

بررسی تجربی و نظری افت فشار در تبادلهای گرمایی لوله‌ای سیستمهای تهویه مطبوع

روزبه ملاعباسی، سیدحسین نوعی*

مشهد، دانشگاه فردوسی مشهد، دانشکده مهندسی شیمی، گروه مهندسی شیمی

پیام‌نگار: noie@um.ac.ir

چکیده

با توجه به مساله کاهش مصرف انرژی سیستمهای تهویه مطبوع، استفاده از تبادلهای گرمایی لوله‌ای، روشی است که در این آزمایش‌ها انتخاب شده است. تبادلهای گرمایی لوله‌ای به عنوان پیش‌سردساز و پیش‌گرمساز به کار می‌روند. لوله‌های گرمایی به خاطر هدایت حرارتی بسیار بالا، به صورت اختلاف دمایی کم بین بخش تبخیرکننده و قسمت چگالنده دارای اهمیت بسزایی می‌باشند. مورد دیگری که شاید به همین اندازه قابل توجه باشد، فقدان هر نوع پمپ و یا منبع قدرت اضافی جهت انتقال حرارت از چشمه حرارتی به چالته حرارتی است. استفاده از این سیستمها در تبخیرکننده تبادلهای ۱۰ تا ۱۵ درصد و در چگالنده آن ۴۰ تا ۶۵ درصد، بهینه‌سازی انرژی خواهد داشت. عملکرد مناسب یک تبادلهای گرمایی لوله‌ای به عوامل مختلفی از جمله افت فشار در تبادلهای بستگی دارد. در این تحقیق، با ساخت یک تبادلهای گرمایی لوله‌ای ترمو سیفونی به صورت تجربی و نظری، افت فشار در تبادلهای گرمایی بررسی گردیده و مقادیر تجربی با نتایج به دست آمده از روشهای مختلف مقایسه شده اند.

کلمات کلیدی: تهویه مطبوع، تبادلهای گرمایی لوله‌ای، بهینه‌سازی مصرف انرژی، افت فشار

۱- مقدمه

بسیار زیاد است. عمده اتلاف انرژی در سیستمهای تهویه مطبوع، ناشی از کاهش میزان رطوبت موجود در هواست [۱]. کلید اصلی در بازیافت حرارت اتلافی این است که بتوان کاربردهای مناسب برای استفاده از این انرژی و همچنین یک وسیله یا روش عملی کم‌هزینه برای ارتباط دادن هر منبع به کاربردش را پیدا کرد. در سیستمهای تهویه مطبوع برای کاهش میزان رطوبت موجود در

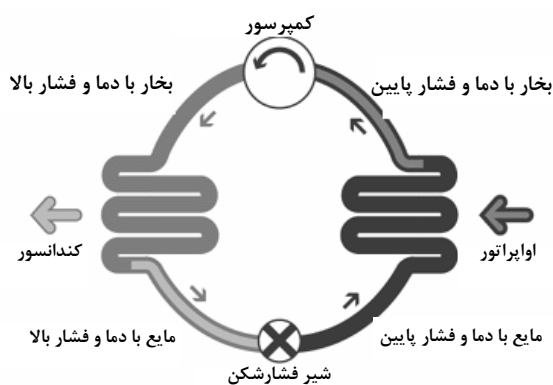
با توجه به افزایش روزافزون جمعیت و ازدیاد تقاضای انرژی و قیمت آن در دنیا، امروزه از مهمترین مباحث مطرح شده در مجامع علمی و تحقیقاتی، بهینه سازی مصرف انرژی است. یکی از پرکاربردترین بخشهای صنعت و حتی زندگی روزمره انسانها، تهویه مطبوع است. تکنولوژی تهویه مطبوع به گونه ای است که میزان اتلاف انرژی در آن،

شرایط آسایش ایده آل را برای همه فصل‌ها فراهم نکنند. ۹۸٪ افراد مورد آزمایش برای تابستان دمای 25°C و رطوبت نسبی ۵۰ درصد را مناسب می‌دانند و همین افراد در زمستان دمای 22°C و رطوبت نسبی کمتر از ۵۰ درصد را ترجیح می‌دهند [۳].

۳- سیستمهای کولر گازی

بهترین تکنولوژی در تهویه مطبوع و کنترل رطوبت، سیستمهای کولر گازی است. مکانیزم کار کولر گازی مشابه کار یخچال برقی است. در یک یخچال برقی چهار قسمت عمده در چرخه (سیکل) تبرید آن وجود دارد:

تبخیرکننده (اوپراتور) که همان قسمت یخدان یخچال است. کمپرسور که همان موتور یخچال است. کندانسور که همان لوله های سیاه پشت یخچال است و شیر انبساطی یا لوله موئین.



شکل ۱- چرخه تبرید

این چهار قسمت در سیستم یخچال برقی توسط مدار لوله کشی مسی به یکدیگر متصل هستند و در داخل مدار ماده ای به نام فریون که همان مایع مبرد است وجود دارد. علت استفاده از این مبرد، پایین بودن نقطه جوش آن است. (در سالهای اخیر متوجه شده اند که این گاز برای لایه اوزون ضرر دارد و کارخانجات تولید سیستم تبرید به دنبال گازهای جایگزین هستند) [۴].

سیکل ترمودینامیکی کولر گازی مشابه یخچال برقی است. همانطور که در شکل مشاهده می‌شود، سیال کار به صورت بخار با دما و فشار پایین، وارد کمپرسور می‌شود و در آنجا فشار و دمایش بالا می‌رود. سپس وارد کندانسور شده، گرمای خود را به محیط می‌دهد و

هوای ورودی، ابتدا هوا را تا حدود 10°C درجه سانتیگراد سرد می‌کنند تا رطوبت آن گرفته شود. این هوا برای ورود به داخل سیستم بسیار سرد است. لذا دمای آن را تا حدود 18°C درجه سانتیگراد بالا می‌برند که این کار سبب کاهش رطوبت نسبی هوا تا میزان ۷۰ درصد می‌شود که شرایط مناسبی برای هوای ورودی به سیستم است [۲].

عملکرد مناسب یک تبادلهای گرمایی لوله‌ای به عوامل مختلفی از جمله افت فشار در تبادلهای، بستگی دارد. در این تحقیق با ساخت یک تبادلهای گرمایی لوله‌ای ترموسیفونی به صورت تجربی و نظری افت فشار در تبادلهای گرمایی، بررسی و مقادیر تجربی با نتایج به دست آمده از روشهای مختلف مقایسه شده اند

۲- شرایط آسایش

بنابه تعریف، شرایط آسایش^۱ به شرایطی از هوا گفته می‌شود که ۹۷٪ افراد احساس راحتی کنند. رسیدن به شرایط ایده آل بسیار دشوار است. زیرا شرایط آسایش برای منطقه‌ای، در مقایسه با منطقه دیگر، متفاوت است. مثلاً افرادی که در کوهستان یا نقاط مرتفع زندگی می‌کنند، احساس متفاوتی از آسایش، در مقایسه با افرادی که در کویر زندگی می‌کنند، دارند [۳].

سه فاکتور مهم که در ایجاد آسایش انسان نقش مهمی را بر عهده دارند عبارتند از:

دمای هوا، رطوبت نسبی، حرکت هوا

انجمن مهندسين سرمايش، گرمایش و تهویه مطبوع امریکا^۲ پس از سالها مطالعه بر روی صدها نفر در شرایط مختلف آب و هوایی، به مفهوم دمای موثر که نشان دهنده رابطه بین سه پارامتر ذکر شده است، دست یافتند [۳].

دمای موثر به صورت اندازه گیری میزان آسایش انسان که شامل ترکیبی از دمای خشک هوا، رطوبت نسبی و حرکت هوا می‌باشد، بیان می‌شود.

چون واکنش افراد مورد آزمایش در زمستان و تابستان با هم متفاوت است، بنابراین به این نتیجه می‌رسیم که: شرایط آسایش در یک فصل با فصل دیگر تفاوت دارد و چون سیستمهای تهویه مطبوع برای یک دما و رطوبت و حرکت مشخص هوا طراحی شده اند، پس ممکن است

1. Comfort
2. American Society of Heating and Air condition Engineers (ASHAE)

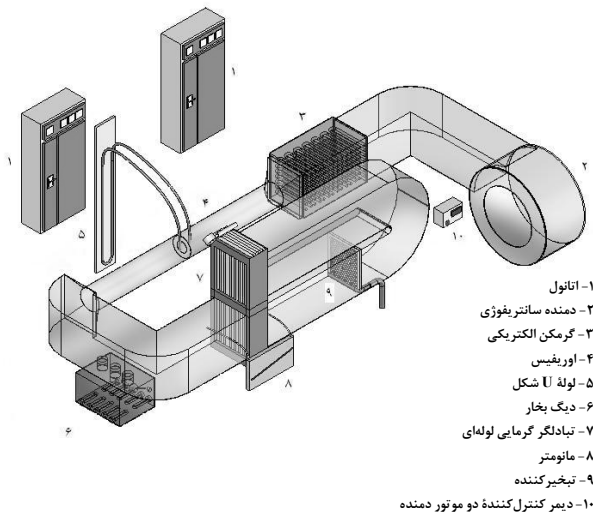
طرح اجمالی شکل (۲) از ۱۰ بخش اصلی تشکیل شده است، که به وسیله کانالی گالوانیزه به ابعاد دهنه ۶۰ در ۵۰ سانتیمتر و با ضخامت ۲ میلیمتر به یکدیگر متصل شده اند. مشخصات اجزای اصلی دستگاه به شرح زیر است.

۵-۱- دمنده سانتریفوژ

در این دستگاه از دمنده ای با مشخصات زیر استفاده شده است.

جدول ۱- مشخصات دمنده سانتریفوژ

طول دهانه خروجی	۶۰ cm
قطر پروانه	۸۰ cm
نوع موتور	سه فاز
توان	۲/۲ کیلو وات
شدت جریان	۵/۳ آمپر
سرعت موتور با فرکانس ۶۰HZ	۱۴۰۵ دور بر دقیقه



شکل ۲- طرح اجمالی دستگاه مورد آزمایش

۵-۲- گرمکن های الکتریکی

۵ عدد گرمکن ۱ کیلوواتی یک متری به شکل میله های مستقیم می باشند و برای اینکه بتوان آنها را در کانال قرار داد، همه آنها به شکل U خم شده اند.

به مایع با دما و فشار بالا تبدیل می شود. سپس وارد شیر فشار شکن شده و به مایع با دما و فشار پایین تبدیل می گردد. در نهایت، از قسمت تبخیرکننده گذشته و با گرفتن گرمای محیط به بخار با فشار و دمای پایین تبدیل می شود. قسمت تبخیرکننده دمای محیط را می گیرد و موجب سرمایش می شود [۴].

۴- اصول عملکرد لوله های گرمایی

برای کاهش میزان انرژی مصرفی، بهترین راه استفاده از تکنولوژی نوین، لوله های گرمایی است. یک لوله گرمایی وسیله ساده ایست که می تواند گرما را به سرعت از یک نقطه به نقطه دیگر انتقال دهد. از لوله های گرمایی اغلب به عنوان فوق رسانای گرمایی^۱ یاد می شود. لوله های گرمایی دارای ظرفیت گرمایی فوق العاده ای هستند درحالی که اتلاف حرارتی آنها تقریباً ناچیز است. لوله گرمایی در واقع یک محفظه بسته خلاء شده است که محتوی یک ساختار فتیله ای و یک سیال عامل در دو فاز مایع و بخار، می باشد [۵]. اجزای لوله گرمایی عبارتند از: محفظه بسته^۲، سیال عامل^۳ و فتیله^۴.

گرمای گرفته شده توسط سیال گرم، سیال عامل داخل لوله گرمایی را تبخیر می کند و آن را به قسمت چگالنده لوله گرمایی می فرستد. طی این مرحله سیال گرم، سردتر می شود. سیال سرد با چگالنده برخورد می کند، گرما را می گیرد و گرم می شود و سیال عامل چگالیده به قسمت تبخیرکننده برمی گردد و این سیکل تکرار می شود. تفاوت ترموسیفون و لوله های گرمایی در این است که لوله های گرمایی می توانند گرما را در خلاف جهت نیروی گرانش منتقل کنند و این کار را به کمک فتیله انجام می دهند و همین عامل، باعث برتری لوله های گرمایی نسبت به ترموسیفون شده است. به تازگی لوله های گرمایی در سیستم های تهویه مطبوع مورد استفاده قرار گرفته اند. با استفاده از لوله های گرمایی رطوبت زدا، رطوبت نسبی در فضا را می توان کاهش داد [۶].

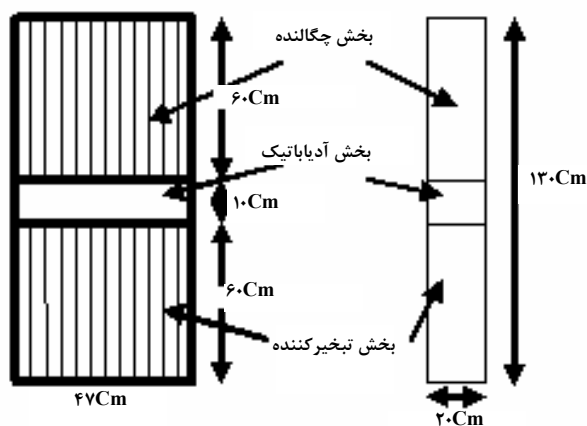
۵- شرح دستگاه مورد آزمایش

دستگاه نیمه صنعتی که آزمایشها بوسیله آن انجام شده است مطابق

1. Super Conductor
2. Container
3. Working Fluid
4. Wick

جدول ۲- مشخصات فیزیکی تبادلهای گرمایی لوله‌ای

ابعاد فیزیکی تبادلگر	۱۳۰ cm (ارتفاع) × ۴۷ cm (طول) × ۲۰ cm (عرض)
ابعاد فیزیکی یک ترموسیفون	قطر خارجی (۱۵ mm)، قطر داخلی (۱۴ mm)، طول (۱۳۰ cm)
نوع پره‌ها	صفحه ای پیوسته از جنس آلومینیوم ضخامت پره (۴ mm) تعداد پره‌ها (۳۰۰ پره در هر متر لوله)
آرایش ترموسیفونها	$S_L = S_T = 30 \text{ mm}$ آرایش مربعی
تعداد ردیفهای ترموسیفونها	$N_L = 6, N_T = 15$
تعداد کل ترموسیفونها	$N = 90$
جنس ترموسیفونها و سیال عامل	مس و متانول



شکل ۳- مشخصات مبادله‌کن

۶- تئوری آزمایش

میزان افت فشار در تبادلهای گرمایی به عوامل مختلفی مثل شکل هندسی لوله‌ها و پره‌ها، نحوه چیدمان لوله‌ها در کنار هم (آرایش لوله‌ها شامل آرایش مثلثی و مستطیلی)، نحوه عبور جریان از روی

۳-۵ تنظیم‌کننده دور دمنده

تنظیم‌کننده دور دمنده سانتریفوژ سه فاز است و از طریق تغییر فرکانس برق ورودی به موتور عمل می‌کند. از مزیت‌های این نوع کنترل کننده دور، کاهش سرعت بدون کاهش توان موتور است.

۴-۵ اوریفیس

معادله اوریفیس برای جریانهای تراکم ناپذیر به صورت زیر است.

$$\dot{M} = C_1 Y A_0 \sqrt{2 \rho_1 \Delta p} \quad (1)$$

که در آن، Y ضریب انبساط، A_0 مساحت سوراخ اوریفیس و ρ چگالی سیال در جریان بالادستی است. به دلیل افت فشار پایین، ضریب انبساط، مساوی یک می‌شود، لذا معادله (۱) به صورت زیر بازآرایی می‌گردد [۷].

$$\dot{M} = C \sqrt{\rho_1 \Delta p} \quad (2)$$

۵-۵ دیگ بخار

دیگ بخار با ابعاد ۴۵ در ۴۰ در ۷۰ سانتیمتر از ورق گالوانیزه با ضخامت ۲ میلی‌متر ساخته شده است. داخل آن ۳۰ عدد المنت الکتریکی ۱ Kw تعبیه شده که به وسیله آنها دبی (مقدار جریان) بخار ورودی به سیستم، کنترل می‌شود.

۶-۵ تبادلهای گرمایی لوله‌ای

تبادلگر گرمایی مورد آزمایش دارای مشخصات جدول (۲) می‌باشد. لوله‌ها به زاویه قائمه با افق قرار گرفته‌اند که می‌توان زوایای دیگر را مورد بررسی قرار داد [۸].

۷-۵ تبخیرکننده

در تبخیرکننده مورد استفاده، از لوله‌های مسی با پره‌های آلومینیومی استفاده شده است. ابعاد تبخیرکننده ۴۵ در ۴۵ سانتیمتر است که به کمپرسوری با توان ۳ Kw متصل شده و به همراه چگالنده مربوط و لوله موئین آن، تشکیل یک سیکل سرماسازی با توان حدود ۷ Kw را می‌دهند. در زیر تبخیرکننده مطابق شکل، لوله‌ای تعبیه شده است که آب کندانس شده را تخلیه می‌کند.

و همچنین، چگونگی آرایش لوله‌ها بدست می‌آید. برای دسته لوله‌های با پره‌های یکپارچه داریم:
- لوله‌های با آرایش خطی (مستطیلی):

$$f = \left\{ 0.44 + \frac{0.08 S_L / d}{[(S_T - d) / d]^{0.43 + 1.13d / S_T}} \right\} \text{Re}_{\max}^{-0.15} \quad (6)$$

- لوله‌های با آرایش مثلثی

$$f = \left\{ 0.25 + \frac{0.118}{[(S_T - d) / d]^{1.08}} \right\} \text{Re}_{\max}^{-0.16} \quad (7)$$

S_T, S_L : به ترتیب اندازه گام عرضی و طولی در آرایش هندسی لوله‌ها

۶-۲ روش شاه و جیوانلی [۱۰]

اگر لوله‌های گرمایی که در ساخت تبادلهای گرمایی بکار رفته‌اند دارای پره‌های کروی و مجزا باشند بهتر است از معادله زیر، افت فشار را حساب کنیم:

$$\Delta P = 2nf \frac{G^2}{\rho_{in}} + G^2 \left(\frac{1}{\rho_{out}} + \frac{1}{\rho_{in}} \right) \quad (8)$$

n: تعداد ردیف‌های لوله در امتداد جریان

$$f = 9.465 \text{Re}_d^{-0.316} \left(\frac{X_t}{d} \right) \quad (9)$$

X_t : اندازه گام عرضی لوله‌ها

۷- نحوه انجام آزمایش

هوای محیط توسط دمنده سانترفوژ به داخل کانال مکیده می‌شود. دور موتور دمنده به وسیله دیمر، کنترل و شدت جریان هوای ورودی با اوریفیس اندازه گرفته می‌شود.

هوای ورودی از روی گرمکن‌های الکتریکی عبور می‌کند و پیش‌گرم می‌شود. کنترل دمای هوای ورودی به تبادلهای گرمایی لوله‌ای از این

دسته لوله‌ها، سرعت جریان، دمای جریان و... بستگی دارد [۹]. برای محاسبه افت فشار در عبور جریان از روی دسته لوله‌ها به طریق زیر می‌توان عمل کرد:

$$\Delta P = \Delta P_t + \Delta P_f \quad (3)$$

ΔP_t : افت فشار در دسته لوله‌های بدون پره

ΔP_f : افت فشار جزئی ناشی از پره‌ها

محاسبه هر کدام از افت فشارهای فوق به شکل هندسی پره‌ها و لوله‌ها بستگی دارد.

در زیر روش‌های مختلفی که برای محاسبه افت فشار در عبور جریان از روی دسته لوله‌ها ارائه شده‌اند، مورد بررسی قرار می‌گیرد:

۶-۱ روش کیز و لاندن [۵]

افت فشار کلی در تبادلهای گرمایی لوله‌ای از معادله زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{\Delta P}{P_{in}} = \frac{G^2}{2P_{in}\rho_{in}} \left[\left(1 + \left(\frac{A_c}{A_f} \right)^2 \right) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) + f \frac{A_o}{A_c} \frac{\rho_{in}}{\rho_m} \right] \quad (4)$$

P_{in} : فشار جریان ورودی به تبادلهای

$\rho_{in}, \rho_{out}, \rho_m$: به ترتیب، چگالی جریان ورودی، خروجی و متوسط می‌باشد

G : حداکثر سرعت جریان جرمی سیال از دسته لوله‌ها

A_c : حداقل سطح مقطع عبور جریان

A_o : کل سطح انتقال گرمای تبادلهای

A_f : سطح مقطع کل پره‌ها

f : ضریب اصطکاک فاینینگ

برای محاسبه G کافی است شدت جریان جرمی سیال ورودی به تبادلهای را بر حداقل سطح مقطع عبور جریان تقسیم کرد.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} \quad (5)$$

ضریب اصطکاک فاینینگ بر اساس شکل هندسی دسته لوله‌ها و پره‌ها

آن A_c ، A_f ، A_o ، به ترتیب، سطح لوله‌ها، سطح پره‌ها و سطح کل است [۹].

جدول ۳- شرایط و داده‌های آزمایش

افت فشار	دمای خروجی	دمای ورودی	فرکانس
۵	۳۰/۲	۳۵/۱	۲۰
۷	۳۰	۳۵/۲	۲۵
۹	۳۹/۹	۳۵/۱	۳۰
۱۲	۳۰/۱	۳۵	۳۵

$$A_c = (W - N_1 d)(L_e - t_f n_f L_e) \quad (10)$$

$$A_f = 2N(Wb - \frac{\pi}{4} d_o^2) n_f L_e \quad (11)$$

$$A_o = 2N(Wb - \frac{\pi}{4} d_o^2) n_f L_e + (L_e - n_f t_f) \pi d_o N \quad (12)$$

$W; d_o; b$: به ترتیب طول و قطر خارجی و عرض تبادلگر گرمایی لوله‌ای

$N_1; N$: به ترتیب تعداد ردیف لوله گرمایی در امتداد جریان و تعداد کل لوله‌ها

L_e : طول قسمت تبخیر کننده تبادلگر

$t_f; n_f$: به ترتیب ضخامت و تعداد پره

با توجه به جدول (۲) و شکل (۳) و روابط ۱۰ تا ۱۲ داریم:

$$A_o = 28.71m^2 \quad A_f = 26.674m^2 \quad A_c = 0.1188m^2$$

جدول ۴- اطلاعات لازم برای محاسبه افت فشار نظری

سرعت جریان جرمی ماکزیمم تبادلگر (G)	سرعت ماکزیمم تبادلگر ($\frac{m}{s}$)	سرعت جریان هوا در توده ($\frac{m}{s}$)	مقدار جریان هوای گرم ($\frac{Kg}{s}$)	چگالی متوسط ($\frac{Kg}{m^3}$)	چگالی هوای خروجی ($\frac{Kg}{m^3}$)	چگالی هوای ورودی ($\frac{Kg}{m^3}$)	افت فشار آزمایشی (mmH_2O)	دمای هوای گرم خروجی ($^{\circ}C$)	دمای هوای گرم ورودی ($^{\circ}C$)	فرکانس ورودی به دمنده (Hz)
۱/۶۶	۱/۴	۰/۷۰	۰/۱۹۸	۱/۱۳۵	۱/۱۴	۱/۱۳	۵	۳۰/۲	۳۵/۱	۲۰
۲/۰۹	۱/۷۶	۰/۸۸	۰/۲۴۹	۱/۱۳۵	۱/۱۴	۱/۱۳	۷	۳۰	۳۵/۲	۲۵
۲/۴۹	۲/۱	۱/۰۵	۰/۲۹۶	۱/۱۳۵	۱/۱۴	۱/۱۳	۹	۳۹/۹	۳۵/۱	۳۰
۲/۸۸	۲/۴۲	۱/۲۱	۰/۳۴۲	۱/۱۳۵	۱/۱۴	۱/۱۳	۱۲	۳۰/۱	۳۵	۳۵

طریق صورت می‌گیرد. هوای گرم شده پس از عبور از اوریفیس با بخار ناشی از دیگ بخار که گرمای آن توسط گرمکن‌های الکتریکی تامین می‌شود مرطوب می‌گردد و به ابتدای تبخیر کننده تبادلگر گرمایی لوله‌ای می‌رسد. شدت جریان بخار خروجی از دیگ بخار توسط گرمکن‌های الکتریکی تامین کننده گرمای آب دیگ، کنترل می‌شود. هوا در حین عبور از روی پره‌های تبخیر کننده مقداری از گرمای خود را از دست می‌دهد و پیش سرد می‌شود. طی عبور هوا از روی پره‌های تبادلگر، افت فشار ایجاد می‌شود، که این افت فشار، توسط مانومتر تعبیه شده در دوطرف تبخیر کننده تبادلگر اندازه‌گیری می‌شود. تبخیر کننده تعبیه شده در مرحله بعد، دمای هوا را تا ۱۰ درجه سانتیگراد کم می‌کند و رطوبت آن توسط لوله تعبیه شده خارج می‌شود. سپس هوای سرد اشباع به چگالنده تبادلگر گرمایی لوله‌ای وارد و گرم و سپس به محیط وارد می‌شود.

۸- شرح آزمایش

برای مقایسه اثرات مقدار جریان هوای ورودی در میزان افت فشار هوا در تبخیر کننده تبادلگر گرمایی، دما و رطوبت هوای ورودی به تبخیر کننده تبادلگر گرمایی لوله‌ای را ثابت نگاه داشته، با تغییر فرکانس دیمر، مقدار جریان هوا را تغییر می‌دهیم. رطوبت، توسط بخار خروجی از دیگ بخار به وسیله المنتهای آن، ثابت نگاه داشته می‌شود. در جدول (۳)، دما، فرکانس و افت فشار به ترتیب بر حسب، درجه سانتی‌گراد، هرتز و میلی‌متر آب است.

۹- محاسبات

برای تبادلگر گرمایی لوله‌ای به کار برده شده روابط زیر را داریم، که در

۹-۱ روش کیز و لاندن

با استفاده از معادلات (۴) تا (۷) و استفاده از داده های جدول (۴) مقدار افت فشار ایجاد شده در تبادلگر گرمایی لوله‌ای به شرح زیر بدست می آید:

جدول ۵- نتایج بدست آمده از روش کیز و لاندن

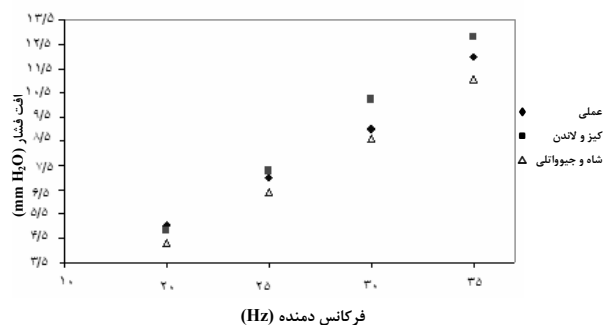
افت فشار نظری (mmH ₂ O)	ضریب اصطکاک	رینولدز ماکزیمم
۴/۸	۰/۲۰۶	۱۲۲۷
۷/۳	۰/۱۹۹	۱۵۴۳
۱۰/۲	۰/۱۹۴	۱۸۴۱
۱۲/۸	۰/۱۸۲	۲۱۲۲

۹-۲ روش شاه و جیوانلی

با استفاده از معادلات (۸) و (۹) و استفاده از داده های جدول (۴) مقدار افت فشار ایجاد شده در تبادلگر گرمایی لوله‌ای به شرح زیر بدست می آید:

جدول ۶- نتایج بدست آمده از روش شاه و جیوانلی

افت فشار نظری (mmH ₂ O)	ضریب اصطکاک	رینولدز ماکزیمم
۴/۳	۰/۵۲۳	۱۲۲۷
۶/۴	۰/۴۸۶	۱۵۴۳
۸/۶	۰/۴۵۹	۱۸۴۱
۱۱/۱	۰/۴۳۹	۲۱۲۲



شکل ۴- مقایسه افت فشار نظری و آزمایشگاهی

۱۰- بحث و نتایج

با توجه به مصرف فوق‌العاده انرژی در سیستمهای تهویه مطبوع، استفاده از تبادلگرهای گرمایی لوله‌ای یکی از بهترین روشهای تعدیل انرژی در این سیستمهاست. از تبادلگرهای گرمایی لوله‌ای، با توجه به انتقال گرمای فوق‌العاده، برای این منظور استفاده می‌شود.

افت فشار در تبادلگر گرمایی لوله‌ای می‌تواند بر مشخصات هیدرودینامیکی جریان و چگونگی طراحی تبادلگر تاثیر گذار باشد. میزان افت فشار در تبادلگرهای گرمایی به عوامل مختلفی مثل شکل هندسی لوله‌ها و پره‌ها، نحوه چیدمان لوله‌ها در کنار هم (آرایش لوله‌ها شامل آرایش مثلثی و مستطیلی)، نحوه عبور جریان از روی دسته لوله‌ها، سرعت جریان، دمای جریان و... بستگی دارد. هر چند در مورد تبادلگر گرمایی ساده معادلات مختلفی معرفی شده است اما برای افت فشار در تبادلگر گرمایی لوله‌ای تحقیقات اندکی صورت گرفته و زمینه کار برای سایر محققین فراهم می‌باشد. با توجه به جدول‌های (۵) و (۶) و شکل (۴)، به موارد زیر اشاره می‌شود:

۱- هر چند روش شاه و جیوانلی برای تبادلگر گرمایی لوله‌ای با پره‌های مجزا و کروی ارائه شده است، ولی بخاطر سادگی معادله می‌توان آنرا برای تبادلگر گرمایی لوله‌ای با پره‌های یکپارچه و آرایش هندسی لوله‌های خطی نیز بکار برد. در حالتیکه جریان ورودی به تبادلگر در محدوده ($Re < 2000$) باشد نتایج حاصله حدودا با ده درصد خطا مورد قبول خواهد بود و برای جریان با ($Re > 2000$) تخمین مناسبی از مقدار افت فشار در تبادلگر به ما خواهد داد.

۲- روش کیز و لاندن یکی از بهترین روشها برای محاسبه افت فشار در تبادلگر گرمایی لوله‌ای با پره‌های مختلف محسوب می‌شود. البته پیچیدگی و متغیرهای زیاد مورد نیاز تنها اشکالی است که به این معادله وارد می‌باشد.

پیشنهاد می‌شود در مورد تبادلگر گرمایی لوله‌ای با پره‌های مختلف، هنگامی که سیال تراکم پذیر با جریان ($Re > 10000$) وارد تبادلگر می‌شود، بررسی به عمل آید، همچنین، برای سیال تراکم ناپذیر، صحت معادله معرفی شده مورد بررسی قرار گیرد.

مراجع

- [1] Y.H.Yau, "Application of heat pipe heat exchanger to dehumidification enhancement in tropical HVAC systems-a baseline performance characteristics study", International Journal of Thermal Sciences 46 (2), 164-171 (2007).
- [۲] پروفیسور پ. س. بالنی، ترجمه مهندس سید محمدرضا امام، "اصول تبرید و تهویه مطبوع" انتشارات علویان، (۱۳۶۸).
- [۳] دکتر انوشیروان فرشیدیانفر، مهندس اردشیر فرشیدیانفر، مهندس امیر فنودی، "تهویه مطبوع مدرن" چاپ گوتنبرگ (۱۳۸۳).
- [4] Sonntag-Borgnakke-Vanwylen "Fundamentals of thermodynamics" Fifth edition
- [5] Faghri, A., "Heat Pipe Science and Technology", Taylor & Francis, USA, (1995).
- [6] Sun, J.Y., Shyu, R.J., "Waste Heat Recovery Using Heat Pipe Heat Exchanger for Industrial Practices", Proceeding of the 5th International Heat Pipe Symposium, Melbourne, Australia, (1996).
- [7] Kumar S., "Gas production engineering", Vol.4, 2nd Ed. Gulf publishing co., (1987).
- [8] Y.H.Yau, "Experimental thermal performance study of an inclined heat pipe heat exchanger operating in high humid tropical HVAC systems", International Journal of Thermal Sciences 30, 1143-1152 (2007).
- [9] Perez R., Bendescu J., "The influence of the heat pipe heat exchanger's geometry on its heat transfer Effectiveness." Heat Rec.Sys.&CHP, (1983).
- [10] Shah R.K., Giovannelli A. D., "Heat Pipe Heat Exchanger Design Theory", Heat Transfer Equipment Design, Hemisphere, Washington, D. C., (1987).
- [11] Azad E. and Geloola F., "A Design Procedure for Gravity-Assisted Heat Pipe Heat Exchanger" Heat Recovery System Vol. 4, No. 2, pp. 101-111, (1984).