح کلی انتقال حرارت جریان گرم (W/K)
$(hA)_c$	حاصلضرب ضریب انتقال حرارت در سطح کلی انتقال حرارت جریان سرد (W/K)
k	ضریب انتقال حرارت هدایت (W/mK)
M_c	دبی جرمی هوای ورود $(kg/\sec)$
M_h	دبی جرمی هوای خروجی $(kg/\sec)$
V	سرعت جریان سیال $(m/\sec)$
P	محیط تر شده بستر عبوری جریان (m)
Ntu	تعداد واحدهای انتقال حرارت
$M_{\min}$	دبی جرمی سیال مینیمم $(kg/\sec)$
M_h	دبی جرمی سیال ورودی گرم $(kg/\sec)$

علائم یونانی

ε	راندمان حرارتی مبدل حرارتی فشرده بستر ثابت با جریان متقاطع
ρ	چگالی سیال (kg/m^3)
μ	ویسکوزیته سیال $(N.\sec/m^2)$

مراجع

[1]- Compact Heat Exchangers Kays,William Morrow, New York, McGraw Hill 1984.

[2]- مبادله‌کن‌های گرما، ترجمه دکتر سپهر صنایع، انتشارات دانشگاه علم و صنعت ایران، 1381

[3]-Sepehr Sanaye, Saeid Jafari, Hadi Ghaebi,Optimum operational conditions of a rotary regenerator using genetic algorithm, Energy and Buildings 40 (2008) 1637–1642

[4]- Thermal Energy Equipment: Waste Heat Recovery, Energy Efficiency Guide for Industry in Asia – www.energyefficiencyasia.org

[5]- Bureau of Energy Efficiency, WASTE HEAT RECOVERY.

[6]-Heat Recovery Systems by D.A.Reay, E & F.N.Span, London, 1979.

[7]-www.seav.vic.gov.au/ftp/advice/business/info_sheets/HeatRecoveryInfo_0_a.pdf

[8]- S.H. Noie, Investigation of thermal performance of an air-to-air thermosyphon heat exchanger using e-NTU method, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 559–567

[9]- Zhong Ke, Kang Yanming, Applicability of air-to-air heat recovery ventilators in China, Applied Thermal Engineering ,Article in Press

www.SID.ir